Die Hebezeuge

Von

Hugo Bethmann

3. Auflage

Braunschweig
Friedr. Vieweg & Sohn

Die Hebezeuge

Berechnung und Konstruktion der Elemente, Flaschenzüge, Winden und Krane

Für Schule und Praxis

mit besonderer Berücksichtigung des elektrischen Antriebes

bearbeitet von

Hugo Bethmann

Ingenieur und Dozent für Maschinenbau am Technikum Altenburg (S.-A.)

Dritte neu bearbeitete Auflage

Mit über 1300 Textabbildungen, 15 Tafeln und 114 Tabellen

BRAUNSCHWEIG

DRUCK UND VERLAG VON FRIEDR. VIEWEG & SOHN

1915

Alle Rechte,
namentlich das Recht der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright, 1915, by Friedr. Vieweg & Sohn,
Braunschweig, Germany.

121668

D 240108

Vorwort.

Die dritte Auflage ist einer eingehenden Umarbeitung unterzogen worden, die einesteils durch Ausscheidung überflüssigen und veralteten Stoffes, andernteils durch Ergänzungen und Aufnahme neuer Konstruktionen bedingt war.

Die Einteilung des Inhalts ist in ihren Grundlagen dieselbe geblieben. Erforderlich war hingegen eine neue Gliederung des Abschnittes Drehkrane, die von Prof. Kammerer in logischer und mustergültiger Weise zuerst in des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“ aufgestellt war.

Die vorher auf verschiedene Abschnitte zerstreuten Grundsätze über Ermittelung der Stabkräfte und Berechnung der Stäbe wurden in einem besonderen Abschnitt „Zusammenstellung der zur Gerüstberechnung erforderlichen Sätze“ den Kranen vorangestellt. Die Tabellen über Motore und elektrische Apparate wurden in den Anhang aufgenommen.

Von den Umarbeitungen ist zunächst der Abschnitt „Elektrischer Antrieb“ zu erwähnen, der jetzt an Hand von Gleichungen und Schaubildern die für den Hebezeugkonstrukteur wissenswerten Eigenschaften der verschiedenen Motorensysteme, ihr Verhalten beim Anlauf und beim Bremsen, ferner Schaltungen, Steuervorrichtungen, Bremsmagnete usw. enthält.

Der Abschnitt über Bremsen wurde einer eingehenden Durchsicht unterworfen. Bremsvorgang und Bremsen bei maschinellem Antrieb wurden unter die Elemente aufgenommen, um das über Bremsen Gesagte nicht über zu viele Kapitel zu verstreuen. Die Berücksichtigung der Reibungsleistung, die Berechnung des Lüftweges und des Hebelausschlages dürften erwünschte Neuerungen sein. Die Senksperrbremsen, die heute keine Berechtigung mehr haben, wurden bis auf ein Beispiel gestrichen.

Von Bedeutung ist die Berücksichtigung des Einflusses der Trägheitsmomente von Motoranker und rotierenden Triebwerkmassen auf den Arbeitsbedarf beim Anlauf. Obwohl schon vor längeren Jahren von Prof. Kammerer in der Z. d. V. D. I. 1901 dieses Thema eingehend behandelt und die Vernachlässigung des Ankers und Triebwerkes als

grober Fehler in der Berechnung erkannt war, wurde in keinem Lehrbuche darauf Rücksicht genommen. Die Grundsätze sind in der dritten Auflage in dem Abschnitt „Trägheitswiderstände bei Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen“ ausführlich behandelt und in späteren Beispielen über elektrisch betriebene Hebezeuge eingehend behandelt worden.

Dem neuen Abschnitt über Laufräder wurde besondere Beachtung geschenkt, so daß sich hier die zeitliche Entwickelung der theoretischen Ergebnisse bis auf die letzten Doktordissertationen verfolgen läßt.

Neu aufgenommen sind ferner Kranschienen, Kugellager, flachlitzige Drahtseile, Jordan-Druckluftbremse, gesteuerte Fliehkraftbremse, Fachwerkträger mit parabolischem Untergurt, elektrisch betriebene Wanddrehkrane, Hellingkrane, Verladebrücken, Druckwasserhebeböcke usw.

Der Abschnitt „Zusammenstellung der zur Gerüstberechnung erforderlichen Sätze“, S. 456 bis 487, sowie die Abhandlung über Kranträger, S. 641 bis 668, wurde von Dipl.-Ing. Bergner in Altenburg S.-A., der Abschnitt „Elektrischer Antrieb“, S. 306 bis 380, von Dipl.-Ing. Sierig in Uerdingen a. Rh., z. Z. Festung Köln a. Rh., bearbeitet. Beiden Herren danke ich für ihre wertvolle Mitarbeit.

Die Verlagsbuchhandlung hat wieder mit der ihr eigenen Sorgfalt die Herstellung des Werkes durchgeführt und besondere Mühe auf deutliche Figuren verwendet, deren oft mehrere Quadratmeter großen Originale zwecks Reproduktion umgezeichnet und mit eingeklebten, gedruckten Maßzahlen versehen wurden. Ihr sei an dieser Stelle besonderer Dank ausgesprochen.

Abänderungsvorschläge und Berichtigungen werde ich stets gern entgegennehmen, zumal die Korrektur der zweiten Hälfte durch meine Einberufung zur Fahne wesentlich beeinflußt war.

Altenburg S.-A.,
z. Z. Essigny le Grand bei St. Quentin, 17. Dezember 1914.

Hugo Bethmann.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Vorwort V

Inhaltsverzeichnis VII

Erster Abschnitt: **Elemente der Hebezeuge.**

Seile 1

1. Hanfseile 1
2. Drahtseile 3

Bemerkungen über Drahtseile 10

3. Seilgehänge 10

Ketten 14

1. Geschweißte Ketten 14

Kalibrierte Ketten 15

2. Gallsche Gelenkketten 17
3. Amerikanische Ketten 20

Seil- und Kettenrollen 22

1. Seilrollen 22
2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten 24
3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten . . . 25
4. Kettenführungen 30
5. Kettenräder für Gallsche Ketten 31
6. Kettenräder für amerikanische Treibketten 36
7. Berechnung der Rollenachsen 36

a) Berechnung auf Festigkeit 36

b) Berechnung auf spezifische Pressung 38

c) Berechnung der Wärmeableitung 39

Seil- und Kettentrommeln 39

1. Seiltrommeln 39

a) Trommeldurchmesser und Trommellänge 39

b) Ausführung der Seiltrommeln 41

c) Befestigung der Trommel auf der Welle 42

d) Befestigung der Seile an der Trommel 44

2. Kettentrommeln 47
3. Richtiges Auflaufen der Ketten und Seile 49

Verwendung der einzelnen Tragorgane 49

Haken 50

1. Einfache Haken 50

a) Bestimmung des Schaftdurchmessers 50

b) Berechnung des gefährlichen Querschnittes 52

Seite

2. Doppelhaken 56
3. Aufhängung der Haken 57
4. Hakengeschirre 58
5. Skizzen von Haken und Kranflaschen 60
6. Festigkeitsrechnungen 63
Berechnung einer Kranflasche für 20000 kg Tragkraft 65
7. Last-Binde- oder Schlingketten 70
8. Greifzeuge 70
9. Selbstgreifer 74
a) Der Huntsche Zweikettengreifer 74
b) Hones Selbstgreifer 76
10. Lastmagnete 80
11. Kranwagen und Gewichtsanzeiger 84

Kurbeln 86
Kurbelräder 90

Haspelräder 90

Zahngesperre 92
Zahngesperre mit Außenzähnen 92
Zahngesperre mit Innenzähnen 94
Klinkenbolzen 95
Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken 95
Geräuschlose Klinken von Gebr. Weismüller 96
Geräuschloses Zahngesperre von vormals Wilke & Co. 97

Klemmgesperre 98
Räder mit zylindrischen Umfangsflächen 99
Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff 100

Bremsen 101
Bremsvorgang 102
1. Backenbremsen 103
Doppelbackenbremsen 105
Reibungsleistung und Bremsscheibendurchmesser 107
Drehbolzen 110
Bremshebel 110
Ermittelung des Lüftweges 110
2. Kegelbremsen 111
3. Bandbremsen 111
Einfache Bandbremsen 111
Differentialbandbremsen 114
Ermittelung des Lüftweges und des Hebelausschlages 114
Regeln für die Anordnung der Bandbremsen 116
Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung 117
Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile 117
Bremsscheibendurchmesser 117
Bremsband 118
Armierte Bremsbänder 120
Mehrfach umschlungene Bremsbänder 120
Befestigung der Bremsbandenden am Hebel 120
Scharnierbolzen 122
Ermittelung des Drehbolzendurchmessers 122
Bremshebel 123

Seite

4. Lamellenbremsen 125
5. Sperradbremsen 126
Beckersche Sperradbremse 127
6. Selbsttätige Bremsen 128
a) Lastdruckbremsen 129
1. Seil-Lastdruckbremsen 130
2. Schnecken-Lastdruckbremsen 131
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker 131
Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders 134
Schnecken-Lastdruckbremse von Bolzani 134
Schnecken-Lastdruckbremse der Welter-Elektrizitätswerke . 135
Schnecken-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik 136
3. Gewinde-Lastdruckbremsen 138
Gewinde-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik . 139
4. Schrägzahn-Lastdruckbremse 141
Daumen-Sperrradstoppbremse 141
b) Zentrifugalbremsen 142
Zentrifugalbremse von Becker 142
Zentrifugalbremse von Stauffer 146
Zentrifugalbremse mit Keilnuten 147
Kurzer Überblick über Schleuderbremsen 147
7. Sicherheitskurbeln 149
Sicherheitshaspel mit Lamellenkupplung von Weston 149
Sicherheitskurbel von Weidtmann 150
Sicherheitskurbel von Becker 151
Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller 153
Anwendungsgebiet der Sicherheitskurbeln 153
8. Elektromagnetische Bremsen 154
9. Druckluftbremse von Jordan 158
10. Gesteuerte Fliehkraftbremse von Becker 163
Zusammenfassung 165

Zahnräder 166
Verzahnung 167
Teilung für langsam laufende Räder 168
Zahnbreite, Teilung für schneller laufende Räder, Konstruktion 171
Material und Bearbeitung, Rohhautritzel 172
Zähnezahl, Wirkungsgrad 173
Gewichte 174

Schneckengetriebe 174
Verzahnung der Schneckengetriebe 175
Beziehung zwischen Last und Kraft 176
Wirkungsgrad 178
Teilung und Schneckendurchmesser 179
Druck in Richtung der Schneckenwelle und der Schneckenradwelle . . . 184
Kugel- und Rollenlagerungen der Schneckenwelle 186
Beispiel 188

Grissongetriebe 190

Reibräder 191
Zylindrische Reibräder 191
Kegelförmige Reibräder 194
Zentratorgetriebe von Hilger & Cie. 195

Seite

Wendegetriebe 196
1. Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen 196
2. Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung 196
Wendegetriebe von Gebr. Scholten 199
Wendegetriebe von Jaeger 200

Kupplungen für Motorantrieb 201
Stahlblattkupplung der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft 202
Blattfederkupplung der Eßlinger Maschinenfabrik 202
Eiulagenkupplung von Polysius 202
Laschenkupplung 204
Lederscheibenkupplung 204
Grissonkupplung von Becker 205
Lederbolzenkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. . . . 205
Lederringkupplung von Tacke 206
Reibkupplungen für Schwenkkrane 206

Lager 208
Stehlager mit Rotgußschalen 208
Augenlager 208
Augenlager mit Ringschmierung 210
Kugellager 211
1. Ringlager 213
2. Drucklager 215
3. Rollenlager 217
Reibungswiderstand 217
Ausführungen von Kugel- und Rollenlagern 219

Laufräder und deren Schienen 222
Fahrwiderstand 222
1. Berechnung 222
2. Material 222
3. Ausführung 222
4. Verbindung mit der Achse 223
5. Anordnung 224
6. Vermeiden des Aufsteigens der Spurkränze auf die Schienen . . . 224
7. Fahrwiderstand 224
Fahrwiderstand nach Ernst 225
Fahrwiderstand nach Hilbrand 225
Fahrwiderstand nach Dr. ing. Pape 225
Fahrwiderstand nach Dr. ing. Bülz 226
Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen 224
8. Laufkranschienen 230
9. Befestigung der Laufschienen 231
10. Materialanstrengung von Schienen auf Mauerwerk 233

Flachgängige Bewegungsschrauben 234

Zweiter Abschnitt: **Flaschenzüge.**

1. Feste Rolle 237
Ermittelung des Wirkungsgrades bzw. des Wertes $1/\eta = x$ 237
2. Lose Rolle 239
a) Lose Lastrolle 239
b) Lose Treibrolle 240

Seite

3. Gewöhnliche Rollenzüge 240
a) Faktorenflaschenzüge 240
Lastrollenzug (gewöhnlicher Faktorenflaschenzug) 240
Treibrollenzug (umgekehrter Faktorenflaschenzug) 243
b) Potenzflaschenzug 245
c) Zwillingsrollenzüge 245
d) Ausführung der Flaschenzüge 247
e) Klemm- und Bremsvorrichtungen für Seilflaschenzüge 250
4. Der Differentialflaschenzug von Weston 250
5. Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremsen 252
6. Stirnräderflaschenzüge 253
a) Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung 253
b) Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse 254
Stirnräderflaschenzug für 500 kg Last von F. Piechatzek 254
Flaschenzug der Yale & Towne Ltd. 255
7. Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen 256

Dritter Abschnitt: **Die Antriebsarten.**

1. Vorgelege und Übersetzung 260
Verteilung der Einzelübersetzungen 263
2. Wirkungsgrad der Rädertriebwerke 264
3. Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb 264
Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken 266
4. Kraftbedarf für Verschiebung der fahrbaren Winden bei Handbetrieb . . 267
5. Maschineller Antrieb allgemein 267
Die Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb 269
Die Bremsen bei maschinellem Antrieb 270
Elektrische Bremsung 271
6. Die Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen . 271
Allgemeine Gesetze für Ermittelung der Trägheitswiderstände 272
a) Bei geradliniger Bewegung 272
b) Bei Drehung um eine Achse 274
Trägheitsmomente verschiedener Körper 274
Trägheitsmomente von Motorankern und Triebwerksteilen 275
a) Motoranker 275
b) Triebwerk 277
Reduktion der Beschleunigungsmomente 277
a) Reduktion auf den Lasthaken 278
b) Reduktion auf die Motorwelle 278
c) Reduktion auf eine Schwenkachse 279
d) Reduktion auf ein Laufrad 279
Trägheitswiderstände bei Horizontalbewegung 279
Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung 283
Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse 286
Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen 291
7. Transmissionsantrieb 294
8. Dampfantrieb 296
9. Druckwasserantrieb 301
10. Antrieb durch Druckluft 305
11. Antrieb durch Gas- und Benzinmotor 306

Seite

12. Elektrischer Antrieb. Einleitung 306
1. Das Ohmsche Gesetz 306
2. Stromstärke, Widerstand und elektromotorische Kraft 307
3. Unterschied zwischen elektromotorischer Kraft und Spannung . . 307
4. Reihen-, Parallel- und Gruppenschaltung von Widerständen und Spannungen 308
5. Die elektrische Leistung 309
6. Magnetismus, Kraftlinien, Feldstärke und magnetische Masse . . 310
7. Die stromdurchflossene Spule 310
8. Induktion 311
Die Gleichstrommotoren 312
9. Der allgemeine Aufbau der Gleichstrommaschinen 312
10. Die Erzeugung des Gleichstromes 313
11. Prinzip der Gleichstrommotoren 314
12. Die verschiedenen Arten der Gleichstromgeneratoren und Motoren 315
13. Das Ankerfeld, Feldverzerrung und Bürstenverschiebung 317
14. Ankergegenfeld und Ankerquerfeld 319
15. Wendepol- und kompensierte Maschinen 320
16. Die elektromotorische Gegenkraft des Motors 320
17. Die Tourenzahl der Gleichstrommotoren 321
18. Die Zugkraft der Gleichstrommotoren 324
19. Die Leistung des Motors 326
20. Die Tourenregulierung der Gleichstrommotoren 327
21. Das Anlassen von Gleichstrommotoren 328
22. Regulieranlasser und Auslasser mit Regulator 330
23. Die Drehrichtung der Gleichstrommotoren 331
24. Die Motoren als Generatoren 333
Die Wechselstrommaschinen 334
25. Aufbau der Wechselstrommaschinen 334
26. Erzeugung des Wechselstromes und die verschiedenen Wechselstromgrößen 335
27. Die Selbstinduktion und ihr Einfluß auf die Leistung der Maschine. Phasenwinkel und Leistungsfaktor 338
28. Der Dreiphasenstrom 341
29. Stern- und Dreieckschaltung 342
Die Wechselstrommotoren 344
30. Das Drehfeld 344
31. Synchronmotor und Asynchronmotor 347
32. Kurze Erklärung des Transformators 351
33. Die Kommutatormotoren 352
34. Gleichstrom oder Drehstrom für Kranbetrieb 357
35. Auswahl der Motoren. Stundenleistung 359
36. Verhalten der Motoren im Betriebe 362
37. Steuerverfahren 362
Schaltungen für Fahrwerke 364
Gleichstromschaltungen für Hubwerke 365
Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung 365
Senkbremsschaltung mit schwacher Fremderregung 366
Sicherheitssenkschaltung 366
Schaltung für mechanische Senkbremsen 367
Drehstromschaltungen für Hubwerke 367

Seite

38. Steuervorrichtungen 368
39. Bremsmagnete 370
40. Sicherheitsvorrichtungen 371
41. Schaltungen und Schaltapparate der AEG 373
42. Installation, Apparateanordnungen, Zuleitungen 379

Vierter Abschnitt: **Winden.**

a) **Berechnung der Windenwellen** 381
Vorgelege- und Trommelwellen 381
Kurbelwellen 383

b) **Windenschilde** 383

c) **Ausgeführte Räderwinden** 385
Berechnung einer Bockwinde für 1000 kg Tragkraft 385
Bockwinde für 500 kg Tragkraft 397
Fahrbare Bauwinde für 5000 kg Tragkraft 400
Winden für Transmissionsantrieb der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. . 405
Friktionswinde mit Zentrifugalbremse für 500 kg Tragkraft von Gutmann 407
Berechnung derselben 408
Transmissionswinde für einen Lastenaufzug von 1000 kg von Weismüller 410
Zwillingsdampfwinde für 2500 kg von Gauhe, Gockel & Co. 412
Berechnung derselben 415
Elektrisch betriebene Aufzugwinde für 1500 kg von Weismüller 418

d) **Wand- oder Konsolwinden** 422
Wandwinde ohne Räderübersetzung. Lampenaufzug 422
Wandwinde für 200 kg Tragkraft 424
Sicherheitswinde für 600 kg Tragkraft 426
Wandwinde mit Schneckengetriebe für 400 kg Tragkraft 428

e) **Zahnstangenwinden** 428
Berechnungsangaben 429
Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft von Bolzani 433
Hebelwinde nach amerikanischem System von de Fries 437
Zugwinden von Schuchardt & Schütte 438

f) **Schraubenwinden** 438
Einfache Schraubenwinden 439
Schraubenschlittenwinde für 8000 kg Tragkraft 443
Schraubenwinde mit Kegel- bzw. Schneckenantrieb 446
Schraubenzwingen von Schuchardt & Schütte 446

g) **Hebeböcke** 447
Berechnung eines Hebebockes für 12500 kg Tragkraft 448
Hebeböcke mit elektrischem Antrieb 451
Druckwasserhebeböcke 452

Fünfter Abschnitt: **Krane.**

Zweck und Einteilung derselben 455
Zusammenstellung der zur Gerüstberechnung erforderlichen Sätze . 456
1. Mittelkraft R mehrerer Kräfte P 456
2. Zerlegen einer Kraft R in zwei Seitenkräfte P_1 und P_2 456
3. Gleichgewicht mehrerer Kräfte P_1, P_2 usw. an einem Punkte a 457
4. Bestimmung der Größe unbekannter, am Punkte a angreifender Kräfte . 457
5. Seilzug oder Seileck 458

Seite

6. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke (durch Kräftepläne) 460
7. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke nach der Ritterschen Schnittmethode 463
8. Bestimmung des an einem Balken wirkenden Biegungsmoments . . . 464
   a) Berechnung des Moments 464
   b) Zeichnerische Bestimmung des Moments durch das Seileck . . . 467
   c) Bestimmung des Moments durch Einflußlinien 469
9. Bestimmung der Auflagerwiderstände eines belasteten Balkens . . . 472
   a) Auflagerwiderstände, berechnet aus der Momentengleichung . . 473
   b) Auflagerwiderstände durch das Seileck bestimmt 474
   c) Auflagerwiderstände durch Einflußlinien 474
10. Schub- oder Scherkraft 475
   a) Schubkraft durch Rechnung ermittelt 476
   b) Schubkraft durch Einflußlinien bestimmt 477
      Ruhende und bewegliche Last 478
      Verbindung der Trägerteile 480
         1. Nietverbindung rein auf Zug oder Druck beansprucht . 480
         2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht 481
      Anordnung der Nieten 483
      Beanspruchung der Stäbe 484
         1. Rein auf Zug 484
         2. Rein auf Druck 485
         3. Rein auf Biegung 485
         4. Auf Knickung 485
         5. Auf Zug (oder Druck) und Biegung 486

A. Drehkrane 488

Allgemeines über Drehkrane und deren elektrischen Antrieb 488
   Ausbildung der Triebwerke 488
   Stromzuleitung 490
   Gründung 490
   Gegengewicht 491

a) Lagerung des drehbaren Teiles 492

1. Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen 492
   α) Wanddrehkrane 492
      Berechnung des Krangerüstes 495
         a) Bestimmung der Stabkräfte durch Rechnung 496
         b) Bestimmung der Stabkräfte durch Zeichnung 498
         c) Festigkeitsberechnung der Stäbe 499
      Kraftbedarf für das Schwenken des Kranes 501
      Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung . . 501
         1. Analytische Ermittelung der Stabkräfte 501
         2. Graphische Ermittelung der Stabkräfte 505
         3. Berechnung der Stabdimensionen 505
   β) Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst . . . 511
   γ) Vor- und Nachteile der Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen 511
2. Drehkrane mit drehbarer Säule 511
   α) Gewöhnliche Schachtkrane 513
      Berechnung der Säule 513

Seite

β) Fairbairnkrane 514
Konstruktion des Blechträgers 514
Widerstand beim Schwenken des Kranes 519
Fairbairnkran für 15000 kg Tragkraft 520
Triebwerk zum Schwenken des Kranes 522
Triebwerk für die Lastwinde 523
γ) Hammerkrane 523
Hammerkran für 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung . . 525
Hammerkran für 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung . . 527
3. Drehkrane mit feststehender Säule 529
1. Strebe aus genietetem Blechrohr 531
2. Kransäule 533
Befestigung der Kransäule 535
3. Stützzapfen 536
4. Hals- und Rollenlager 538
5. Graphische Ermittelung der im Krangerüst wirkenden Kräfte 540
6. Anschlußbolzen für den Ausleger 541
7. Traverse und Kranschilde 541
8. Fundamentplatte. — Anker und Fundament 543
9. Triebwerk zum Heben und Senken der Last 545
10. Triebwerk zum Drehen des Kranes 545
11. Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung 546
12. Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung 550
13. Elektrisch betriebener Säulendrehkran für 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung 550
Berechnung 552
4. Drehscheibenkrane 554
Bewegungswiderstand 554
Stabilitätsnachweis für einen Drehscheibenkran von 6 t Tragkraft und 5,2 m Ausladung 555
Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft und 6,5 m Ausladung 557
Allgemeines über Dampfdrehkrane 561
b) Veränderung der Ausladung 562
1. Wanddrehkran mit Laufkatze 562
a) Analytische Berechnung des Krangerüstes 564
b) Graphische Ermittelung der Kräfte 566
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe 566
2. Krangerüst mit geknickter Strebe 568
3. Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe . . 569
4. Krangerüst mit Gegengewicht 570
c) Verschiebung der Laufkatze mit loser Rolle durch Zugketten 571
1. Widerstand der Lastrollen 571
2. Widerstand der Laufräder, Zapfen und Spurkränze . . . 572
3. Widerstand der Zugketten 572
Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung von Findeisen 573
Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft und 7 m Ausladung von Mohr & Federhaff 577
Berechnung der Stabkräfte, des Hub-, Fahr- und Schwenktriebwerkes 582

Seite

Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung 591
Vorteile und Nachteile der Drehkrane mit Laufkatze 592
2. Drehkrane mit Laufwinde 592
3. Drehkrane mit Wippausleger 593
Derrickkrane 593
Derrickkran von 100000 kg Tragkraft 594
Hammerwippkran für 150 t Nutzlast 596
Hammerwippkran für 250 t Tragkraft 600
Drehkran mit schwingendem Ausleger für 150 t Tragkraft . . . 602
Scherenkrane 603
c) **Fahrbare Drehkrane** 605
1. Fahrbare elektrisch betriebene Drehkrane 607
Fahrbarer Dreimotorendrehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung 607
2. Fahrbare Dampfdrehkrane 608
3. Fahrbare Turmdrehkrane 611
Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Tragkraft und 4 bzw. 9 m Ausladung 613
4. Volltor- und Halbtorkrane 617
Halbtorkran für 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung 617
5. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane 620
Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5000 kg Tragkraft und 2 m Ausladung 620
Elektrisch betriebener Konsolkran für 3 t Tragkraft und 6 m Ausladung 625
6. Hängende Drehkrane oder Laufdrehkrane 626
7. Schwimmkrane 627
Schwimmkran für 25 t Tragkraft 629
Schwimmkran für 60 t Tragkraft 631

B. **Laufkrane** 634
1. Kranträger und Kraneinzelheiten 634
A. Vollwandige Träger 634
Genietete Kranträger 637
a) Ermittelung des Trägheits- und Widerstandsmomentes . . 638
b) Stehblech 640
c) Gurtungswinkeleisen 641
d) Gurtplatten oder Lamellen 641
e) Nietdurchmesser und Nietteilung 641
f) Stoßfugenüberlaschung im Stehblech 643
g) Stoßfugenüberlaschung im Gurt 644
h) Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern 647
i) Begrenzung der Fahrbahn 648
k) Querversteifung der Längsträger 648
l) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn 649
B. Fachwerkträger 651
Graphische Ermittelung der durch das Eigengewicht erzeugten Stabspannungen 652
Graphische Ermittelung der durch die wandernde Last erzeugten Stabspannungen 655
a) Ermittelung der Stabspannungen durch Cremonapläne . . 655

Seite

b) Ermittelung der Stabspannungen nach der Ritterschen Schnittmethode 656
Erstes Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt 657
Zweites Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt 661
Ausführung der Fachwerkträger 663
Verbindung getrennter Teile bei den Fachwerkstäben 665
Knotenpunkte 666
Wind- und Querverbände 668
C. Fahrbahnträger 669
D. Kettenstützen 671
E. Kopfträger 672
2. Laufkrane mit Handbetrieb 673
a) Laufkrane mit Stirnradlaufwinde 673
Ausführungen 676
Laufkrane mit Kurbelantrieb 676
Laufkrane mit Haspelkettenantrieb 677
b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde 681
Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft 682
c) Laufkrane mit seitlich liegendem Windwerk 684
3. Laufkrane mit elektrischem Antrieb 685
a) Einmotorkrane 687
Elektrisch betriebener Einmotorlaufkran für 12000 kg Nutzlast und 10,3 m Spannweite 689
Entwurfsberechnung für einen Einmotorkran von 15 t Tragkraft, 12 m Spannweite und 7 m Hub 690
b) Dreimotorenkrane 694
Beschreibung neuzeitlicher, elektrisch betriebener Normallaufkrane 694
Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite 699
Elektrisch betriebener Dreimotoren-Führerkorb-Laufkran für 10 t Tragkraft und 12,6 m Spannweite 710
Dreimotoren-Laufkran für 7,5 t Tragkraft und 15,5 m Spannweite . 711
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite . 712
Dreimotoren-Laufkran für 10 t Tragkraft und 13 m Spannweite . . 712
Hellingkrane 715
c) Laufkrane mit teilweise elektrischem Antrieb 718
d) Elektro-Laufwinden 720
Elektrisch betriebene Laufkatze für 4000 kg Tragkraft 723
C. Bockkrane 726
Bockkran für 15000 kg Tragkraft 726
Fahrbarer Bockkran für 40000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite . 733
D. Verladebrücken 734
Fahrbare Verladebrücke von Jaeger 734
Verladebrücke der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. 735
E. Hoehbahnkrane 736
a) Die Brownschen Brückenkrane 737
Laufkatze der Temperley Transporter Company 740
b) Hunts Elevator 742

Seite

c) Hunts Verladebrücke 744
d) Verladebrücke mit Dreiseilkatzen und Selbstgreiferbetrieb 747
e) Hochbahnkran der Wellmann-Seaver-Morgan Co. 749
f) Hochbahnkrane mit Führerlaufkatze 750
F. Spezialkrane und kranartige Arbeitsmaschinen für Hüttenwerke 751
Beschickwagen 752
Beschickkrane 754
Muldenzubringerkrane 756
Gießkrane 756
Chargierkrane 759
Stripperkrane 759
Tiefofenkrane 759
Greiferkrane 759

Anhang 760
Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Apparaten 760
Normalprofile für Walzeisen 770

Namenverzeichnis 779

Tabellenverzeichnis 783

Sachverzeichnis 786

Berichtigungen 790

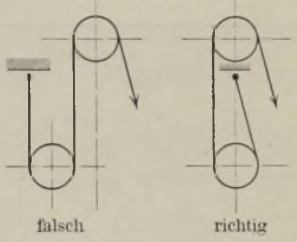
Erster Abschnitt.

Elemente der Hebezeuge.

Seile.

Die im Hebezeugbau verwendeten Seile haben runden oder quadratischen Querschnitt. Die Wahl der Seile hat nach den nachstehenden Tabellen zu erfolgen, die je nach der Bezugsquelle verschiedene Verhältnisse aufweisen. Als Konstruktionsregel ist festzuhalten, daß die Seile bei der Führung über Rollen mit Rücksicht auf die Haltbarkeit nicht nach entgegengesetzten Richtungen gebogen werden dürfen (Fig. 1).

Fig. 1.



Seilführung über Rollen.

1. Hanfseile.

Hanfseile werden infolge ihrer geringeren Tragfähigkeit und ihrer großen Durchmesser fast nur noch für gewöhnliche billige Flaschenzüge und für Bauwinden angewendet.

Es werden runde und flache Hanfseile hergestellt. Erstere, welche für Flaschenzüge und Winden gewählt werden, bestehen gewöhnlich, wie Fig. 2 zeigt, aus drei Litzen. Letztere werden zur Förderung in Bergwerken benutzt.

Fig. 2.

Querschnitt eines Hanfseiles.

Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse werden die Seile entweder mit Karbolineum (d. i. ein fäulniswidriges Imprägnier- und Anstrichmittel, durch Destillation aus Steinkohlenteeröl hergestellt) getränkt oder geteert.

Geteerte Seile, welche weniger zu Hebezeugzwecken als zu Schiffszwecken verwendet werden, besitzen eine geringere Tragkraft als ungeteerte Seile, weil das Teeren einen ungünstigen Einfluß auf den Hanf ausübt.

Die Zerreißfestigkeit guter Seile beträgt 700 bis 1000 kg/qcm. Mit einer zulässigen Beanspruchung von 100 kg qcm, bzw. 80 kg/qcm (bezogen auf den ideellen, also nicht vorhandenen Kreisquerschnitt) erhält man aus der Gleichung der Zugfestigkeit $S = \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z$ die bequemen Rechnungswerte:

bei normalem Gebrauch $d_{cm} = \frac{1}{9}\sqrt{S}$, für $k_z = 100$ kg qcm,

bei starkem Verschleiß $d_{cm} = \frac{1}{8}\sqrt{S}$, für $k_z = 80$ kg qcm,

wenn S die Nutzbelastung des Seiles, erforderlichenfalls mit Berücksichtigung der dynamischen Zusatzanstrengungen, bedeutet.

Tabelle 1.

Hanfseile aus der Mechanischen Hanfspinnerei von Felten & Guilleaume in Cöln a. Rh.

Seile aus Ia. russischem Reinhanf			Seile aus Ia. reinem Schleißhanf			Seile aus Ia. echt badischem Schleißhanf		
Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht pro Meter kg	Tragfähigkeit bei 8facher Sicherheit kg	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht pro Meter kg	Tragfähigkeit bei 8facher Sicherheit kg	Durchmesser in mm	Ungefähres Gewicht pro Meter kg	Tragfähigkeit bei 8facher Sicherheit kg
13	0,13	130	13	0,14	145	13	0,14	165
16	0,20	200	16	0,21	230	16	0,21	251
18	0,24	254	18	0,25	290	18	0,25	330
20	0,30	314	20	0,31	350	20	0,31	393
23	0,38	416	23	0,39	470	23	0,39	519
26	0,50	531	26	0,51	600	26	0,51	663
29	0,65	660	29	0,67	740	29	0,67	825
33	0,78	855	33	0,80	960	33	0,80	1067
36	0,93	1017	36	0,96	1145	36	0,96	1271
39	1,10	1194	39	1,15	1340	39	1,15	1492
46	1,45	1661	46	1,50	1870	46	1,50	2055
52	1,90	2122	52	1,95	2390	52	1,95	2599
55	2,15	2226	55	2,25	2493	55	2,25	2783
60	2,50	2473	60	2,55	2755	60	2,55	3180
65	2,80	2694	65	2,90	2984	65	2,90	3563
70	3,30	2885	70	3,50	3221	70	3,50	3846
75	3,80	3160	75	3,90	3587	75	3,90	4101
80	4,30	3328	80	4,50	4020	80	4,50	4460
85	4,85	3757	85	5,00	4395	85	5,00	4890
90	5,40	4133	90	5,60	4848	90	5,60	5404
95	6,10	4665	95	6,30	5400	95	6,30	5932
100	7,00	5163	100	7,20	5887	100	7,20	6476

Der Preis der Ia. Schleißhanfseile beträgt etwa 1,40 ℳ pro kg, für Ia. russische Reinhanfseile etwa 1,10 ℳ pro kg.

2. Drahtseile.

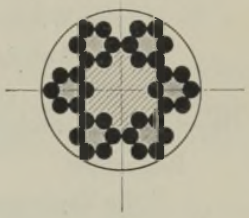
Infolge ihres geringeren Preises und Eigengewichtes bieten die Drahtseile einen vorteilhaften Ersatz für Ketten. Die Vorteile der Drahtseile gegenüber den Ketten sind in folgenden Sätzen ausgedrückt:

1. Drahtseil hat ungefähr nur ein Achtel des Gewichtes der Kette bei gleicher Bruchfestigkeit und nimmt auf der Trommel nur ein Drittel der Länge von der Kette in Anspruch.
2. Drahtseil ist billiger und dauerhafter als Kette und läuft ruhiger.
3. Die Überwachung ist eine bedeutend leichtere gegenüber Kette, denn bevor ein Drahtseil zerreißt, dehnt es sich vorher und durch einzelne Drahtbrüche wird das Seil stachelig. Bei Ketten hingegen tritt der Bruch plötzlich ein.

Zur Schonung der Seile ist man allerdings gezwungen, die in den Tabellen angegebenen Trommeldurchmesser bedeutend zu überschreiten. Dadurch sind größere Übersetzungen bedingt.

Um die Lebensdauer der Drahtseile zu verlängern und zum Schutz gegen Rosten werden dieselben mit gekochtem Leinöl getränkt und verzinkt. In Gießereien sucht man die Drahtseile durch Schutzbleche, welche an den Hakenflaschen angebracht werden, vor der ausgestrahlten Hitze der Gießpfannen zu schützen.

Fig. 3.



Querschnitt eines Drahtseiles.

Die Drahtseile werden je nach ihrer Verwendung Aufzug-, Kran-, Förder- und Kabelseile genannt. Das Material derselben ist in den meisten Fällen Tiegelgußstahldraht mit einer Bruchfestigkeit von 12000 bis 20000 kg/qcm.

Der Biegsamkeit wegen besteht ein Drahtseil gewöhnlich aus sechs Litzen, welche schraubenförmig um eine mittlere Hanfseele gewunden sind. Jede Litze besitzt wieder eine eigene Hanfseele, und um diese sind die einzelnen Drähte schraubenförmig gewunden.

Berechnung. Ein Drahtseil ist infolge der schraubenförmig gewundenen Drähte und Litzen nicht nur auf Zug, sondern auch noch auf Verdrehung beansprucht. Außerdem müßte die gegenseitige Pressung der Drähte und ihre Reibung berücksichtigt werden. Bei der Krümmung des Seiles über Rollen oder Trommeln tritt ferner Biegung in erheblichem Maße hinzu.

Um nicht zu starke Seile zu erhalten, erfolgt in der Regel Verteilung der Last auf mehrere Seile, z. B. bei Laufkranen bis zu 10 t Tragkraft auf vier Seilstränge mit zwei losen Rollen unten und einer Ausgleichrolle oben, also Übersetzung 1 : 2, da beide Seilenden auf die Trommel gewickelt werden. Bei Lasten bis 25 t sechs Seilstränge mit zwei losen Rollen und einer Ausgleichrolle unten und zwei Rollen oben, also bei Aufwickelung beider Seilenden Übersetzung 1 : 3. Vgl. auch „Zwillingsrollenzüge".

Nach Böttcher[1]) kann man zur Vermeidung zu großer Seildurchmesser und damit zu schwerer Rollen folgende Seildurchmesser als Ausgang für die Anzahl der Seilstränge wählen:

Bei Kranen bis 5 t	Tragkraft	etwa	15 mm	Seildurchmesser,	
5 ÷ 15 t	„	„	20	„	„
15 ÷ 30 t	„	„	25	„	„
30 ÷ 60 t	„	„	30	„	„
über 60 t	„	„	35	„	„

Man bestimmt den Seildurchmesser für eine gegebene Größtbelastung in der Weise, daß man sich zunächst für eine entsprechende Sicherheit entscheidet und die durch diese Sicherheit bedingte Bruchfestigkeit dem Seildurchmesser zugrunde legt, weil in den Tabellen 2 und 3 nur die Bruchfestigkeiten der Seile angegeben sind.

Man nimmt gewöhnlich

für Winden und Krane eine sechsfache Sicherheit,
für Aufzüge eine zehnfache Sicherheit.

Hierauf hat eine Kontrollrechnung mittels der nachstehenden Gleichung zu erfolgen.

Bezeichnet

S die Zugbelastung (statische Belastung + Massenwiderstand) in kg,
δ die Drahtdicke in cm,
i die Anzahl der Drähte,
D den Rollen- oder Trommeldurchmesser in cm,
E den Elastizitätsmodul,

$\sigma_z = \dfrac{S}{i \dfrac{\pi}{4} \delta^2}$ die wirklich auftretende Zugspannung im geraden Seil,

$\sigma_b = cE \dfrac{\delta}{D}$ die wirklich auftretende Biegungsanstrengung,

k die zulässige Grenzspannung,

[1]) Anton Böttcher, Krane.

so soll nach C. v. Bach

$$\sigma_{max} = \sigma_z + \sigma_b \leqq k,$$

also

$$\frac{S}{i\,\frac{\pi}{4}\,\delta^2} + c\,E \cdot \frac{\delta}{D} \leqq k$$

sein. Mit $E = 2\,150\,000$ kg/qcm für Stahldraht und $c = {}^3/_8$ wird

$$\frac{S}{i\,\frac{\pi}{4}\,\delta^2} + 800\,000\,\frac{\delta}{D} \leqq k.$$

Nach Isaachsen[1]) ist $c = {}^1/_2$ für Seile, welche stets nach der gleichen Richtung gebogen werden und sich nicht um ihre Längsachse drehen können; $c = 1$ für Seile, die nach der entgegengesetzten Richtung gebogen werden.

Es ist für Tiegelgußstahldrahtseile je nach der Bruchfestigkeit des verwendeten Materials zulässig

bei Menschenförderung:

$$k = \frac{K_z}{10} = \frac{12000}{10} \text{ bzw. } \frac{20000}{10}, \text{ höchstens } k = 2500 \text{ kg/qcm};$$

bei Lastenförderung:

$$k = \frac{K_z}{6} = \frac{12000}{6} \text{ bzw. } \frac{20000}{6}, \text{ höchstens } k = 3500 \text{ kg/qcm},$$

so daß bei 13000 kg/qcm Zerreißfestigkeit, falls die nach der Gleichung berechneten Werte die angegebenen höchsten zulässigen Grenzspannungen erreichen, noch eine 5- bzw. 3,8fache Sicherheit vorhanden ist.

Zweckmäßig bleibt man mit der Materialanstrengung unter diesen Höchstwerten, insbesondere dann, wenn lebhafter Betrieb, Seilbiegung nach verschiedenen Richtungen und hohe Beschleunigungskräfte beim Anheben in Frage kommen.

Bei der Berechnung von Aufzugseilen ist zu beachten, daß nach der Polizeiverordnung für Aufzüge die auf jedes Seil entfallende, aus Zug- und Biegungsspannung zusammengesetzte Gesamtbeanspruchung

bei Personenaufzügen nicht mehr als ${}^1/_6$ der Bruchfestigkeit,

bei reinen Lastenaufzügen nicht mehr als ${}^1/_5$ der Bruchfestigkeit

betragen darf.

---

[1]) Isaachsen, Die Beanspruchung von Drahtseilen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 652.

Tabelle 2. **Verzinkte Krandrahtseile aus Tiegelgußstahldraht (Rundschlag)** der A.-G. für Seilindustrie in Mannheim-Neckarau.
Bruchfestigkeit etwa 15000 bis 16000 kg/qcm.

Konstruktion I. Biegsam. 72 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen						Konstruktion II. Spezial Biegsam. 144 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen						Konstruktion III. Extra Spezial Biegsam. 180 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen					
Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg	Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg	Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg
mm	etwa kg	mm	etwa kg	mm	ℳ	mm	etwa kg	mm	etwa kg	mm	ℳ	mm	etwa kg	mm	etwa kg	mm	ℳ
8	0,18	0,55	2600	220	235	8	0,22	0,45	3500	180	275	8	0,20	0,40	3400	160	320
10	0,25	0,65	3600	260	202	10	0,35	0,55	5300	220	235	10	0,35	0,45	4400	180	275
12	0,40	0,80	5600	320	185	12	0,50	0,65	7300	260	202	12	0,45	0,55	6600	220	235
14	0,50	0,95	7900	400	158	14	0,70	0,80	11200	320	184	14	0,65	0,65	9100	260	202
16	0,65	1,05	9600	500	149	16	0,90	0,90	14200	380	162	16	0,85	0,75	12200	300	188
18	0,85	1,20	12200	600	144	18	1,15	1,00	17500	450	153	18	1,05	0,85	15800	340	173
20	1,00	1,35	15400	675	131	20	1,40	1,10	21100	525	149	20	1,30	0,95	19800	400	158
22	1,25	1,45	17800	740	126	22	1,70	1,20	24400	600	144	22	1,55	1,05	23500	475	151
24	1,50	1,60	21700	850	123	24	2,00	1,35	30900	675	127	24	1,85	1,15	28000	550	147
26	1,75	1,70	24500	1000	121	26	2,35	1,45	35700	740	125	26	2,20	1,25	33300	625	140
28	2,00	1,85	29000	1100	118	28	2,75	1,55	40800	800	123	28	2,55	1,35	38700	675	132
30	2,30	2,00	33900	1200	116	30	3,15	1,65	46200	925	122	30	2,90	1,40	41500	725	128
32	2,65	2,10	37300	1300	114	32	3,60	1,80	54800	1050	120	32	3,30	1,50	47800	775	126
34	3,00	2,25	42900	1350	110	34	4,00	1,90	61200	1125	118	34	3,70	1,60	54300	860	124
36	3,35	2,40	48800	1450	105	36	4,50	2,00	67800	1250	116	36	4,20	1,70	61300	975	121
38	3,75	2,50	53000	1550	103	38	5,00	2,10	74700	1300	114	38	4,65	1,80	68500	1050	119
40	4,10	2,65	59600	1650	102	40	5,60	2,20	82000	1350	112	40	5,20	1,90	76500	1125	117

In den Tabellen sind die rechnerischen Bruchlasten angegeben. Die wirkliche, auf der Prüfungsmaschine ermittelte Bruchlast ist bis zu 10 Proz. kleiner als die rechnerische Bruchlast.

Tabelle 3. **Verzinkte Krandrahtseile aus Pflugstahldraht** der A.-G. für Seilindustrie in Mannheim-Neckarau.
Bruchfestigkeit etwa 18000 bis 20000 kg/qcm.

Konstruktion IV. Biegsam. 114 Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele						Konstruktion V. Spezial Biegsam. 144 und 42 dünne Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele							Konstruktion VI. Extra Spezial Biegsam. 222 Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele					
Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg	Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke		Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg	Seildurchmesser	Gewicht pro Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Normaler Aufwickelungsdurchmesser	Preis pro 100 kg
mm	etwa kg	mm	etwa kg	mm	ℳ	mm	etwa kg	mm	mm	etwa kg	mm	ℳ	mm	etwa kg	mm	etwa kg	mm	ℳ
8	0,25	0,55	5 100	240	320	8	0,25	0,45	0,29	4 900	200	335	8	0,25	0,38	4 300	180	362
9	0,30	0,60	6 000	260	275	9	0,30	0,50	0,33	6 100	220	290	9	0,30	0,40	5 300	190	303
10	0,40	0,65	7 100	290	232	10	0,40	0,55	0,36	7 200	240	250	10	0,40	0,45	6 700	200	285
11	0,45	0,75	9 400	320	217	11	0,45	0,60	0,40	8 600	260	233	11	0,45	0,50	8 400	220	248
12	0,50	0,80	10 800	350	213	12	0,50	0,65	0,45	10 200	290	228	12	0,50	0,55	10 200	240	240
13	0,60	0,85	12 300	400	202	13	0,60	0,70	0,48	11 800	320	220	13	0,60	0,60	11 700	260	235
14	0,70	0,95	15 500	440	199	14	0,70	0,80	0,52	15 400	350	210	14	0,70	0,65	13 700	290	226
15	0,80	1,00	17 100	500	192	15	0,80	0,85	0,55	17 400	380	205	15	0,80	0,70	15 900	310	209
16	0,95	1,05	18 800	550	188	16	0,95	0,90	0,60	19 800	420	192	16	0,95	0,75	18 400	330	203
17	1,05	1,15	21 300	600	183	17	1,05	0,95	0,62	21 800	460	185	17	1,05	0,80	21 000	350	201
18	1,20	1,20	23 100	660	180	18	1,20	1,00	0,65	23 000	500	182	18	1,20	0,85	23 900	380	197
19	1,30	1,25	25 100	700	175	19	1,30	1,05	0,70	25 400	530	180	19	1,30	0,90	27 000	410	190
20	1,45	1,35	29 400	740	170	20	1,45	1,10	0,75	28 100	575	178	20	1,45	0,95	30 100	440	186
21	1,60	1,40	31 500	780	168	21	1,60	1,15	0,77	30 000	620	176	21	1,60	1,00	33 300	480	183
22	1,80	1,45	33 900	820	166	22	1,80	1,20	0,80	33 200	660	174	22	1,80	1,05	34 600	520	181
23	1,95	1,55	38 700	875	165	23	1,95	1,25	0,85	35 900	700	171	23	1,95	1,10	37 900	560	176
24	2,10	1,60	41 200	930	164	24	2,10	1,35	0,90	42 200	740	169	24	2,10	1,15	41 500	600	174
26	2,45	1,70	46 600	1050	161	26	2,45	1,45	0,95	48 600	810	167	26	2,45	1,25	49 000	690	172
28	2,85	1,85	55 000	1200	158	28	2,85	1,55	1,05	52 200	900	165	28	2,85	1,35	57 200	750	170
30	3,30	2,10	71 000	1300	155	30	3,30	1,65	1,10	61 000	1000	163	30	3,30	1,40	61 400	800	168
32	3,70	2,15	74 400	1400	—	32	3,70	1,80	1,20	74 300	1150	—	32	3,70	1,50	70 800	860	—
34	4,20	2,25	81 500	1500	—	34	4,20	1,90	1,25	82 500	1250	—	34	4,20	1,60	80 300	950	—
36	4,70	2,40	92 700	1600	—	36	4,70	2,00	1,35	92 200	1375	—	36	4,70	1,70	90 800	1070	—
38	5,20	2,55	104 900	1700	—	38	5,20	2,10	1,40	101 300	1430	—	38	5,20	1,80	101 000	1160	—
40	5,85	2,65	113 200	1800	—	40	5,85	2,20	1,50	111 900	1500	—	40	5,85	1,90	113 000	1240	—

Beispiel. Ein Kranseil soll einer Nutzlast von 2500 kg genügen.

Einer sechsfachen Sicherheit im geraden Seilstrang würde eine Bruchbelastung von $2500 \cdot 6 = 15000$ kg entsprechen. Wir entscheiden uns nach Tabelle 2 für ein Drahtseil von 20 mm Durchmesser, Konstruktion III, mit einer Bruchfestigkeit von 19800 kg, 180 Drähten von je 0,95 mm Dicke, und wählen nach S. 39 für die dazugehörigen Trommel- und Rollendurchmesser $D = 600\,\delta \sim 600$ mm.

Die Kontrollrechnung für die wirklich vorhandene Anstrengung ergibt:

$$\sigma_{max} = \frac{S}{i\,\frac{\pi}{4}\cdot\delta^2} + 800000\,\frac{\delta}{D} = \frac{2500}{180\,\frac{\pi}{4}\cdot 0{,}095^2} + 800000\cdot\frac{0{,}095}{60} = 3226\ \text{kg/qcm}.$$

Dieser Wert genügt noch der gestellten Bedingung $k \leqq 3500$ kg/qcm. Die im gekrümmten Seil vorhandene Sicherheit ist bei 16000 kg/qcm Bruchfestigkeit $\frac{16000}{3226} = 4{,}95$ fach.

Erhält man einen wesentlich höheren Wert für σ_{max}, so muß man denselben durch zweckmäßige Auswahl der Seilkonstruktion, bzw. größeren Seilquerschnitt und größeren Rollendurchmesser zu verringern suchen. (Vgl. auch Beispiel S. 40.)

Tabelle 4. **Lampen-Aufzugseile** der Aktiengesellschaft für Seilindustrie.

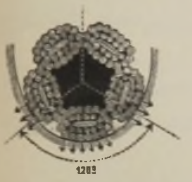
Tragkraft kg	Durchmesser mm	Litzen	Drahtzahl	Drahtdicke mm	Hanfseelen	Gewicht pro 1000 m kg	Preis pro 1000 m ℳ
a) aus verzinktem Flußstahldraht							
15	3,0	5	7	0,40	1	40	110
25	5,5	7	7	0,55	1	105	170
40	7,0	6	12	0,55	1	155	235
b) aus verzinktem Gußstahldraht							
30	3,0	5	7	0,40	1	40	170
40	4,5	6	7	0,50	1	75	230
50	5,0	7	7	0,50	1	88	280

Tabelle 5. **Geflochtene Quadratseile** der Aktiengesellschaft für Seilindustrie.
Konstruktion: 8 Litzen à 37 Drähte.

Seilstärke mm	Gewicht pro Meter kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit Gußstahl kg	Bruchfestigkeit Pflugstahl kg	Zulässiger Aufwickelungsdurchmesser mm	Preis pro 100 kg Gußstahl blank	Gußstahl verzinkt	Pflugstahl blank	Pflugstahl verzinkt
12	0,53	0,50	6500	9500	250	240	280	305	350
13,5	0,65	0,55	7800	11500	275	200	238	260	298
15	0,80	0,60	9500	14000	300	176	215	231	270
17	1,10	0,70	13000	19000	350	168	200	220	253
20	1.40	0,80	17000	25000	400	159	192	210	242
22	1,80	0,90	22000	32500	450	155	183	204	232
24	2,20	1,00	27000	40000	500	148	175	195	222
27	2,65	1,10	33000	48000	550	143	170	187	215
30	3,10	1,20	39000	57000	600	141	165	185	210
32	3,60	1,30	44000	65000	650	140	162	183	205
34	4,25	1,40	50500	74500	700	139	161	181	202

Quadratseile kommen da zur Verwendung, wenn das Bestreben der runden Drahtseile, sich mit freischwebender Last zu drehen, störend wirkt. Sie sind absolut drallfrei und eignen sich deshalb besonders als Entleerungsseile für Greiferbetrieb.

Fig. 4.



Flachlitziges Drahtseil.

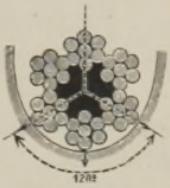
Tabelle 6.

Flachlitzige Drahtseile

von Felten & Guilleaume Carlswerk A.-G. in Mülheim a. Rhein.

Material: Gußstahl; 140 Drähte; 1 Hanfseele.
Bruchfestigkeit der Runddrähte:
12 000 bis 18 000 kg/qcm.

Fig. 5.



Rundlitziges Drahtseil.

Durchmesser mm	Dicke der Runddrähte mm	Querschnitt aller Runddrähte qmm	Bruchfestigkeit der Runddrähte kg	Gewicht pro lfd. m etwa kg
12,5	0,72—0,66	51,0	6 120	0,58
14	0,78—0,72	59,6	7 150	0,60
15	0,85—0,77	68,2	8 180	0,77
16	0,90—0,83	81,0	9 720	0,90
17	0,95—0,88	90,8	10 920	1,05
18	1,01—0,94	103,4	12 410	1,15
19	1,08—0,99	116,0	13 920	1,33
20	1,15—1,05	131,0	15 720	1,45
21	1,21—1,10	144,2	17 310	1,55
22	1,27—1,16	153,8	18 460	1,75
23	1,33—1,21	174,7	20 960	1,90
24	1,40—1,27	193,0	23 160	2,10
25	1,44—1,32	206,0	24 720	2,25
26	1,51—1,38	225,9	27 100	2,50
27	1,57—1,42	242,2	29 070	2,65
28	1,62—1,49	261,0	31 300	2,85
29	1,70—1,55	282,1	33 800	3,10
30	1,75—1,60	302,9	36 330	3,30
31	1,80—1,65	320,9	38 500	3,50
32	1,87—1,70	343,3	41 310	3,80
33	1,95—1,78	369,0	44 280	4,10
34	1,99—1,82	391,6	47 000	4,30
35	2,05—1,87	411,6	49 400	4,50
36	2,10—1,93	437,5	52 500	4,65
37	2,18—1,99	469,5	56 300	5,00
38	2,25—2,05	499,5	59 940	5,40
39	2,30—2,10	522,3	62 670	5,75
40	2,36—2,15	549,4	65 900	6,00

Konstruktion nach Querschnittsfigur 4; Vorteile gegenüber rundlitziger Konstruktion: Größere Auflagefläche (vgl. Fig. 4 und Fig. 5), daher bessere Druckverteilung und geringere Abnutzung. Das Profil der Seilscheiben ist derart auszubilden, daß das Seil mit einem Drittel seines Umfanges aufliegt. Beim Auflegen eines neuen Seiles auf die Trommel ist darauf zu achten, daß dies unter gleichzeitigem Drehen der Seilrolle vor sich geht. Geschieht das nicht, und wird das Seil von der an der Erde ruhig liegenden Rolle einfach abgezogen, so bringt man entweder zuviel Drall in das Seil, oder den vorhandenen Drall heraus. Die Folge ist unruhiger Lauf und das Bestreben, sich zu drehen oder in den einzelnen Litzen aufzulösen. Auf regelmäßiges Schmieren mit neutraler Schmiere ist Wert zu legen.

Für die Berechnung der flachlitzigen Seile werden fast ausnahmslos nur die Querschnitte der Runddrähte Berücksichtigung finden können. Die Querschnitte der Ovaldrähte sind deshalb nicht mit angeführt.

Bemerkungen über Drahtseile.

Bei der **Auswahl einer Seilkonstruktion** hat man folgende Punkte zu berücksichtigen:

Ein Seil, welches aus vielen dünnen Drähten zusammengesetzt ist, ist biegsamer als ein solches mit starken Drähten bei geringer Drahtzahl.

Durch Hanfeinlagen wird die Biegsamkeit vergrößert, trotzdem der Seildurchmesser vergrößert ist.

Wird das Seil übereinander gewickelt, so ist mit Rücksicht auf die damit verbundene Quetschung ein Seil mit wenig Hanfseelen zu wählen. Dünne Drähte dürfen dann nicht verwendet werden, wenn das Seil starken Abnutzungen unterworfen ist.

Es ist zu empfehlen, sich vor der endgültigen Wahl mit der Drahtseilfabrik in Verbindung zu setzen.

Die sämtlichen Seile, welche sich für Kranseile eignen, passen auch für Aufzugzwecke und umgekehrt, vorausgesetzt, daß die Drahtstärken den Trommel- und Rollendurchmessern angepaßt sind.

Es werden heute vorwiegend für Hebezeuge Rundschlagkonstruktionen verwendet, weil bei gleichem Durchmesser Rundschlag erheblich größere Bruchfestigkeit als Kabelschlag besitzt. Rundschlagkonstruktionen können daher im allgemeinen mit Vorteil gegenüber den Kabelschlagkonstruktionen verwendet werden, da bei dünneren Seilen billiger konstruiert werden kann, namentlich hinsichtlich der Trommeln und Rollen.

In manchen Fällen wird auch heute noch Kabelschlag verwendet; einzelne Firmen bevorzugen sogar diese Ausführung.

Der Unterschied zwischen Tiegelgußstahldraht und Pflugstahldraht liegt in der Bruchfestigkeit. Die höhere Bruchfestigkeit des Pflugstahldrahtes läßt in besonders hohem Maße die Verwendung dünner Drahtseile zu.

Der Name Pflugstahldraht hat sich eingebürgert, weil der Draht mit außergewöhnlich hoher Zerreißfestigkeit zuerst für Dampfpflugseile zur Verwendung gelangte.

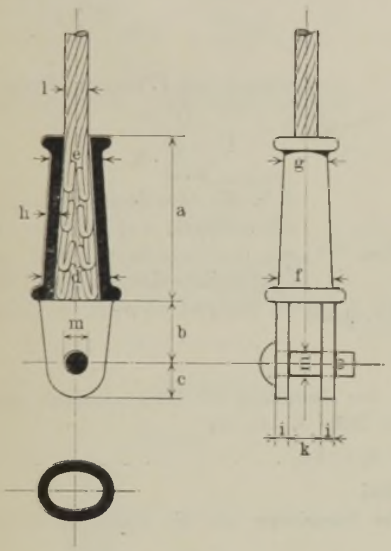
Verschlossene Drahtseile eignen sich nicht für Kran- und Aufzugzwecke. Sie finden nur Anwendung als Bergwerksförderseile.

3. Seilgehänge.

Um Drahtseile mit anderen Konstruktionsteilen in Verbindung zu bringen, wendet man folgende „Gehänge“ an:

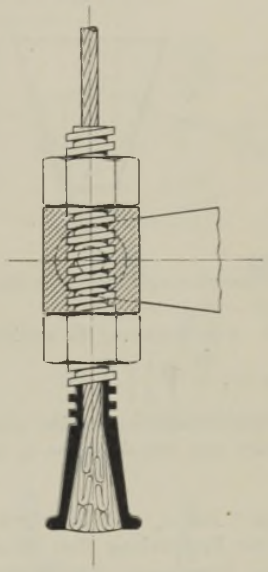
Fig. 6. Seilöse oder konische Seilbüchse. Man löst das zu befestigende Seilende, nachdem man dasselbe durch die Öse gezogen hat, in die einzelnen Drähte auf, schneidet die Hanfseelen heraus und biegt die freien Drahtenden hakenförmig um. Nun zieht man den so

Fig. 6.



Seilöse.

Fig. 7.



Seilbefestigung mit Nachstellvorrichtung.

gebildeten Wulst in die konische Öffnung der Öse zurück und gießt die gebliebenen Zwischenräume mit Hartblei aus. Nach Zerreißversuchen und den vielfachen Ausführungen ist diese Befestigung durchaus zuverlässig. Die Ösen werden aus Stahlguß hergestellt.

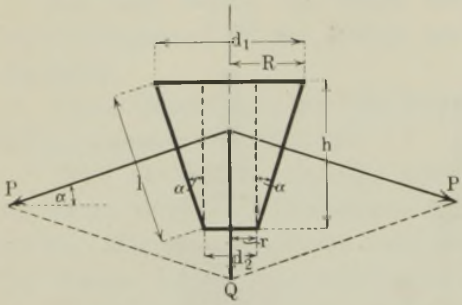
Tabelle 7. **Drahtseilösen** aus Stahlguß nach Fig. 6.

Seildurchm. mm	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	*m*	Gewicht kg	Preis ℳ
6—7	50	18	11	26	17	18	16	4	4	12	9	9	0,4	3,50
8	60	20	13	30	20	21	19	5	5	13	10	10	0,6	4,80
10	75	25	16	35	24	25	23	6	6	16	12	12	0,8	5,90
12	90	30	19	42	28	32	27	7	7	20	14	14	1,4	6,90
14	105	35	21	50	32	35	31	7	7	22	16	16	1,8	8,—
16	120	40	25	60	38	43	37	9	9	25	18	18	2,5	9,—
18—20	150	50	30	70	46	54	46	11	11	32	22	22	3,7	10,—
22—24	180	60	38	82	55	64	54	13	13	38	26	28	4.5	14,—
26—30	210	75	42	102	70	72	66	16	16	46	30	32	7,0	18,—

Annäherungsrechnung für Drahtseilösen.

Um ein Fließen des Materials zu vermeiden, darf die spezifische Pressung zwischen Bleikern und Hülse nicht größer als $k = 125$ kg/qcm sein. Nach Fig. 8

Fig. 8.



Berechnungsskizze zur Drahtseilöse.

wird der Seitendruck $P = \frac{Q}{2 \sin \alpha}$, ferner ist $2P = f \,.\, k$, wenn $f =$ Berührungsfläche, also

$$2 \frac{Q}{2 \sin \alpha} = 2 \left(\frac{R + r}{2} \right) . \pi \,.\, l \,.\, k,$$

woraus mit $l \,.\, \sin \alpha = \frac{1}{2}(d_1 - d_2)$

$$k = \frac{Q}{\frac{d_1^2 - d_2^2}{4} \cdot \pi} \quad \ldots \ldots \ldots \; 1)$$

d. h. die spezifische Pressung zwischen Mantel und Kern ist so groß, wie der spezifische Druck auf die Horizontalprojektion der Mantelfläche. Aus Gleichung 1) bestimmt sich d_1 (d_2 ist bekannt, nämlich $\sim$ Seildurchmesser) $d_1 = \sqrt{\frac{4\,Q}{k\,\pi} + d_2^2}$.

Die Hülsenhöhe ergibt sich aus der Rechnung für Herausscheren des Bleizylinders vom Durchmesser d_2 und der Höhe h. Es ist

$$Q = d_2 \pi \,.\, h \, k_s \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \; 2)$$

Hieraus h mit $k_s = 125$ kg/qcm für Blei.

Zur Ermittelung der Hülsenstärke berechnen wir die Hülse als Gefäß mit innerem Druck nach der Gleichung:

$$d_a = d_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}}, \text{ oder annähernd Wandstärke } \delta = r_i \frac{p_i}{k_z} \quad \ldots \; 3)$$

Hierin bedeutet:

d_a den äußeren, d_i den jeweiligen inneren Durchmesser, r_i den jeweiligen inneren Halbmesser,

k_z = die zulässige Beanspruchung in kg/qcm; für Stahlguß $k_z = 400 \div 600$ kg/qcm,

p_i den Innendruck, bzw. die in Gleichung 1) zugrunde gelegte spezifische Pressung. Da der Kern am Umfang nicht überall gleichmäßig anliegt, so ist vorsichtshalber für p_i der doppelte Wert von k, also $p_i = 250$ kg/qcm zu setzen.

Wir haben demnach für den weitesten und engsten Teil der Hülse die Gleichungen:

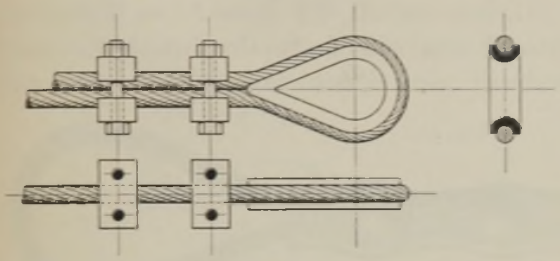
$$\text{oben } d_{1a} = d_{1i} \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}}; \quad \text{unten } d_{2a} = d_{2i} \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}}.$$

Die Augen für den Bolzen und der Bolzen selbst sind auf Biegung zu berechnen.

Fig. 7 zeigt eine ähnliche Anordnung nach Stigler mit Nachstellvorrichtung für das Drahtseil. Diese Konstruktion findet für die Aufhängung der Fahrbühnen mittels Balanciers Verwendung.

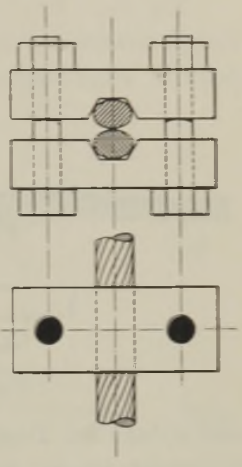
Fig. 9 und 11. Seilkausche. Das Seilende wird schleifenförmig über ein entsprechend geformtes, ausgekehlt geschmiedetes Eisen herumgebogen und dann auf etwa 400 bis 500 mm Länge durch zwei

Fig. 9.



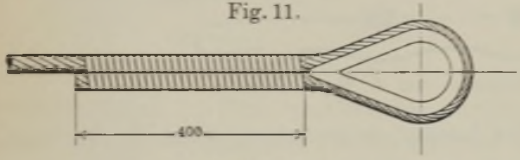
Seilkausche.

Fig. 10.



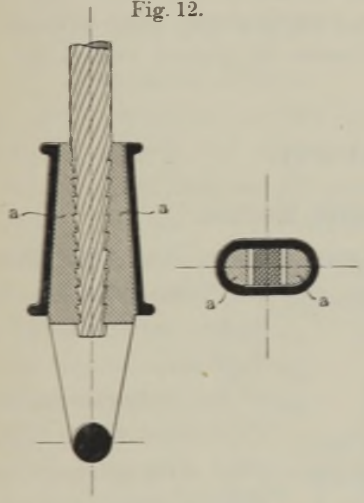
Seilklemme.

Fig. 11.



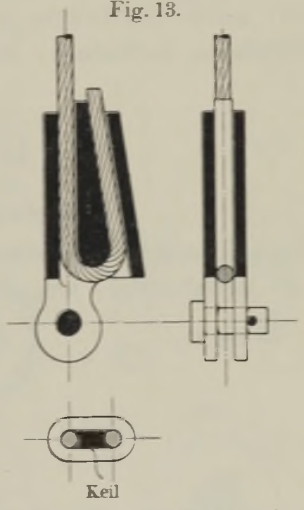
Seilkausche.

Fig. 12.



Kortümsche Seilbüchse.

Fig. 13.



Seilbefestigung mittels Keiles.

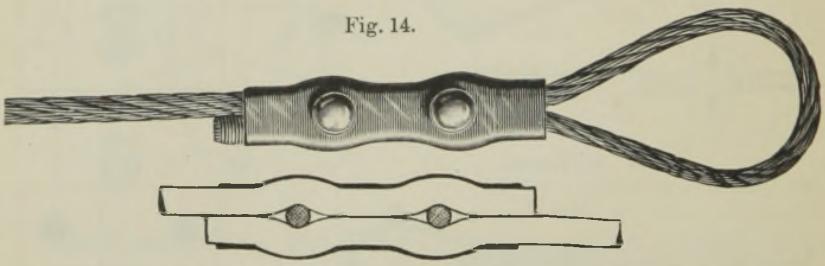
Seilklemmen mit dem Seillauf verbunden oder in der ganzen Ausdehnung der Verbindung nach Fig. 11 fest mit Draht umwickelt.

Fig. 12. Kortümsche Seilbüchse. In der konischen Büchse befinden sich zwei verzahnte Keile *a*, welche das Festklemmen und Festhalten des Seiles bewirken.

Fig. 13. Seilbefestigung nach Gauhe, Gockel & Co. Nach demselben Prinzip wie in Fig. 12 wird hier durch eine Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht, die erforderliche Klemmung erzeugt.

Fig. 14. Drahtseilklemme (D. R.-P.) von J. W. Hofmann, Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda bei Dresden. Das zu einer Schleife umgebogene Drahtseil wird in eine Stahlhülse eingeschoben

Fig. 14.



Drahtseilklemme von J. W. Hofmann.

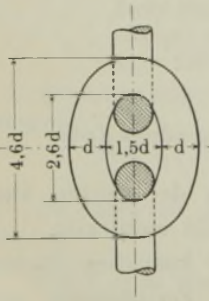
und sodann ein Dorn in die Löcher eingetrieben, wodurch die beiden Seilstücke in die Ausbuchtungen gedrängt werden. In die hierdurch entstandenen Zwischenräume werden Nieten oder Schrauben *B* eingeführt, welche die Drähte in der ausgebogenen Lage erhalten und ihre Streckung verhindern. Die Klemme ist einfach und sicher.

Ketten.

1. Geschweißte Ketten.

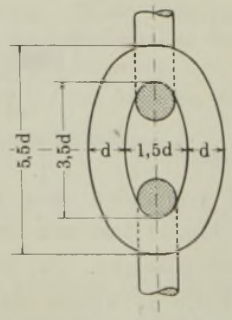
Die geschweißten oder Gliederketten kommen in drei Ausführungen vor, als kurzgliedrige, langgliedrige und als Stegketten. Die beiden ersten Arten sind offene Ketten.

Fig. 15.



Kurzgliedrige Kette.

Fig. 16.



Langgliedrige Kette.

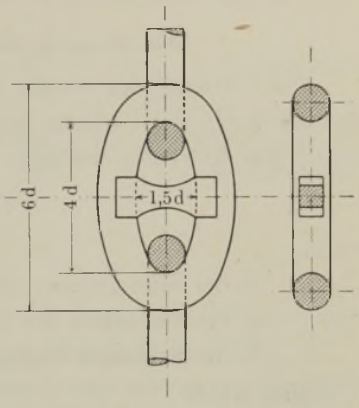
Die langgliedrige oder deutsche Kette (Fig. 16) wird ihrer geringen Beweglichkeit wegen wenig mehr verwendet.

Die kurzgliedrige oder englische Kette (Fig. 15) wird hauptsächlich für Winden und Flaschenzüge benutzt. Sie kann auf klei-

nere Trommel- und Rollendurchmesser gewickelt werden, und ihre Glieder sind weniger auf Biegung beansprucht, wie die der langgliedrigen Ketten (Fig. 18 und 19).

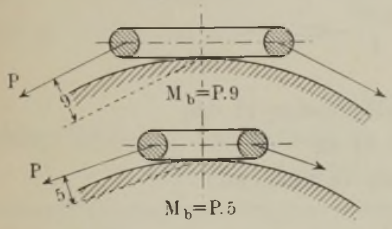
Fig. 17.

Stegketten (Fig. 17) erhalten einen Steg in Richtung der kleinen Achse eingesetzt. Der Steg erhöht die Bruchbelastung der Kette um



Stegkette.

Fig. 18 u. 19.

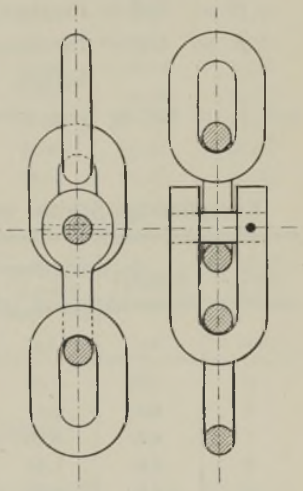


Biegungsbeanspruchung der Ketten.

durchschnittlich 12 Proz. und schützt dieselbe vor Verwirrung. Stegketten werden vorzugsweise zu Ankerketten benutzt.

Aus den vorstehenden Figuren gehen die mittleren Abmessungen hervor, doch weichen die Ketten der einzelnen Firmen mehr oder weniger davon ab.

Fig. 20.

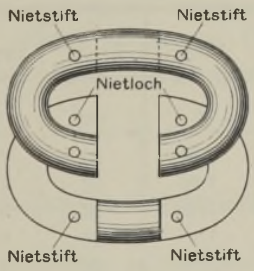


Kettenschloß.

Kalibrierte Ketten

werden mittels Schablone auf ihre einzelnen Abmessungen geprüft und durch nachträgliches Strecken oder Stauchen der geschweißten Glieder auf das richtige Maß gebracht. Sie stehen deshalb im Preise höher als gewöhnliche Ketten und eignen sich nur für kleinere Kettengeschwindigkeiten als 0,1 m sec, also nur für Handbetrieb. Bei Verwendung kalibrierter Ketten, die meist über verzahnte Kettenrollen laufen, hat man stets erst die genauen Maße von der Bezugsquelle einzuholen, bevor die Kettenrollen angefertigt werden.

Fig. 21.



Not-Kettenglied.

Material der Ketten ist zähes, weiches Schmiedeeisen. Zur schnellen Verbindung einer zerrissenen Kette bedient man sich des Kettenschlosses

(Fig. 20) oder des Notgliedes (Fig. 21), welche, wie die übrigen Glieder, über Rollen und Trommeln laufen können. Letzteres besteht aus zwei gleichen Hälften mit Nietstiften und korrespondierenden Löchern.

Berechnung der geschweißten Ketten.

Die Kettenglieder werden auf Zug und Biegung beansprucht. Man vernachlässigt die Biegung und führt dafür ein geringes k_z ein. Man erhält den Kettendurchmesser aus der Zuggleichung:

$$S = 2\,\frac{\pi\,d^2}{4}\cdot k_z,$$

worin

d der Durchmesser des Ketteneisens in cm,
S die Belastung der Kette in kg,
k_z die zulässige Zugspannung in kg/qcm.

Man wählt

für Handbetrieb . . . . . $k_z = 500 \div 650$ kg/qcm
für maschinellen Betrieb . . . . . $k_z = 350 \div 500$ „

Nach Bach kann die zulässige Belastung angenommen werden zu:

$S = 1000\,d^2$ für wenig angestrengte Ketten . ($k_z = 637$ kg/qcm)
$S = 800\,d^2$ für häufiger benutzte Ketten . . ($k_z = 509$ „)
$S = 500\,d^2$ für Dampfwindenketten und kalibrierte Ketten . . . . . ($k_z = 318$ „)

mit $k_z = 400$ kg/qcm wird für kalibrierte Ketten . $d = 0{,}04\,\sqrt{S}$

Tabelle 8.

Kurzgliedrige Schiffs- und Kranketten von Otto Kötter in Barmen.

Ketteneisenstärke mm	Zulässige Belastung kg	Ungefähres Gewicht pro Meter kg	Preis pro kg ℳ	Ketteneisenstärke mm	Zulässige Belastung kg	Ungefähres Gewicht pro Meter kg	Preis pro kg ℳ
5	250	0,58	2,20	20	4 000	8,98	0,50
6	360	0,81	1,80	22	4 840	10,87	
7	490	1,10	1,30	24	5 760	12,94	
8	640	1,44	1,—	26	6 760	15,18	0,45
9	810	1,82	0,85	28	7 840	17,61	
10	1000	2,25	0,75	30	9 000	20,22	
11	1210	2,72	0,70	33	10 890	24,46	
12	1440	3,24	0,65	36	12 960	29,11	0,50
13	1690	3,80		39	15 210	34,16	
14	1960	4,41	0,60	43	18 490	41,53	
15	2250	5,06		46	21 160	47,53	0,60
16	2560	5,75	0,55	49	24 010	53,82	
18	3240	7,28	0,50	52	27 040	60,73	

Inwendige Länge (Baulänge) etwa $2^1/_2$ mal Ketteneisenstärke. Auswendige Breite der Glieder etwa $3^1/_2$ mal Ketteneisenstärke.

Die Probebelastung ist gleich dem $2^1/_4$ fachen der oben angegebenen Belastung.

Die Höhe der „zulässigen Belastung“ ist derart bestimmt, daß die Ketten eine fünffache Sicherheit gegen Bruch gewähren.

Bei maschinellen Aufzügen, Dampfwinden, schnell hebenden Dampfkranen sind obige Werte zu reduzieren und $^1/_2$ bis $^1/_6$ derselben als zulässige Belastung einzuführen.

Tabelle 9.

Zulässige Belastung der kalibrierten Ketten bei einer Beanspruchung von $k_z = 318$ kg/qcm. Berechnet nach der Formel $S = 500\, d^2$.

Ketteneisenstärke mm	Zulässige Belastung kg	Gewicht pro Meter kg	Preis pro Meter ℳ	Ketteneisenstärke mm	Zulässige Belastung kg	Gewicht pro Meter kg	Preis pro Meter ℳ
5	125	0,58	1,80	15	1225	5,06	3,50
6	180	0,81		16	1280	5,75	4,50
7	245	1,10		18	1620	7,28	6,00
8	320	1,44	2,00	20	2000	8,98	8,00
9	405	1,82		22	2420	10,87	9,00
10	500	2,25	2,30	24	2880	12,94	10,75
11	600	2,72		26	3880	15,18	12,00
12	720	3,24	2,60	28	3920	17,61	14,00
13	845	3,80	3,00	30	4500	20,22	16,00
14	980	4,41	3,20	33	5445	24,46	20,00

Im Falle kalibrierte Ketten zu bereits vorhandenen verzahnten Kettenrollen angefertigt werden sollen, ist es erforderlich, eine Rolle der Fabrik einzusenden, damit die Ketten genau passend zu den Rollen geliefert werden können.

2. Gallsche Gelenkketten.

Die Gallschen Gelenkketten sind Laschenketten. Das Material der Laschen ist sehniges Schmiedeeisen oder Stahlblech, das Material der Bolzen Gußstahl.

Die Gallsche Kette wird angewendet:

1. Wenn die gewöhnliche Kette über 26 mm stark wird.
2. Für schwere Hebezeuge, weil sie größere Sicherheit bietet als geschweißte Kette.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Tabelle 10.

Gallsche Gelenkketten von Otto Kötter in Barmen.

(Fig. 22.)

Nutzbelastung bei fünffacher Sicherheit kg	Teilung oder Baulänge in mm t	Länge der Bolzen in der Mitte in mm w	Stärke der Bolzen in der Mitte in mm D	Zapfenstärke in mm d	Plattenzahl i	Plattendicke in mm δ	Plattenbreite in mm b	Größte Kettenbreite in mm B	Gewicht pro Meter Kette kg	Form	Verschluß	Preis pro Meter Kette ℳ
12	5	5	2	1,5	2	1	5	12	0,15	Geschweifte Platten	Verschluß a (Fig. 23 u. 24)	—
30	8	6	3,5	2,5	2	1	7	13	0,16			3,50
30	9	6	3,5	2,5	2	1	8	13	0,20			3,75
50	10	8	4	3	2	1,5	8	17	0,40			4,—
50	11	8	4	3	2	1,5	9	17	0,54			4,—
90	12	10	5	4	2	1,5	10	19	0,60			4,25
90	13	10	5	4	2	1,5	11	19	0,62			4,50
100	14	12	5	4	2	2	11	23	0,68			4,75
100	15	12	5	4	2	2	12	23	0,70			5,—
100	16	12	5	4	2	2	12	23	0,82			5,25
150	17	13	6	5	2	2	13	25	0,91			5,50
250	20	15	8	6	2	2	15	28	1,00			5,50
500	25	18	10	8	2	3	18	38	2,00			6,—
750	30	20	11	9	4	2	20	45	2,70			7,—
800	30	20	11	9	4	3	20	55	4,00			7,50
1 000	35	22	12	10	4	2	26	48	3,80			8,—
1 200	35	22	12	10	4	3	26	57	5,00			8,50
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	56	5,00			9,—
2 000	45	30	17	14	4	3	35	65	7,10			11,—
3 000	50	35	22	18	6	3	38	88	11,20			15,—
4 000	55	40	24	21	6	4	40	108	16,50			18,—
5 000	60	45	26	23	6	4	46	115	19,00			21,—
6 000	65	45	28	25	6	4,5	52	125	24,70		Verschluß b	25,—
7 500	70	50	32	28	8	4,5	52	150	32,00			28,—
8 500	75	55	34	30	8	4,5	56	155	34,00			30,—
10 000	80	60	36	32	8	4,5	60	160	37,00			32,—
12 500	85	65	38	34	8	5,5	65	182	45,80			36,—
15 000	90	70	40	37	8	5,5	70	190	50,60			40,—
17 500	95	75	43	39	10	5,5	72	218	64,50			50,—
20 000	100	80	46	41	10	5,5	80	225	82,00	Gerade Platten		60,—
25 000	110	90	50	44	10	6	90	240	96,00			70,—
30 000	120	110	54	77	10	6,5	100	300	112,00			80,—
40 000	140	120	60	52	12	7	110	360	150 00			90,—
50 000	170	145	70	62	12	8	130	410	190,00			105,—
60 000	200	170	84	72	12	9	150	470	250,00			135,—
75 000	250	200	100	85	12	10	175	530	325,00		Verschluß d	170,—

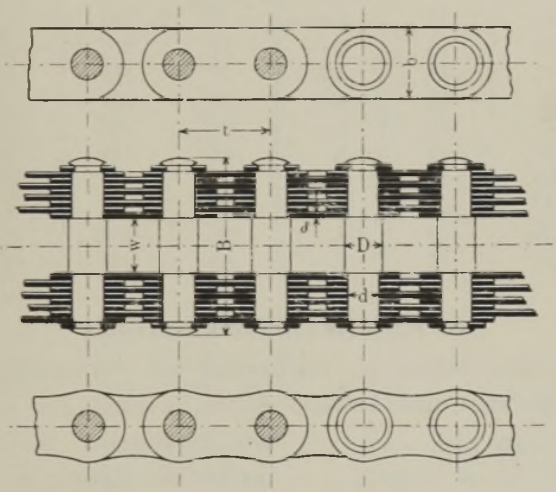
Die in der Tabelle angegebene Nutzbelastung ist nur für seltene Vollast zu wählen. Je nach Betriebsart und Belastung sind im allgemeinen geringere Werte erforderlich.

Die Laschenketten haben folgende Nachteile:

1. Sie besitzen keine Seitenbeweglichkeit und verlangen außerdem für den Haken Kugeldrehung.
2. Sie sind schwerer und erheblich teurer als andere Ketten.
3. Infolge der hohen spezifischen Pressung in den Zapfen findet ein starker Verschleiß statt, so daß diese Ketten nur für geringe Geschwindigkeiten $< 0{,}5$ m/sec verwendbar sind. Die Pressung in der Bolzenfläche beträgt (steigend mit der Kettenstärke) $k = 800$ bis 1100 kg/qcm. Vgl. Beispiel S. 67.

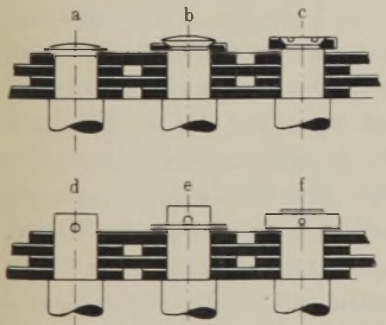
Die einzelnen Glieder werden vernietet, versplintet oder verschraubt. Die Fig. 23 und 24 stellen derartige Verbindungen dar.

Fig. 22.



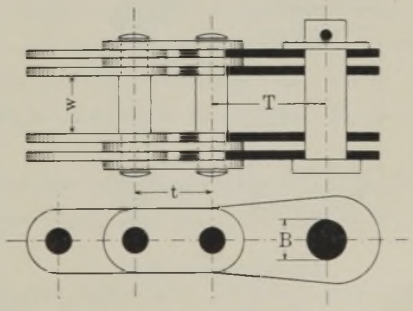
Gallsche Gelenkkette.

Fig. 23 u. 24.



Verschiedene Ausbildung der Gelenkbolzenenden.

Fig. 25.



Endglied.

Zur Befestigung des ruhenden Kettenendes und des Lasthakens dienen die Endglieder, welche mit stärkeren Laschen und Zapfen ausgeführt werden (s. Fig. 25 auf S. 19).

Die Ketten sind während des Betriebes gut zu schmieren.

Tabelle 11.

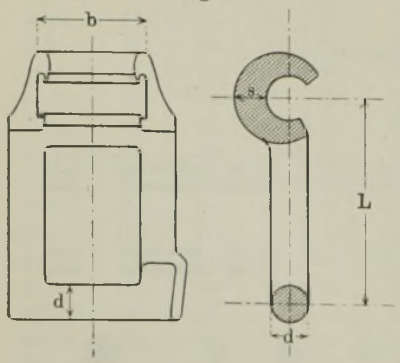
Endglieder zu Gallschen Gelenkketten für verstärkte Endbolzen (Fig. 25).

Kettenteilung mm	Teilung der Endglieder T = mm	Endbolzendurchmesser B = mm	Preis pro Endglied ℳ	Kettenteilung mm	Teilung der Endglieder T = mm	Endbolzendurchmesser B = mm	Preis pro Endglied ℳ
10	15	6	0,80	65	80	36	6,50
13	18	6	0,80	70	85	40	7,50
15	20	6	0,80	75	90	42	8,—
20	25	9	1,—	80	95	45	10,—
25	30	12	1,10	85	100	47	11,75
30	40	13	2,—	90	110	50	14,—
30	40	13	2,20	95	115	52	15,50
35	45	15	2,50	100	120	56	17,50
35	45	15	2,75	110	130	60	19,—
40	50	18	3,—	120	140	66	21,—
45	55	21	3,50	140	165	80	28,—
50	60	26	4,50	170	200	95	40,—
55	65	32	5,—	200	230	105	52,—
60	70	34	6,—	250	280	120	68,—

3. Amerikanische Ketten.

Diese Ketten, welche als Treibketten viel Verwendung für Elevatoren, Transporteure und Aufzüge finden, werden aus schmiedbarem Guß hergestellt. Sie besitzen den Gallschen Ketten gegenüber den Vorteil leichter Zerlegbarkeit und den Vorzug großer Auflageflächen in den Gelenken, ohne aber die Sicherheit wie Stahllaschenketten zu bieten. Die zerlegbaren Treibketten sollen stets mit der geschlossenen Seite des Hakens auf den Rädern laufen. Eine Schmierung der Ketten mit weichem Fett oder bei Ketten, die mit Sand oder Lehm in Berührung kommen, mit Graphit, trägt wesentlich zur Erhaltung der Ketten bei. Bei der Auswahl der Kette ist möglichst darauf zu achten, daß für eine gegebene Zugbelastung eine

Fig. 26.



Amerikanische Kette.

möglichst breite Kette gewählt werde. Je größer die Breite für die gleiche Belastung, desto geringer ist der Druck in den reibenden Flächen pro Flächeneinheit und infolgedessen um so geringer der Verschleiß durch Reibung. Außerdem ist eine breitere Kette, besonders bei größeren Geschwindigkeiten von 1 bis 3 m pro Sekunde, durch größere Auflagefläche auf dem Rade besser gerade geführt und läuft dadurch ruhiger.

Tabelle 12.

Amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guß von A. Stotz in Stuttgart.

Bezeichnung der Ketten	Teilung L mm	Äußere Breite mm	Prüfungsbelastung kg	Zapfenstärke d mm	Hakenbreite b mm	Hakenstärke s mm	Gewicht pro Meter kg	Preis pro Meter ℳ
25/14	24,9	14	120	5	7	3,5	0,44	1,85
32/25	31,9	25	300	5	14	4,5	0,76	2,—
35/33	34,5	33	440	6,5	19	5	1,25	2,80
41/33	41,3	33	500	7	18	5,5	1,25	2,80
50/40	49,5	40	900	8	22,5	7	1,80	3,80
56/52	56,0	36	1100	10	33	6,5	2,82	5,50
59/52	59,0	52	1100	10	34	7	2,84	5,50
64/56	64,9	56	1400	11,5	30	11	4,00	8,—
75/70	76,7	70	2100	15	42	12	7,00	12,—
82/82	82,7	82	1100	9,5	58	6,5	3,10	7,20
100/80	100,8	80	1600	12	54,5	11	4,67	8,50
135/70	134,6	70	1800	14	41,5	12	4,04	8,—
150/150a	151,2	150	3000	15	50	10	7,15	13,—
150/150b	150,0	150	4000	17	50	12	9,40	16,50
150/150c	150,5	150	5000	19	50	14,5	10,08	18,50

Bezüglich der Geschwindigkeit der Ketten ist es ratsam, dieselbe stets möglichst gering zu nehmen; je langsamer die Kette läuft, desto länger ist ihre Dauer.

Die Prüfungsbelastungen der Ketten, welche in vorstehender Tabelle enthalten sind, entsprechen der Hälfte der Bruchbelastungen. Es ist zweckmäßig, die Ketten mit höchstens einem Sechstel bis zu einem Viertel der Prüfungsbelastung arbeiten zu lassen, je nach dem mehr oder minder unruhigen Betrieb bzw. je nach kleinerer oder größerer Geschwindigkeit.

Die zerlegbaren Treibketten arbeiten mit entsprechend verzahnten Rädern zusammen, welche in derselben Weise, wie die Gallschen Kettenräder zu entwerfen sind.

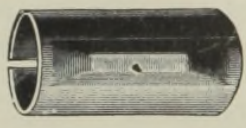
Die Fabrik fertigt zu diesen Ketten besondere Befestigungsglieder an, so daß Elevatorbecher, Rechen oder Krücken usw. in bequemer Weise angebracht werden können.

Der Nachteil der offenen zerlegbaren Treibketten, der in dem Eindringen von Staub und Schmutz in die Gelenke besteht und schnelle Abnutzung bedingt, wird durch die patentierten geschlossenen zerlegbaren Treibketten mit Gelenkausbüchsung (vgl. Fig. 27) von Arno Günzel, Altenburg S.-A., Kettenfabrik in Rochlitz i. S. vermieden, die insbesondere auch bezüglich der Schmierung wesentliche Vorteile bieten (Fettkammern). Jeder Gelenkdorn ist hier mit einer geschlitzten Bronzehülse nach Fig. 28 versehen, welche, im Gelenkdorn liegend, in den Gelenkhaken des Gegengliedes so eingeführt wird, daß ihr Schlitz in das Innere des Hakens, die an der Hülse vorhandene Ausbuchtung hingegen in das Gelenkmaul zu liegen kommt. Die Hülse klemmt sich infolge ihrer Federung im Gelenkhaken fest und ist durch ihren Wulst gegen Verdrehung gesichert. Ein Selbstaushaken ist bei der Günzelkette ausgeschlossen.

Fig. 27.

Treibkette mit Gelenkausbüchsung von Arno Günzel.

Fig. 28.



Bronzebüchse zur Günzelkette.

Bemerkung. Ein Vergleich der Preistabellen zeigt, daß kalibrierte und Gallsche Ketten am kostspieligsten sind. Billiger sind gewöhnliche Ketten und Hanfseile, und den geringsten Preis zeigen Drahtseile. Kalibrierte und Gallsche Ketten wird man deshalb nur dann anwenden, wenn es sich darum handelt, die Konstruktion möglichst gedrängt zu halten.

„Verwendung der einzelnen Tragorgane“ siehe S. 49.

Seil- und Kettenrollen.

1. Seilrollen.

Die Seilrollen werden aus Gußeisen, bei kleinem Durchmesser mit voller Mittelscheibe und nötigenfalls Rippenversteifung, bei größerem Durchmesser mit Speichen wie die Riemenscheiben ausgeführt.

Bei Bestimmung der Durchmesser der Drahtseilrollen ist zu beachten, daß die Biegsamkeit nicht vom Seildurchmesser, sondern von der Dicke der Drähte abhängt.

Bezeichnet d den Durchmesser des Hanf- oder Drahtseiles,

δ die Dicke der einzelnen Drähte,

D den Rollendurchmesser von Mitte bis Mitte Seil,

so ist zu nehmen:

für Hanfseile

bei Handbetrieb . . . . . $D = 7 \div 10\,d$,

bei maschinellem Betrieb . $D = 30 \div 50\,d$,

für Drahtseile

bei Handbetrieb . . . . . $D \geqq 400 \div 500\,\delta$,

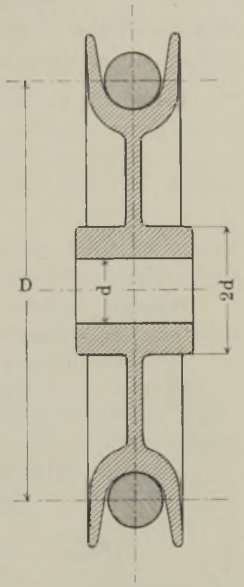
bei maschinellem Betrieb . $D = 500 \div 1000\,\delta$,

unter möglichster Beachtung, daß nach den Angaben auf S. 5

$$\sigma_z + \sigma_b \leqq k_z.$$

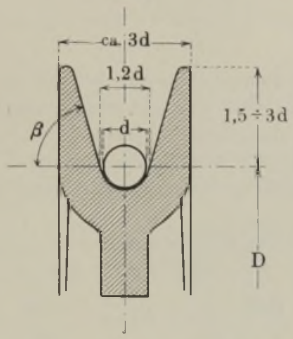
Der Querschnitt der Rillen für Drahtseile kann nach Fig. 30 bis 32 ausgeführt werden. Die Rillen sind so auszudrehen, daß das Seil mit geringem Spielraum, aber ohne Klemmung gebettet wird. Die Rillentiefe der Hanfseile beträgt 1,5- bis 2 mal Seildurchmesser, um ein Herausspringen des Seiles zu vermeiden. Für Drahtseile nimmt man 2- bis 3 mal Seildurchmesser. Bei

Fig. 29.



Hanfseilrolle.

Fig. 30.



Gebräuchliches Profil für Drahtseilscheiben.

Fig. 31.

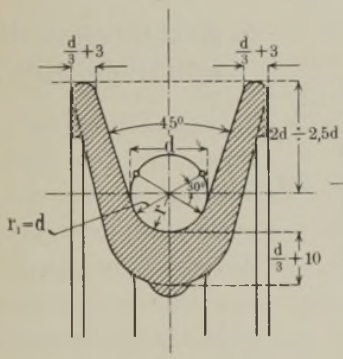
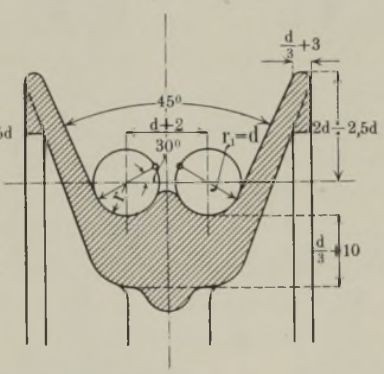


Fig. 32.



Gebräuchliche Profile für Drahtseilscheiben.

starken Seilablenkungen ist dem Rillenquerschnitt besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden, damit sich das Seil nicht an den Rollenrändern scheuert.

Durch Konstruktion kann genau bestimmt werden, wie weit die Rille bei einer gegebenen Ablenkung auszudrehen ist.

Die Rollen werden entweder aufgekeilt bzw. hydraulisch aufgepreßt, oder sie laufen lose auf festen Achsen. Bezüglich der Berechnung der Rollenachsen wird auf S. 36 verwiesen.

Beispiele. Es ist der Durchmesser eines Hanfseiles nebst dazugehörigem Rollendurchmesser für eine Tragkraft von 600 kg bei Handbetrieb zu bestimmen.

Nach Tabelle 1 erhält man einen Seildurchmesser von 26 mm. Mit der Beziehung $D = 8\,d$ wird der Rollendurchmesser

$$D = 8 \,.\, 26 = 208 \text{ mm},$$

welcher Wert der vielseitigen weiteren Verwendung des Modelles wegen auf **200** mm abgerundet werden kann.

Beispiel. Welcher Rollendurchmesser ist für ein Stahldrahtseil bei 1000 kg Belastung, sechsfacher Sicherheit und lebhaftem, maschinellem Antrieb zu wählen?

Die Bruchbelastung des Seiles beträgt bei sechsfacher Sicherheit 6 . 1000 = 6000 kg. Damit ergibt sich aus Tabelle 2 nach Konstruktion III ein Seil von 12 mm Durchmesser mit 6600 kg Bruchfestigkeit und 180 Drähten von je 0,55 mm Durchmesser.

Mit $D = 800\,\delta$ wird der Rollendurchmesser

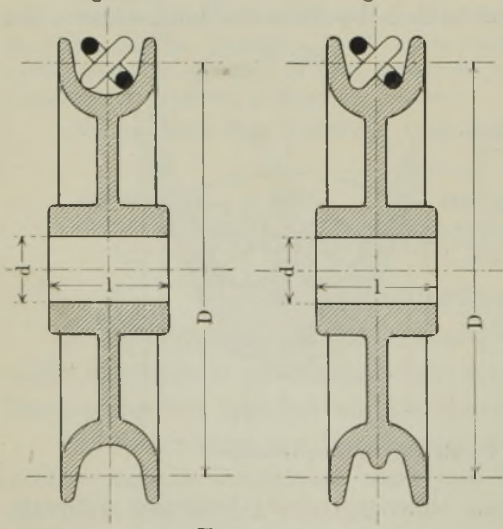
$$D = 800 \,.\, 0{,}55 \sim \mathbf{450} \text{ mm},$$

$$\sigma_{max} = \frac{1000}{180 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}055^2} + 800\,000 \cdot \frac{0{,}055}{45} = 3318 \text{ kg/qcm},$$

also zulässig.

Der in der Tabelle angegebene kleinste Aufwickelungsdurchmesser von 220 mm dürfte nur ganz ausnahmsweise Verwendung finden, weil das Seil sonst einem sehr schnellen Verschleiß ausgesetzt wäre, also häufig erneuert werden müßte.

Fig. 33. Fig. 34.



Kettenrollen.

2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten.

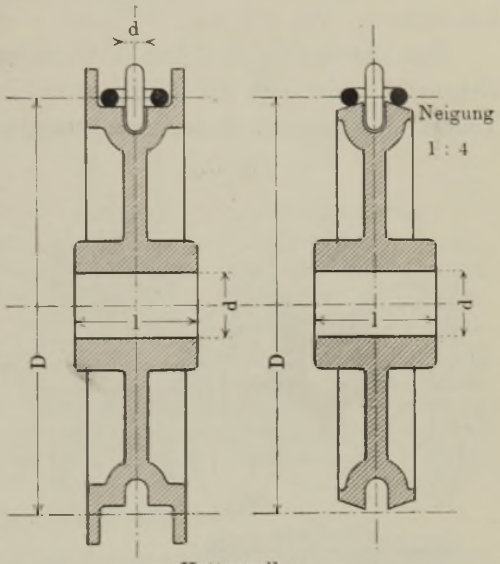
Das Querprofil der Kettenrollen ist zweckmäßig so auszuführen, daß die Kette in beliebig verdrehter Lage Auflage findet. Hierfür eignet sich das in neuerer Zeit bevorzugte halbkreisförmige Profil nach Fig. 33 mit einem Ausrundungsradius $r = 1{,}75\,d$ und einer Rillenbreite $b = 3\,d$.

Die Fig. 34 bis 36 stellen ältere Profile dar. Die in Fig. 35 vorhandene Biegungsbeanspruchung der Kettenglieder wird in Fig. 36 durch Abschrägung des oberen Rollenrandes vermindert, weil die Auf-

lagepunkte der Glieder von der Mitte nach den Enden hin verlegt werden. Fig. 34 eignet sich ebenso wie Fig. 35 und 36 nur für ruhigen Lauf, weil anderenfalls der Wulst zwischen den Gliedern störend wirkt. Bei der Gliedlagerung unter 45° ergeben sich kürzere Trommeln.

Bezeichnet wieder
d den Ketteneisendurchmesser,
D den Rollendurchmesser von Mitte bis Mitte Kette,
so ist
für Handbetrieb $D = 20\,d$,
für maschinellen Betrieb . . $D = 30\,d$.

Fig. 35. Fig. 36.



Kettenrollen.

Die Profile der Kettenrollen sind nach Gefühl unter vorheriger Feststellung der Kettendimensionen aufzuzeichnen. Die Rollenbreite zwischen den Kettenrändern muß, ebenso wie die Rille für die senkrecht stehenden Glieder, genügenden Spielraum für die Kette aufweisen. Für die Dicke der Rollenränder, des Kranzes und der Scheibe zwischen Kranz und Nabe ist die Rücksicht auf möglichst gleichmäßige Verteilung des Gußeisens behufs Vermeidung von Gußspannungen neben genügender Festigkeit maßgebend, die Scheibe ist nötigenfalls durch Rippen zu verstärken.

3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten.

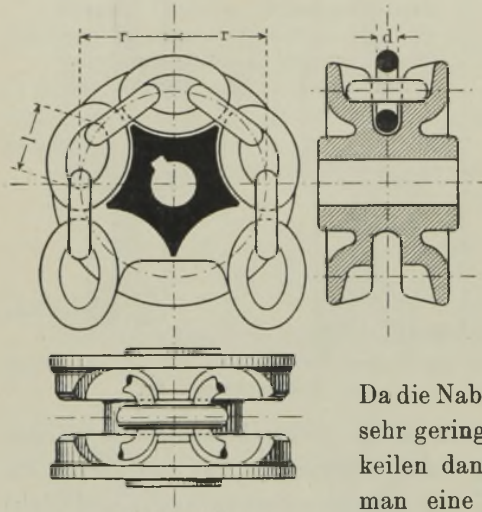
Bei diesen Rollen ist die Kette in den Umfang der Rolle muldenförmig eingebettet, so daß die Kette von den Zähnen der Rolle gefaßt und weiter gezogen wird. Verzahnte Kettenrollen finden Verwendung als sogenannte Kettennüsse und als Haspelräder.

Kettennüsse treten dann an Stelle der Kettentrommeln, wenn sowohl der Lastarm als auch die Wickelungsbreite zu beschränken ist. Der Durchmesser der Kettennüsse läßt sich dann auf ungefähr die Hälfte der gewöhnlichen Kettentrommeln reduzieren. Von besonderem Vorteil ist ferner die stets gerade Zuführung der Kette auf die Nuß. Hingegen besteht der Nachteil einer schnellen Abnutzung der Kette

und eines geringen Wirkungsgrades infolge des großen Reibungswiderstandes. Kettennüsse erfordern die Anordnung von Führungsrollen oder Führungsgehäusen, welche den Eingriff der Kette sichern. Ferner ist für den sicheren Ablauf des losen Kettenendes ein Abstreifer erforderlich. Vgl. Fig. 44.

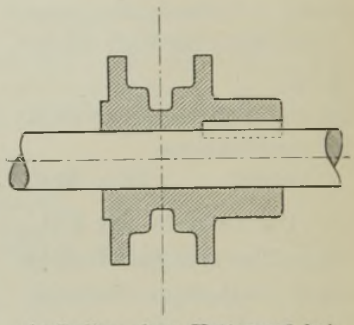
Das Material dieser Rollen ist Gußeisen oder Stahlguß. Als geringste Zähnezahl findet sich mit Rücksicht auf den Achsendurchmesser $z \geqq 4$. Teilkreisdurchmesser ist der umschriebene Kreis der Gliedermittellinien.

Fig. 37.



Kettennuß.

Fig. 38.



Aufkeilen einer Kettennuß bei geringer Nabenstärke.

Da die Nabenstärke der Kettennüsse häufig sehr gering ausfällt und ein einfaches Aufkeilen dann nicht zulässig ist, so erzielt man eine Mitnahme der Nuß entweder durch seitlich angegossene Knaggen, die in entsprechende Vertiefungen eines benachbarten Rades eingreifen, oder man verlängert die Nabe seitlich nach Fig. 38 und treibt den Keil in diese Verlängerung ein. Die als Haspelräder verwendeten Daumenräder besitzen einen großen Durchmesser und eine große Anzahl Zähne. Bezüglich der Arme werden sie so wie die Riemenscheiben oder Zahnräder ausgebildet. Da das Verhältnis der Baulänge zum Ketteneisendurchmesser bei den verschiedenen Fabriken wechselt, so bezieht man zweckmäßig Kette und Kettenrad von einer Firma.

Ist l die Kettenteilung oder innere Baulänge,
z die Zähnezahl des Kettenrades,
d die Ketteneisendicke,

so ist der Teilkreisdurchmesser:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90}{z}}\right)^2}.$$

Diese Gleichung ist für Kettennüsse zu benutzen, welche weniger als sechs Zähne haben. Ist $z \geqq 6$ und $d \leqq 16$, dann kann ohne merkbaren Fehler gesetzt werden:

$$D = \frac{l}{\sin \frac{90}{z}}.$$

Tabelle 13[1]). **Werte von $\sin \frac{90}{z}$.**

z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$	z	$\sin \frac{90}{z}$
3	0,5000	12	0,1305	21	0,0747	30	0,0523	39	0,0403
4	0,3827	13	0,1205	22	0,0713	31	0,0506	40	0,0393
5	0,3090	14	0,1120	23	0,0682	32	0,0491	45	0,0349
6	0,2588	15	0,1045	24	0,0654	33	0,0476	50	0,0314
7	0,2225	16	0,0980	25	0,0628	34	0,0462	60	0,0262
8	0,1951	17	0,0923	26	0,0604	35	0,0448	70	0,0224
9	0,1736	18	0,0872	27	0,0581	36	0,0436	80	0,0196
10	0,1564	19	0,0826	28	0,0561	37	0,0424	90	0,0174
11	0,1423	20	0,0785	29	0,0541	38	0,0413	100	0,0157

Tabelle 14. **Werte von $\cos \frac{90}{z}$.**

z	$\cos \frac{90}{z}$	z	$\cos \frac{90}{z}$	z	$\cos \frac{90}{z}$	z	$\cos \frac{90}{z}$
3	0,8660	6	0,9659	9	0,9848	12	0,9914
4	0,9239	7	0,9750	10	0,9877	13	0,9927
5	0,9511	8	0,9808	11	0,9898	14	0,9937

Beispiele. 1. Es ist der Durchmesser einer Kettennuß für 18 mm Kette und 5 Zähne zu bestimmen.

Der Tabelle 15 entnehmen wir für 18 mm Kette eine Kettenteilung $l = 54$ mm und einen Teilkreisdurchmesser $D = 175$ mm.

Nach der auf S. 26 für Rollen mit starken Ketten und geringer Zähnezahl angegebenen Gleichung ergibt sich der genauere Wert:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{z}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{54}{\sin \frac{90}{5}}\right)^2 + \left(\frac{18}{\cos \frac{90}{5}}\right)^2} = 175{,}8 \text{ mm}.$$

2. Wie groß wird der Durchmesser eines Haspelrades für 8 mm Zugkette, wenn für dasselbe 50 Zähne angenommen werden?

Die Baulänge der Kette beträgt für die Ketten der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G., Cöln (Tabelle 15) 22,5 mm. Demnach wird der Teilkreisdurchmesser des Haspelrades

$$D = \frac{l}{\sin \frac{90}{z}} = \frac{22{,}5}{\sin \frac{90}{50}} = 716{,}5 \text{ mm}.$$

[1]) Ernst, Hebezeuge, 4. Aufl., Bd. I, S. 35.

Tabelle 15. **Kettenräder für kalibrierte Ketten**
der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G., Cöln.

Eisenstärke der kalibr. Kette mm	Teilung der Kette mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchmesser mm	Preis ℳ	Eisenstärke der kalibr. Kette mm	Teilung der Kette mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchmesser mm	Preis ℳ
		7	62	1,50			43	548	20,—
		10	108	2,20	6	20	50	636	26,—
4,5	16	15	153	3,30			5	72	2,20
		17	173	4,—			6	85	2,50
		25	257	8,—			7	100	3,20
		5	58	1,50			8	115	4,—
		6	72	2,—			10	14	4,30
		7	83	2,30			11	157	4,80
		8	94	2,50			12	172	5,20
		10	118	2,60			13	186	6,—
	18,5	18	212	4,—	7	22,5	18	286	11,50
		20	234	5,50			24	343	12,—
		24	283	7,—			27	386	12,50
		31	364	9,50			32	456	14,—
		36	420	16,—			34	487	22,—
		6	72	1,60			43	614	26,—
		7	83	1,80			52	740	34,—
		8	94	2,—			60	850	45,—
		9	107	2,20			66	944	77,—
		10	118	2,40			77	1001	90,—
		11	130	3,—			5	73	2,80
		12	142	4,—			6	86	3,80
		16	187	4,50			7	100	4,—
		17	200	6,—			8	114	4,50
6	18,5	18	212	6,20			10	143	6,—
		20	234	7,—			11	157	6,50
		22	260	7,60			12	172	7,—
		24	284	7,90			13	186	8,—
		26	307	8,10			17	244	10,—
		28	331	8,30	8	22,5	18	258	12,—
		30	353	8,80			20	286	13,—
		31	364	9,20			22	314	16,—
		32	376	10,—			27	386	16,50
		36	420	15,—			28	397	17,—
		41	484	17,—			32	456	18,—
		6	76	1,80			43	614	26,—
		11	138	2,20			52	740	37,—
		13	166	2,50			60	850	48,—
		14	178	3,—			5	80	3,—
6	20	16	204	3,60			6	95	3,40
		20	254	7,—			8	127	5,—
		22	280	8,—	9	25	10	159	7,40
		28	357	9,—			11	174	8,—
		38	484	16,—			15	238	15,—

Fortsetzung der Tabelle 15.

Eisenstärke der kalibr. Kette mm	Teilung der Kette mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchmesser mm	Preis ℳ	Eisenstärke der kalibr. Kette mm	Teilung der Kette mm	Zähnezahl	Teilkreisdurchmesser mm	Preis ℳ
		20	318	16,—			21	480	40,—
9	25	27	428	25,—	13	36	32	714	52,—
		36	570	35,—			37	836	80,—
		5	100	4,—			58	1331	120,—
		6	120	6,—			6	162	14,—
		7	140	7,—	14,5	42,5	8	214	20,—
		8	160	9,—			10	268	24,—
		10	198	10,—			12	320	32,—
		12	238	13,—			5	154	15,—
		16	318	14,50			6	184	17,—
9,5	31	17	338	17,50			7	215	24,—
		18	360	18,50	16	48	9	275	28,—
		20	388	19,50			11	338	30,—
		21	411	22,—			12	362	32,—
		22	436	25,—			16	492	40,—
		27	534	33,—			5	175	20,—
		30	592	38,—			6	207	31,—
		40	788	44,—			7	242	34,—
		5	97	4,—	18	54	8	276	48,—
		6	114	5,—			9	310	52,—
		7	134	6,—			10	322	56,—
		8	153	8,50			5	200	32,—
		10	192	10,—			6	240	36,—
		11	214	11,—	20	62,5	7	280	42,—
		12	223	15,—			9	360	70,—
11	30	14	264	16,—			20	800	135,—
		15	286	18,—			5	200	30,—
		20	382	24,—			6	240	38,—
		21	401	26,50			7	280	44,—
		22	422	30,—	22	62,5	8	320	52,—
		24	456	38,—			9	360	60,—
		30	575	44,—			12	480	80,—
		36	680	50,—			20	812	140,—
		77	1450	140,—			5	236	40,—
		5	115	7,—			6	277	45,—
		6	137	9,—	25	72	7	322	55,—
		7	161	11,—			8	368	70,—
		8	184	12,—			9	414	86,—
		9	207	13,—			12	565	105,—
13	36	10	230	14,—			5	260	56,—
		11	253	15,—	30	80	6	310	66,—
		12	275	18,—			7	360	77,—
		13	299	19,—			8	410	88,—
		15	344	30,—	32	80	6	310	70,—
		20	458	38,—			8	410	90,—

4. Kettenführungen.

Dieselben sollen ein Herausspringen der Ketten aus den Kettenrollen verhüten und bei kalibrierten Ketten einen gesicherten Eingriff der Daumen bewirken. In den Fig. 39 bis 44 sind derartige bewegliche und unbewegliche Kettenführungen dargestellt. Bei Kettennüssen ist außer der Führung noch ein besonderer Abstreicher erforderlich (vgl. Fig. 44).

Verschiedene Ausführungen von Kettenführungen.

Fig. 39.

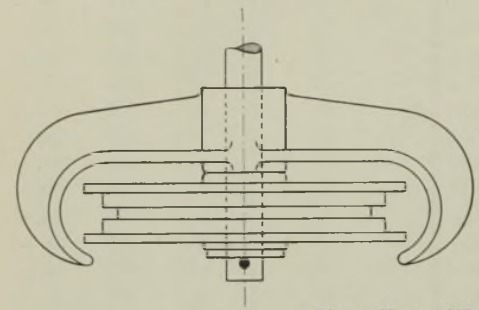
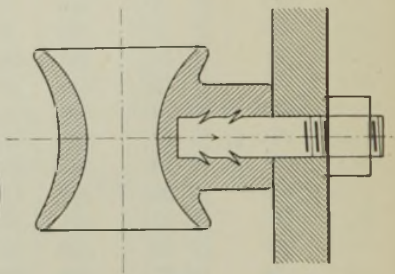


Fig. 40.



Feste Kettenführungen.

Fig. 41.

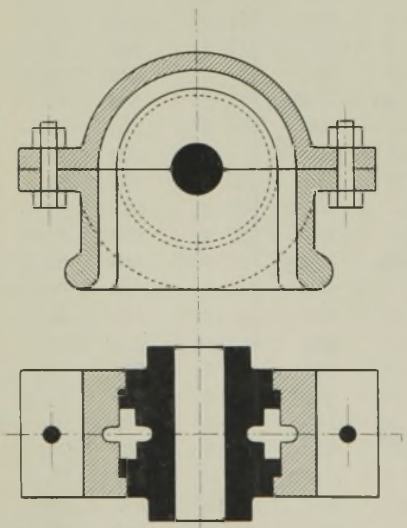
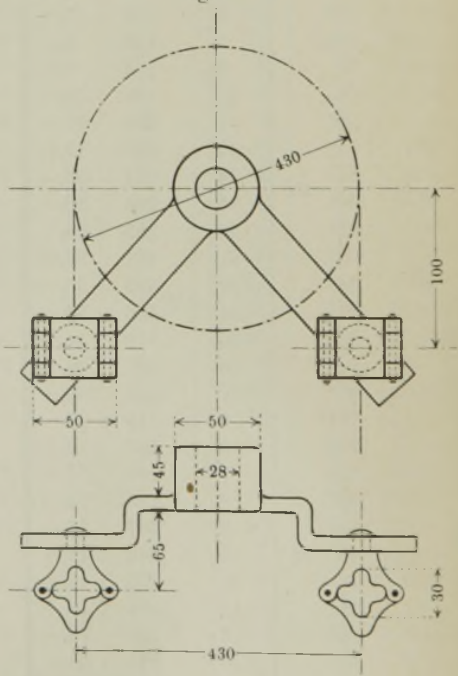
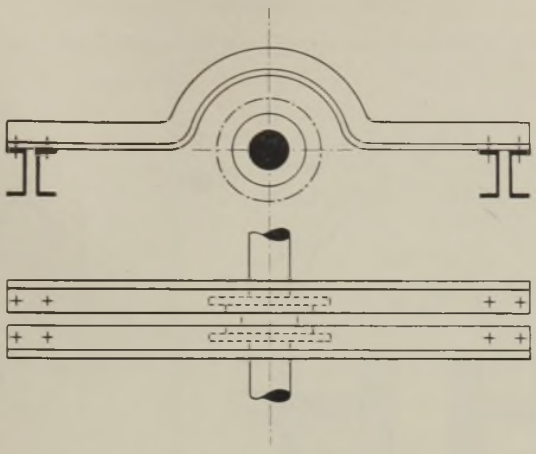


Fig. 42.



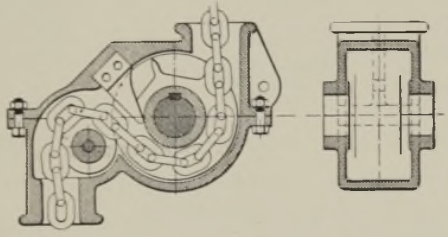
Bewegliche Kettenführungen.

Fig. 43.



Schutzbügel.

Fig. 44.



Kettenführung mit Leitrolle und Abstreicher.

5. Kettenräder für Gallsche Ketten.

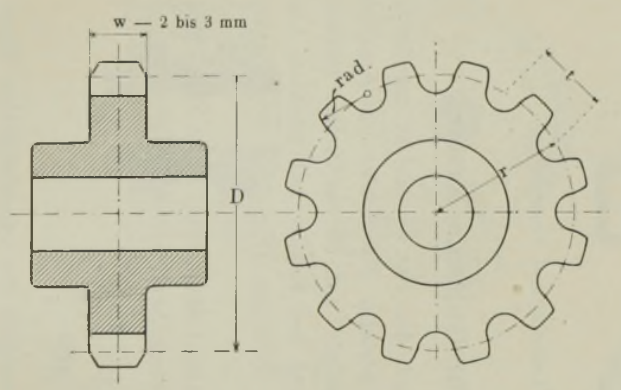
Diese Kettenräder werden nach den Fig. 45 und 46 aus Schmiedeeisen, Stahlguß oder Hartguß hergestellt. Bei Ketten mit geschweiften Laschen legen sich die Laschenköpfe auf die seitlichen Ränder des Kettenrades nach Fig. 47, während bei Ketten mit geraden Laschen die Bolzen in den Zahnlücken aufliegen (Fig. 48). Die Zähne der Kettenräder sind zu fräsen.

Der Teilkreishalbmesser bestimmt sich, wenn z die Zähnezahl und t die Baulänge der Gliederkette bezeichnet, aus der Gleichung:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}.$$

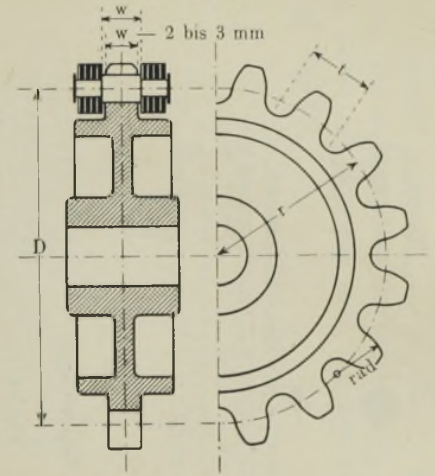
Tabelle 17 auf S. 34 und 35 enthält die ausgerechneten Werte der Teilkreisdurchmesser.

Fig. 45.



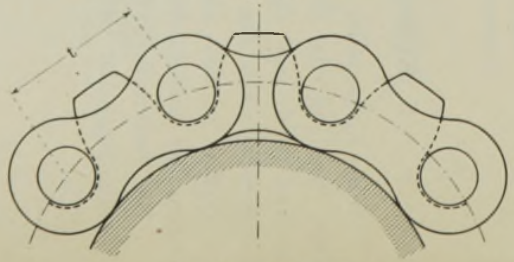
Gallsches Kettenrad bei kleinerem Durchmesser.

Fig. 46.



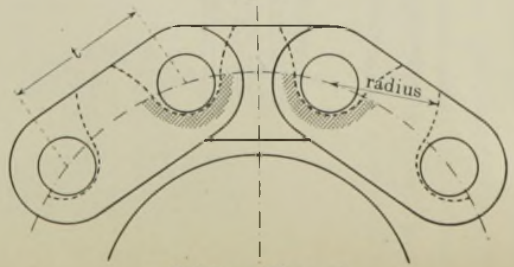
Gallsches Kettenrad bei größerem Durchmesser.

Fig. 47.



Lasche aufliegend.

Fig. 48.



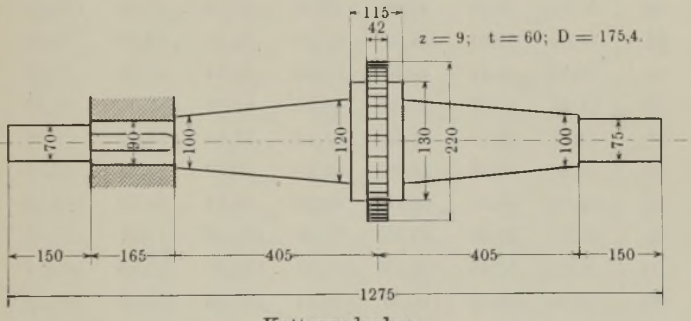
Bolzen aufliegend.

Tabelle 16[1]). **Werte von $\sin \frac{180}{z}$.**

	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305	29	0,1081
10	0,3090	15	0,2079	20	0,1564	25	0,1253	30	0,1045

Das Profil der Zähne ist durch Kreisbögen zu bilden, welche ein freies Ein- und Ausschwingen der Kettenbolzen ermöglichen. Der Zahnfuß ist ein Halbkreis von etwas größerem Durchmesser als der

Fig. 49.



Kettenradachse.

Kettenbolzen. Die Zähne werden durch Kreisbögen gebildet, welche den nächsten festliegenden Bolzen als Mittelpunkt haben.

Die Zahnbreite ist um etwa 2 mm kleiner zu nehmen als die lichte Weite zwischen den Laschen.

Will man den Kettenraddurchmesser auf das kleinste Maß beschränken, so stellt man Rolle und Achse aus einem Stück her. Man kann dann mit z bis auf 7 herabgehen.

Man wählt für Treib- oder Lastrollen:

$z = 8$ für Lasten bis 3000 kg,
$z = 9$ „ „ von 3000 bis 20000 kg,
$z = 10$ „ „ über 20000 kg,

Leitrollen erhalten in der Regel keine Zähne. Bei derartigen zahnlosen Führungsrollen legen sich die Bolzen auf den glatten zylindrischen Mittelkranz. Die Rollenränder werden so breit wie die Kette gehalten, damit beim Aufstoßen des Hakens die nötige Sicherung vorhanden ist.

[1]) Ernst, Hebezeuge, 4. Aufl., Bd. I, S. 38.

Tabelle 17. **Teilkreisdurchmesser in**

Teilung	Zähnezahl									
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
9	18	20,74	23,52	26,31	29,13	31,95	34,77	37,71	40,45	43,29
10	20	23,05	26,13	29,24	32,36	35,50	38,64	41,79	44,94	48,10
11	22	25,35	28,74	32,16	35,59	39,04	42,50	45,96	49,43	52,90
12	24	27,65	31,35	35,08	38,83	42,59	46,36	50,14	53,92	57,71
13	26	29,96	33,97	38,01	42,06	46,14	50,22	54,32	58,42	62,52
14	28	32,26	36,58	40,93	45,30	49,60	54,09	58,48	62,91	67,33
15	30	34,57	39,20	43,86	48,50	53,24	57,96	62,68	67,41	72,15
16	32	36,87	41,81	46,67	51,77	56,79	62,94	66,85	71,90	75,95
17	34	39,18	44,42	49,70	55,01	60,34	65,68	71,03	76,39	81,76
18	36	41,48	47,03	52,63	58,25	63,89	69,54	75,21	80,89	86,57
19	38	43,79	49,65	55,55	61,48	67,44	73,41	79,39	85,38	91,38
20	40	46,10	52,26	58,48	64,72	70,99	77,27	83,57	89,88	96,20
25	50	52,62	65,33	73,10	80,90	88,74	96,59	104,46	112,35	120,24
30	60	69,14	78,39	87,71	97,08	106,49	115,91	125,36	134,82	144,28
35	70	80,67	91,46	102,33	113,26	124,23	135,23	146,25	157,29	168,34
40	80	92,19	104,52	116,95	129,44	141,98	154,55	167,14	179,75	192,38
45	90	103,71	117,59	131,57	145,62	159,72	173,87	188,04	202,23	216,44
50	100	115,24	130,65	146,40	161,81	177,47	193,18	209,90	224,70	240,49
55	110	126,76	143,72	160,80	177,98	195,22	212,50	229,83	247,17	264,53
60	120	138,28	156,78	175,42	194,16	212,97	231,82	250,71	269,63	288,58
65	130	149,81	169,85	190,05	210,34	230,71	251,14	271,61	292,11	312,63
70	140	161,33	182,91	204,66	226,52	248,46	270,46	292,40	314,57	336,68
75	150	172,86	195,99	219,29	242,70	266,21	289,78	313,40	337,05	360,73
80	160	184,38	209,05	233,36	258,88	283,96	309,10	334,28	359,51	384,77
85	170	195,91	222,12	248,52	275,07	301,70	328,42	355,18	381,99	408,83
90	180	207,43	235,18	263,14	291,25	319,45	347,73	376,07	404,46	432,88
95	190	218,95	248,25	277,76	307,43	337,20	367,05	396,97	426,93	456,93
100	200	230,48	261,31	272,38	323,60	354,95	386,37	417,86	449,40	480,98
110	220	253,50	287,40	321,60	355,90	390,40	425,01	459,60	494,30	529,03
120	240	276,50	313,50	350,80	388,30	425,90	463,60	501,40	539,20	577,10
140	280	322,60	365,80	409,30	453,00	496,90	540,90	484,80	629,10	673,30
170	340	391,80	442,20	497,00	550,10	603,40	656,80	710,30	763,90	817,60
200	400	461,00	522,60	584,80	647,20	709,90	772,70	835,70	898,80	962,00
250	500	526,20	653,30	731,00	809,00	887,40	965,90	1044,60	1123,50	1202,40

allsche Kettenräder in Millimetern.

Zähnezahl									
16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
46,13	48,98	51,83	54,68	57,53	60,39	63,24	66,10	68,95	71,81
51,56	54,42	57,59	60,76	63,92	67,10	70,27	73,44	76,61	79,79
56,38	59,86	63,34	66,83	70,31	73,80	77,29	80,78	84,27	87,76
61,49	65,30	69,10	72,90	76,71	80,51	84,31	88,13	91,93	85,74
66,33	70,74	74,86	78,98	83,10	87,22	91,34	95,47	99,59	103,72
71,74	74,16	80,62	85,06	89,49	93,93	98,37	102,82	107,26	111,70
76,89	81,63	86,38	91,13	95,90	100,64	105,40	110,16	114,92	119,68
82,13	87,07	92,14	97,21	102,27	107,35	112,42	117,50	122,58	127,66
87,14	92,51	97,89	103,28	108,67	114,06	119,45	124,85	130,24	135,63
92,26	97,96	103,65	109,36	115,06	120,77	126,47	132,19	137,90	143,61
97,49	103,40	109,41	115,43	121,45	127,48	133,50	139,54	145,56	151,59
02,51	108,84	115,47	121,51	127,80	134,19	140,53	146,88	153,22	159,57
28,15	136,06	143,97	151,88	159,80	167,74	175,66	183,60	191,53	199,47
53,77	163,27	172,76	182,27	191,70	201,29	210,80	220,33	229,84	239,36
79,40	190,48	201,55	212,64	223,73	234,83	245,90	257,05	268,15	279,26
05,03	217,69	230,35	243,02	255,70	268,38	281,07	293,77	306,45	319,15
30,66	244,90	259,14	273,40	287,66	301,93	316,20	330,55	344,75	359,05
56,30	272,12	287,93	303,88	319,63	335,47	351,33	367,21	383,07	398,94
81,92	299,32	316,73	334,16	351,59	369,02	386,47	403,93	421,37	438,83
07,48	326,52	345,52	364,53	383,55	402,57	421,59	440,55	459,68	478,72
33,18	353,74	374,32	394,91	451,51	436,12	456,73	477,37	497,98	518,62
58,74	370,81	403,10	425,30	447,47	469,66	491,86	514,10	536,30	558,50
84,44	408,16	431,91	456,72	479,43	503,22	526,99	550,82	574,60	598,41
10,66	435,37	460,70	486,05	511,39	536,76	562,13	587,54	612,90	638,30
35,70	462,58	489,49	516,42	543,36	570,31	597,26	624,26	651.20	678,19
61,32	489,80	518,29	546,81	575,32	603,86	632,39	660,98	689,50	718,09
86,95	517,00	547,08	577,18	607,29	637,41	667,52	697,70	727,80	757,98
12,58	544,22	575,87	607,56	639,24	670,95	702,66	734,42	766,10	797,87
38,80	598,60	633,40	668,30	703,10	738,00	772,90	807.80	842,70	877,60
4,90	653,00	691,00	729,00	767,10	805,12	843,20	881,30	919,30	957,40
7,40	741,60	806,20	850,60	894,90	939,30	983,70	1028,20	1072,60	1117,00
1,40	925,10	978,90	1032,80	1086,70	1140,60	1194,50	1248,50	1302,40	1356.30
5,10	1088,40	1151,70	1215,10	1278,00	1341,90	1405,30	1468,80	1532,20	1598,70
1,50	1360,60	1439,70	1518,80	1598,00	1677,40	1756,60	1836,00	1915,30	1994,70

Beispiel. Es soll die Gallsche Kette und das mit 9 Zähnen zu versehende dazugehörige Kettenrad für eine Last von 8000 kg bestimmt werden.

Nach Tabelle 10 erhält die Kette eine Teilung von 75 mm. Die Kettenbolzen sind in der Mitte 34 mm stark, die Plattenbreite beträgt 56 mm bei 8 tragenden Platten von je 4,5 mm Dicke und die lichte Weite der Kette (in der Tabelle als „Länge der Bolzen in der Mitte" angegeben) 55 mm.

Der Teilkreisdurchmesser des Rades wird dann

$$D = \frac{t}{\sin\frac{180}{z}} = \frac{75}{\sin\frac{180}{9}} = 219{,}29 \text{ mm}.$$

Die Raddicke am Umfang darf der lichten Kettenweite von 55 mm entsprechend etwa 52 mm und die Zahnhöhe der Plattenbreite entsprechend 28 mm über dem Teilkreis betragen. Es wird also der äußere Raddurchmesser 219,29 + 2 . 28 ∼ 276 mm.

6. Kettenräder für amerikanische Treibketten.

Die Zähne der aus Gußeisen hergestellten Rollen bleiben roh. Die Bestimmung der Teilkreishalbmesser und die Konstruktion der Zähne erfolgt auf dieselbe Weise, wie bei den Kettenrädern für Gallsche Kette.

7. Berechnung der Rollenachsen.

Die Berechnung der Rollenachsen hat auf Festigkeit und auf spezifische Flächenpressung zu erfolgen. Die Kontrolle auf Heißlaufen bzw. genügende Wärmeableitung kommt bei den verhältnismäßig langsam laufenden Rollen mit ihrem unterbrochenen Betrieb meist nicht in Betracht.

a) Berechnung auf Festigkeit.

Bei der Festigkeitsrechnung hat man zwischen aufgekeilten Rollen zu unterscheiden, deren Achse sich mit ihren angedrehten Zapfen in Lagern dreht und zwischen lose sich auf festgelegten Achsen drehenden Rollen.

Die am häufigsten vorkommenden Fälle bezüglich der Belastung sind nachstehend angeführt.

Biegungsgleichung für die Achse ohne Berücksichtigung der Keilnute (Fig. 50)

$$M_{b\,max} = \frac{Q\,l}{4} = \frac{1}{10}\,d^3 k_b, \quad \text{für die Zapfen} \quad \frac{R_1 l_1}{2} = \frac{1}{10}\,d_1^3 k_b.$$

Bei ausgesparter Nabe ist für die Achse (Fig. 51)

$$M_{b\,max} = R_1\,l = \frac{1}{10}\,d^3 k_b.$$

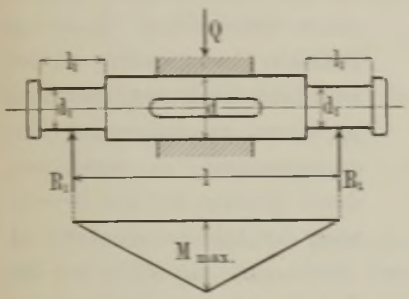
Bei einseitig sitzender Rolle ist zunächst (Fig. 52)

$$R_1 = \frac{Q \cdot l_2}{l};\ R_2 = \frac{Q \cdot l_1}{l} \text{ und für die Achse } M_{b\,max} = R_1 l_1 = \frac{1}{10} d^3 k_b;$$

ferner für die Zapfen

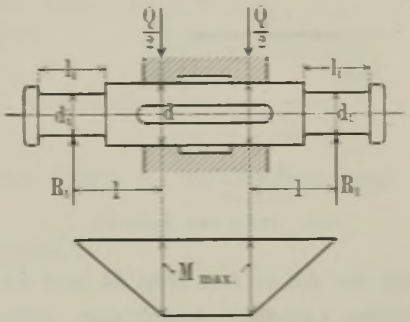
$$\frac{R_1 l_3}{2} = \frac{1}{10} d_1^3 k_b \text{ bzw. } \frac{R_2 l_4}{2} = \frac{1}{10} d_2^3 k_b.$$

Fig. 50.



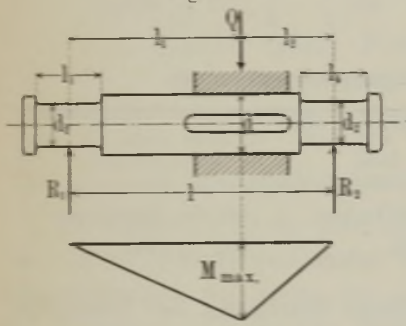
Symmetrische Achsenbelastung.

Fig. 51.



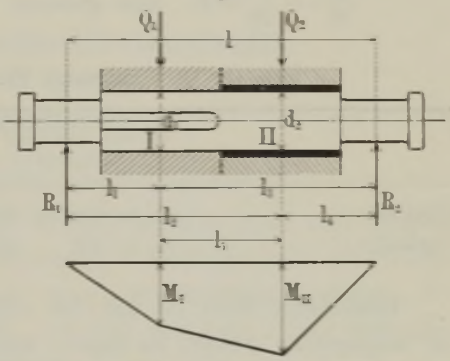
Symmetrische Achsenbelastung mit ausgesparter Rollennabe.

Fig. 52.



Einseitige Achsenbelastung.

Fig. 53.



Achsenbelastung durch zwei Rollen.

Bei zwei ungleich belasteten und sich entgegengesetzt drehenden Rollen (für Lastseil und Gegengewichtsseil) ist nach Fig. 53

$$R_1 = \frac{Q_1 \cdot l_3 + Q_2 \cdot l_4}{l},\quad R_2 = \frac{Q_1 l_1 + Q_2 l_2}{l}$$

und annähernd für die Achse

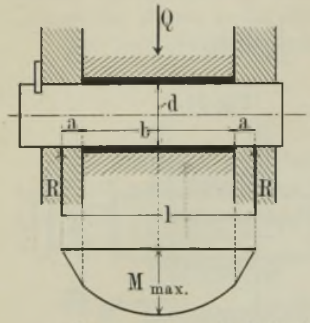
$$M_{bI} = R_1 l_1 = \frac{1}{10} d_1^3 k_b,\quad M_{bII} = R_1 \cdot l_2 - Q_1 l_5$$

oder auch

$$R_2 \cdot l_4 = d_2^3 k_b.$$

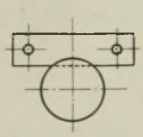
Liegen die Resultierenden Q_1 und Q_2 der Seilspannungen in verschiedenen Ebenen, so ist zunächst eine Zerlegung in Horizontal- und Vertikalkomponenten vorzunehmen. Mit diesen Komponenten sind dann die horizontalen und vertikalen Auflagereaktionen zu ermitteln und mit denselben die Biegungsmomente in der Horizontal- und in der Vertikalebene festzustellen. An den in Betracht kommenden Stellen sind dann die Biegungsmomente zu einem resultierenden Biegungsmoment zu vereinigen, deren größtes für die Berechnung der Achse maßgebend ist.

Fig. 54.



Feste Achse mit Seilrolle.

Fig. 55.



Ist die Achse fest (Fig. 54 und 55) und dreht sich die Rolle auf der Achse (günstige Anordnung, weil nach Tabelle 18 k_b größer, also d kleiner wird), so ist annähernd

$$\frac{Ql}{8} = \frac{1}{10} d^3 k_b \quad \text{oder genauer} \quad R\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right) = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

Tabelle 18. **Zulässige Biegungsanstrengungen**

	bei sich drehender Achse mit aufgekeilter Rolle	bei fester Achse mit sich drehender Rolle
Flußeisen	k_b = 300 bis 400 kg/qcm	600 bis 800 kg/qcm
Flußstahl	k_b = 400 „ 500 „	800 „ 1000 „

Besonderer Wert ist auf die richtige Ausbildung der Übergänge bei abgesetzten Achsen zu legen, weil bei scharf abgesetzten Achsen oder Wellen bzw. bei zu geringem Abrundungshalbmesser die Gefahr eines Bruches an diesen Stellen nicht ausgeschlossen ist.

b) Berechnung auf spezifische Pressung.

Die spezifische Pressung k in kg/qcm ermittelt sich aus der Gleichung

$$P = k.l.d,$$

worin

P die Zapfen- bzw. bei fester Achse die Achsenbelastung,
l die Lauflänge in cm,
d den Zapfendurchmesser in cm bedeutet.

Für k ist, je nachdem Dauerbetrieb oder unterbrochener Betrieb vorliegt, zu setzen:

ungehärteter Tiegelgußstahl auf Bronze . .	60 ÷ 120 kg/qcm
Schmiedeeisen auf Bronze	40 ÷ 100 „
Schmiedeeisen auf Gußeisen	25 ÷ 60 „

c) Berechnung der Wärmeableitung.

Bei schnell laufenden Achsen und Rollen ist nach der Gleichung

$$w \gtrless \frac{P \cdot n}{l}$$

zu kontrollieren, ob der Zapfen nicht heiß läuft.

In der Gleichung bedeutet:

w eine Erfahrungszahl, welche 35000 bis 40000 nicht überschreiten soll,
n die minutliche Umdrehungszahl,
l die Lauflänge,
P den Zapfen- oder Achsendruck.

Seil- und Kettentrommeln.

1. Seiltrommeln.

a) Trommeldurchmesser und Trommellänge.

Für Hanfseile macht man den Trommelumfang glatt und wickelt das Seil in dicht nebeneinander liegenden Windungen auf. Ein Übereinanderwickeln des Seiles ist nur ganz ausnahmsweise zulässig, da die Wickelung unregelmäßig wird, das Seil darunter leidet und eine Vergrößerung des Lastarmes stattfindet.

Der Durchmesser der Seiltrommeln bestimmt sich auf dieselbe Weise wie bei den Rollen. Es ist also

für Hanfseiltrommeln:

bei Handbetrieb . . . . . $D = 7 \div 10\,d$,
bei maschinellem Betrieb . . . $D = 30 \div 50\,d$,

für Drahtseiltrommeln:

bei Handbetrieb . . . . . $D \geqq 400 \div 500\,\delta$,
bei maschinellem Betrieb . . . $D = 500$ **bis** $1000\,\delta$,

wobei der Bedingung $\sigma_z + \sigma_b \leqq k_z$ auf S. 5 wieder möglichst entsprochen werden soll.

Drahtseiltrommeln werden zur Schonung des Seiles und behufs Erzielung einer gleichmäßigen Wickelung mit schraubenförmig eingedrehten Rillen von kreisbogenförmigem Profil versehen, in welche sich das Seil ohne Klemmung legt. Die Steigung des Gewindes wird um $a = 2$ bis 3 mm größer gewählt als die Seildicke.

Tabelle 19. **Rillensteigung für Drahtseiltrommeln.**

Seildurchmesser . .	6	7	8	10	12	14	16	18	20
Steigung	$7^1/_2$	9	10	12	15	17	19	21	23

Die Trommellänge l ist von der aufzuwickelnden Seillänge L abhängig. Bleiben zur Schonung der Seilbefestigung bei vollständig gesenkter Last noch zwei Windungen auf der Trommel aufgewickelt, so ist die

$$\text{Windungszahl} = \frac{\text{aufzuwickelnde Seillänge}}{\text{Trommelumfang}} + 2 \quad \text{oder} \quad \boldsymbol{n = \frac{L}{D \cdot \pi} + 2},$$

und die Steigung s der einzudrehenden Nuten bei Drahtseil

$$\text{Steigung} = \text{Seildurchmesser} + 2 \text{ bis } 3\,\text{mm} \quad \text{oder} \quad \boldsymbol{s = d + a},$$

wobei mit Rücksicht auf die Leitspindel der Drehbank dieser Wert eventuell in engl. Zoll anzugeben ist.

Die Trommellänge l ist dann

$$\boldsymbol{l = n \cdot s}.$$

Beispiel. Für die nach S. 4 an den sechs Seilsträngen eines Laufkranes hängende, selten vorkommende Höchstlast von 25 t ist für elektrischen Antrieb bei kleiner Hubgeschwindigkeit und 8 m Hub Seil, Trommeldurchmesser und Trommellänge zu bestimmen.

Seilbelastung im Ruhezustand $S_0 = \frac{25\,000}{6} = 4167$ kg. Größte Seilbelastung während der Bewegung bei 4 Proz. Verlust in jeder Rolle rund 4500 kg.

Bruchlast bei sechsfacher Sicherheit im geraden Seilstück $6 \cdot 4500 = 27\,000$ kg. Nach Tabelle 2 erhalten wir bei Wahl der Seilkonstruktion III ein Drahtseil von 24 mm Durchmesser mit einer Bruchfestigkeit von 28 000 kg und 180 Drähten von je 1,15 mm Dicke.

Trommeldurchmesser $D = 800\,\delta = 800 \cdot 1{,}15 = 920$ mm. Damit wird nach S. 5

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{i\,\frac{\pi\,\delta^2}{4}} + 800\,000\,\frac{\delta}{D} = \frac{4500}{180\,\frac{\pi \cdot 0{,}115^2}{4}} + 800\,000\,\frac{0{,}115}{92} = 3400\ \text{kg/qcm}.$$

Die rechnerische Zerreißfestigkeit, bezogen auf 1 qcm, beträgt bei dem vorhandenen Seilquerschnitt $180\,\frac{\pi \cdot 0{,}115^2}{4} = 1{,}869$ qcm und der angegebenen Bruchlast von 28 000 kg $K_z = \frac{28\,000}{1{,}869} \sim 15\,000$ kg/qcm. Die wirkliche Bruchfestigkeit ist

etwa 5 Proz. geringer, also etwa 14 250 kg/qcm, so daß die tatsächliche Sicherheit nur $\mathfrak{S} = \frac{14\,250}{3400} = 4{,}19$ beträgt. Das gewählte Seil ist hier unbedenklich zuzulassen, da die Höchstlast nur selten vorkommt und die Massenwiderstände bei kleiner Geschwindigkeit gering sind.

Bei sechs Seilsträngen und 8 m Hub ist jedes Seilende 24 m aufzuwickeln.

Windungszahl demnach insgesamt $2n = 2\left(\frac{L}{D\pi} + 2\right) = 2\left(\frac{24}{0{,}92 \cdot \pi} + 2\right) \sim 21.$

Steigung mit $a = 3$ mm, $s = 27$ mm.

Demnach nutzbare Trommellänge $l = 21 \cdot 27 \sim 570$ mm.

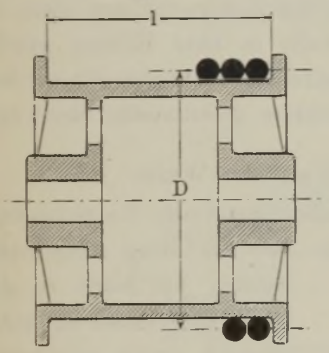
b) Ausführung der Seiltrommeln.

Fig. 56 zeigt eine Hanfseiltrommel mit glattem Umfang. Zur Schonung des Seiles führt man mitunter auch die Trommel mit Holzbelag aus.

Fig. 57 zeigt eine Drahtseiltrommel mit eingeschnittenen Rillen.

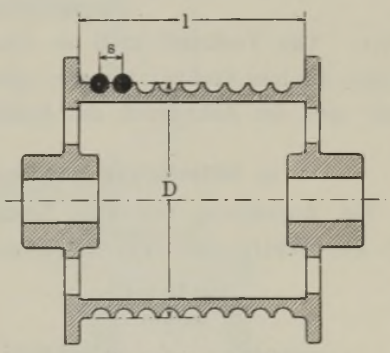
Die Stärke des Trommelmantels ist bei kleineren Trommeln von den Herstellungsrücksichten abhängig und beträgt als Mindeststärke

Fig. 56.



Hanfseiltrommel.

Fig. 57.



Drahtseiltrommel.

12 mm. Im Mittel kann man mit Rücksicht auf diese Mindeststärke für die Wandstärke setzen:

bei gußeisernem Mantel . . . . . 0,02 D + 1 cm
(auch vielfach gleich dem Seildurchmesser),

bei Mantel aus Schmiedeeisen . . . . 0,01 D + 0,3 cm,

bei Holzmantel . . . . . 0,03 D + 2,5 cm.

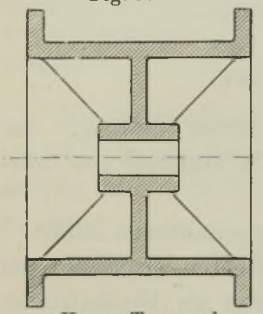
Bei sehr langen Trommeln ist außerdem zu untersuchen, ob der Drehungs- und Biegungsfestigkeit genügt ist. Bis zu einer Länge von 600 mm ist eine Versteifung des Trommelmantels durch Rippen nicht erforderlich. Darüber hinaus werden zweckmäßig radiale Rippen verwendet. Diese sind zweckmäßiger als Längsrippen, welche Modell-

und Formereikosten wesentlich erhöhen und die Anwendung geteilter Kerne erfordern.

Kurze Trommeln bis 400 mm Länge werden nach Fig. 58 mit einer Nabe hergestellt.

Bei Laufkranen ist ein genau senkrechtes Aufsteigen der Last erforderlich. Bei einfacher Trommelanordnung würde die Last den Gewindegängen entsprechend wandern. Um dies zu vermeiden, wickelt man stets zwei Seilenden auf die Trommel und versieht dieselbe mit Rechts- und Linksgewinde. Die Befestigung der Seile erfolgt dann an den äußeren Seiten der Trommel. Siehe auch unter Zwillingsrollenzüge und Laufkrane.

Fig. 58.



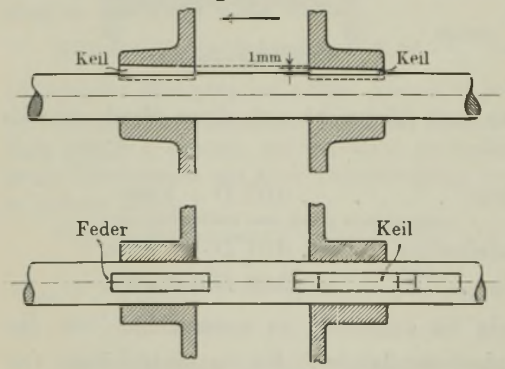
Kurze Trommel mit einer Nabe.

Bisweilen wird auf beiden Seiten der Trommel je ein Zahnrad angeordnet. Diese Anordnung verfolgt bei schweren Hebezeugen den Zweck, die Umfangskraft auf zwei Räder zu verteilen, um die Zahnradteilung klein zu halten. Die Trommel muß in diesem Falle in zwei Hälften geteilt werden, die lose drehbar auf eine gemeinsame Achse aufgesteckt werden, damit sich der Zahndruck auf beide Stirnräder gleichmäßig überträgt.

c) Befestigung der Trommel auf der Welle.

Bei Anordnung von zwei Trommelnaben kann die Befestigung mit der Welle auf zwei Arten erfolgen. Bei der einen Anordnung werden die Keile in die Welle eingelassen und nötigenfalls durch Schrauben befestigt. Der rechtsseitige Keil (Fig. 59) ist dann um 1 mm niedriger als der linksseitige Keil. Der rechte schwächere Keil wird zuerst eingelegt, die Trommel von rechts nach links übergeschoben und dann der linksseitige Keil eingetrieben. Da die Keilneigung gleichgerichtet ist, so kann man die Trommel auf leichte Weise wieder von der Welle entfernen. Bei der zweiten Anordnung wendet man nur

Fig. 59 u. 60.

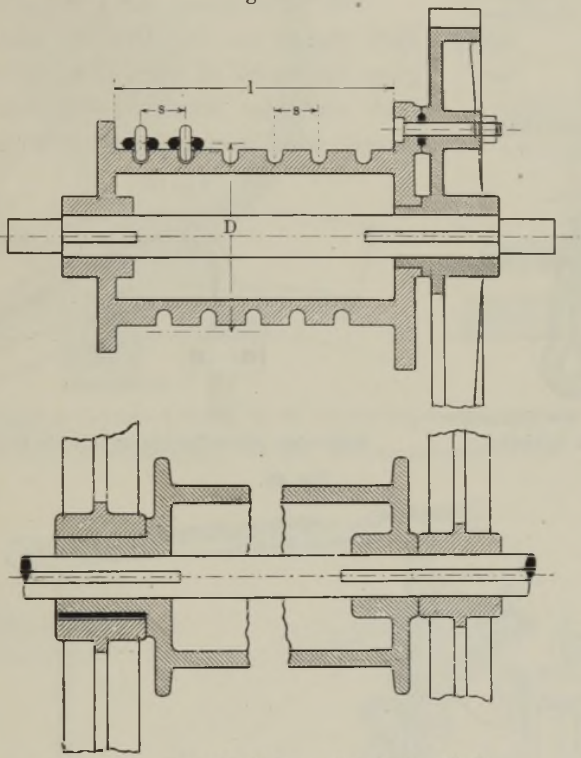


Aufkeilung der Trommeln.

einen Keil an und verbindet die zweite Nabe durch eine Feder mit der Welle.

Um das Torsionsmoment direkt von der Trommel auf das benachbarte Trommelzahnrad zu übertragen, kuppelt man beide miteinander. Fig. 61 zeigt eine durch Schrauben bewirkte Kupplung. Durch zwischengelegte Dübel ist die Biegungsbeanspruchung von den Schrauben ferngehalten. In Fig. 62 findet die Übertragung mittels Keil und mitunter auch durch angegossene Knaggen statt.

Fig. 61 u. 62.



Verbindungen der Trommel mit der Welle.

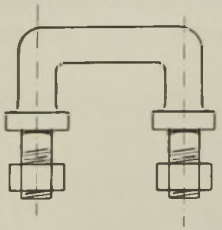
Bei schweren Trommeln wird die Welle festgelagert und die Trommel drehbar auf der Welle angeordnet. Dabei wird das Schmierfett den ausgebuchsten Trommelnaben durch Zentralbohrungen der Welle zugeführt.

Diese Anordnung ergibt geringere Achsendurchmesser, weil die zulässige Beanspruchung bei ruhenden Achsen höher gewählt werden kann, als bei sich drehenden Achsen. Weitere Angaben hierüber unter „Laufkrane“.

d) Befestigung der Seile an der Trommel.

Die Befestigung des Hanfseiles erfolgt entweder nach Fig. 63 mittels eines schmiedeeisernen Bügels, welcher an dem Trommelflansch festgeschraubt wird, oder nach Fig. 64 dadurch, daß man das Hanfseil in Schleifenform herumbiegt, das zugespitzte Ende bis zum Klemmen in das Loch der Trommel zieht und die Schleife fest mit Bindfaden umwickelt.

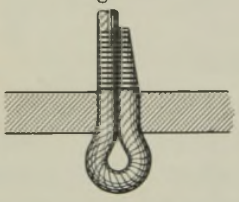
Fig. 63.



Befestigungsbügel für Hanfseil.

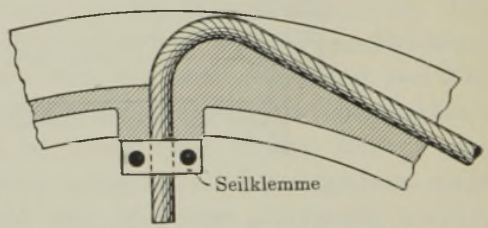
Die Befestigung der Drahtseile geschieht nach Fig. 65 bis 79. Um die scharfe Umbiegung des Seiles zu vermeiden, bohrt man das Loch entweder schräg durch den Trommelmantel oder man gießt eine Wulst an. Die

Fig. 64.



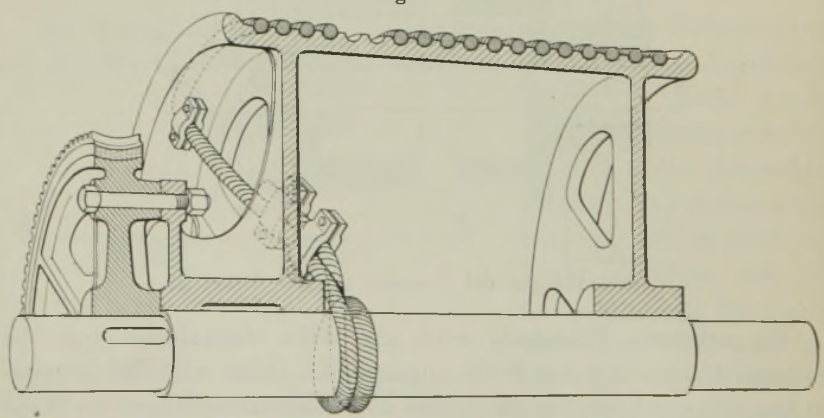
Befestigung des Hanfseiles mittels Schleife.

Fig. 65.



Schlechte Seilbefestigung mittels Seilklemme.

Fig. 66.

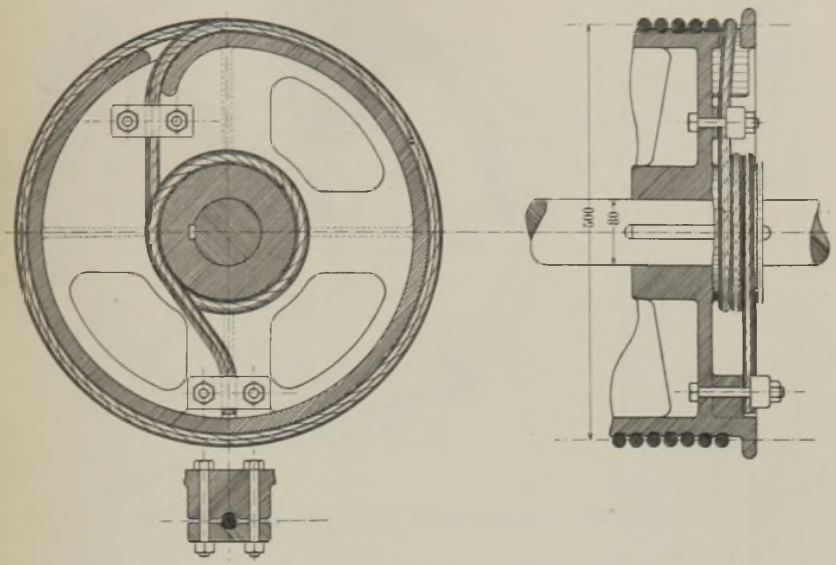


Seilbefestigung mittels Seilklemme unter mehrmaliger Wellenumschlingung.

Befestigung erfolgt im Inneren der Trommel durch Seilklemmen. Zur Sicherheit kann man das Seil außerdem noch einigemale um die Welle herumschlingen. Zur Schonung der Seilbefestigung müssen noch zwei bis vier Windungen bei gesenkter Last auf der Trommel bleiben.

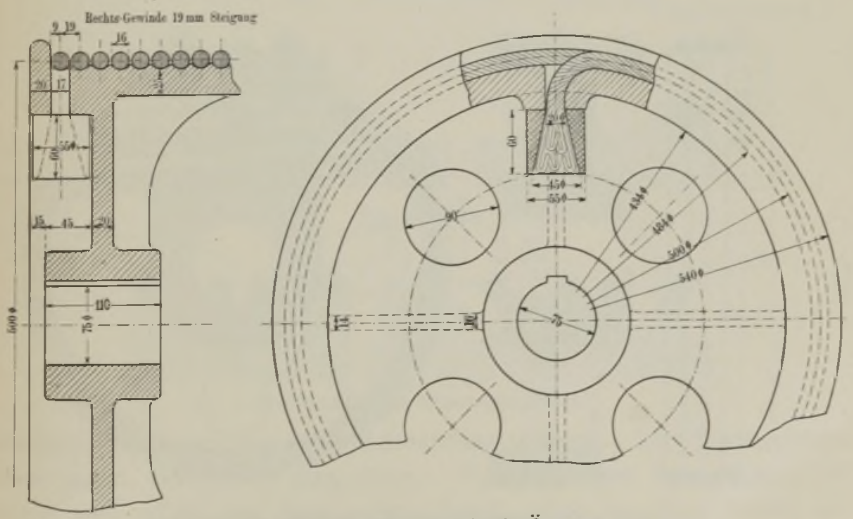
Verschiedene Arten der Drahtseilbefestigung an Trommeln.

Fig. 67 u. 68.



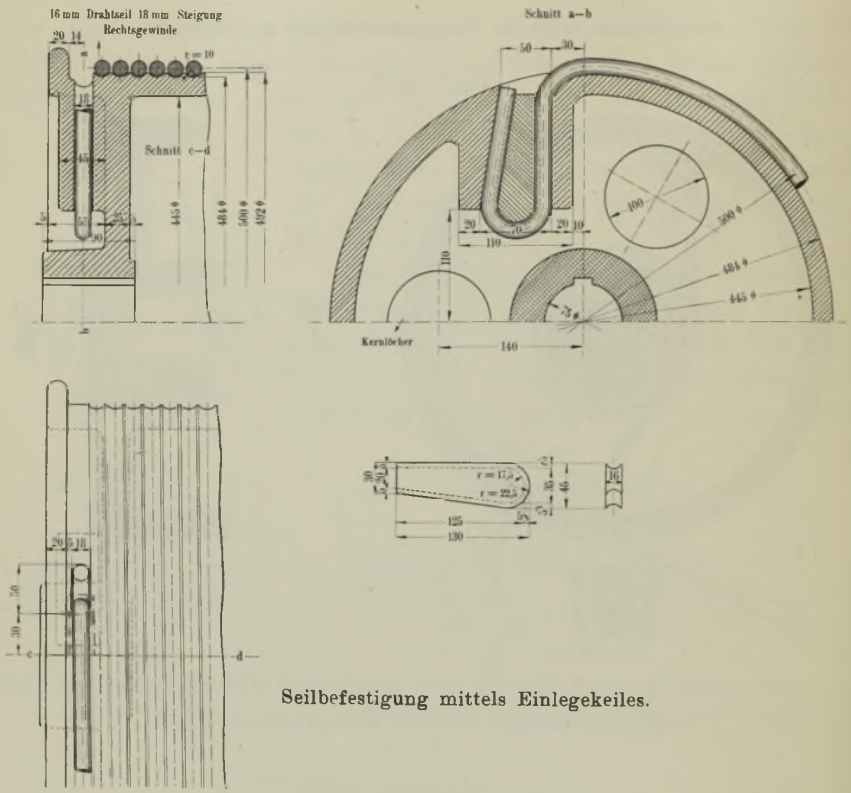
Seilbefestigung mittels Klemme unter mehrmaliger Nabenumschlingung.
Trommeldurchmesser 500 mm, Seildurchmesser 16 mm.

Fig. 69 u. 70.



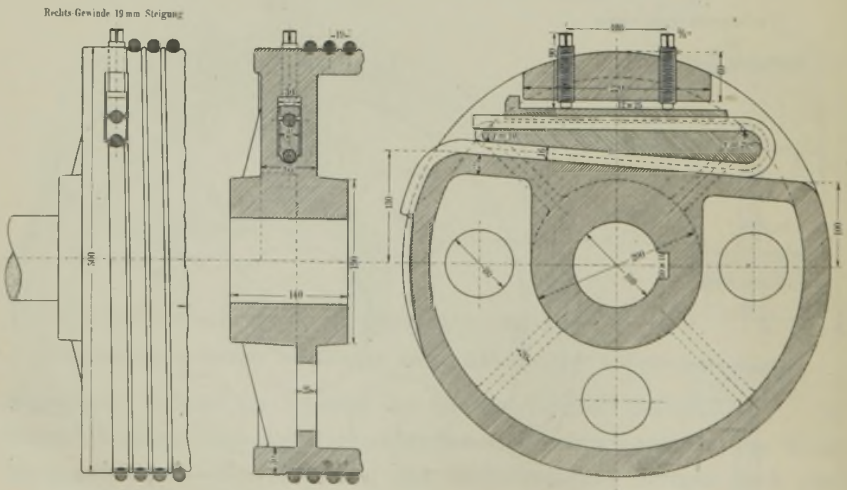
Seilbefestigung mittels Öse.

Fig. 71 bis 74.



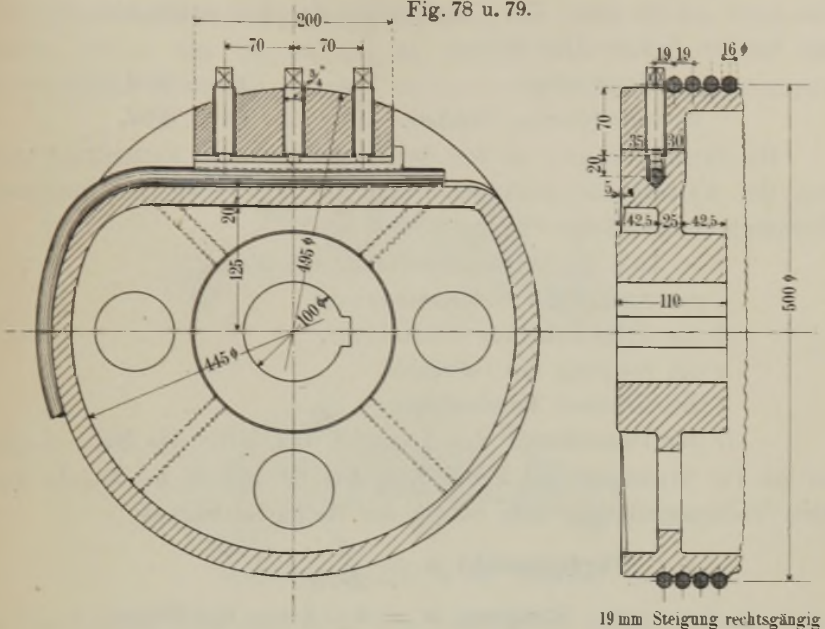
Seilbefestigung mittels Einlegekeiles.

Fig. 75 bis 77.



Seilbefestigung mittels Querkeiles und Druckschrauben.

Fig. 78 u. 79.



19 mm Steigung rechtsgängig

Seilbefestigung nur durch Druckschrauben mit Beilage.

2. Kettentrommeln.

Bei den Kettentrommeln bevorzugt man neuerdings wie bei den Kettenrollen das halbkreisförmige Profil in Fig. 80, weil die Kette bei demselben in beliebig verdrehter Lage Auflage findet. Bezüglich der

Fig. 80 u. 81.

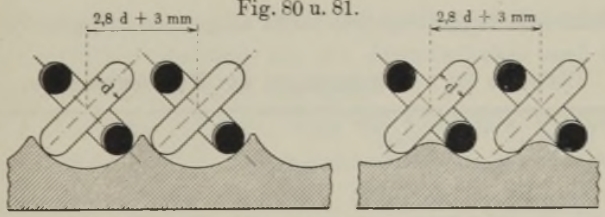
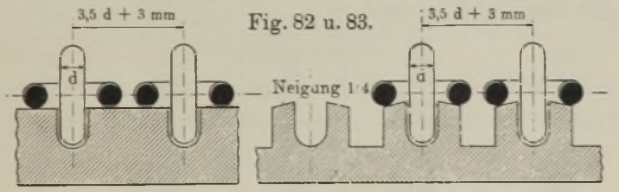


Fig. 82 u. 83.



Querprofile für Kettentrommeln.

übrigen Profile gilt das über Kettenrollen Gesagte. Der Trommelkern wird meist zylindrisch ausgeführt. Wellenförmiger Innenmantel ist teurer und erfüllt nur dann seinen Zweck, wenn der Kern richtig in

die Form gelegt wird. Der Durchmesser der Kettentrommeln beträgt wie bei den Kettenrollen wieder

für Handbetrieb . . . . . $D = 20\,d$,
für maschinellen Betrieb . . . . . $D = 30\,d$.

Die Trommellänge l ist von der aufzuwickelnden Kettenlänge und von der Kettenbreite abhängig. Läßt man zwischen den einzelnen Kettenwindungen 3 mm Spielraum und ist

$b \sim 3{,}5\,d$ die äußere Gliedbreite der Kette,
n die Anzahl der Kettenwindungen,
L die aufzuwickelnde Kettenlänge,
s die Steigung des Gewindes,
l die nutzbare Trommellänge,
D der Durchmesser der Trommel von Mitte bis Mitte Kette,

so ist für Trommeln mit Profil nach Fig. 82 und 83 bei Zugabe von zwei Vorratswindungen zum Schutz der Kettenbefestigung:

$$\textbf{Windungszahl } n = \frac{L}{D.\pi} + 2,$$

$$\textbf{Steigung } s = b + 3\,\text{mm Spielraum},$$

also $$\textbf{Trommellänge } l = n.s.$$

Legt man, um an Trommellänge zu sparen, die Kettenglieder nach Fig. 80 und 81 unter 45°, so kommt als Platz beanspruchende Kettenbreite nur $2{,}5\,d.\cos 45^0 + d = 2{,}8\,d$ in Betracht. Dann wird

$$l = \left(\frac{H}{D.\pi} + 2\right) \cdot (2{,}8\,d + 3\,\text{mm}).$$

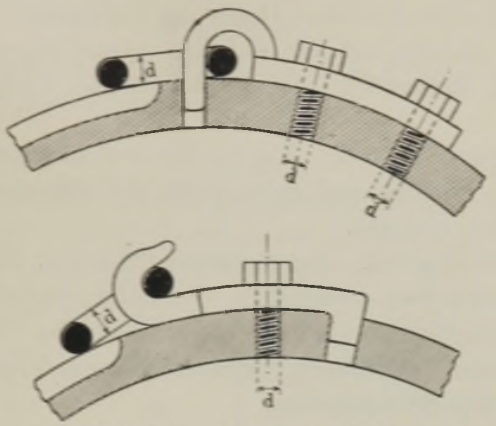
Die Mantelstärke beträgt bei nicht zu großen Längen 12 bis 25 mm.

Tabelle 20. **Abmessungen der Kettentrommeln.**

Ketteneisenstärke d	Trommeldurchmesser bei Handbetrieb $D = 20\,d$	Trommeldurchmesser bei Maschinenbetrieb $D = 30\,d$	Mantelstärke	Höhe des Trommelrandes $\sim 3{,}5\,d$	Dicke des Trommelrandes	Dicke des Bodens
6	120	180	12	25	10	15
8	160	240	12	30	10	15
10	200	300	12	35	12	15
12	240	360	15	40	12	18
14	280	420	16	50	12	20
16	320	480	16	55	12	20
18	360	540	18	65	14	25
20	400	600	20	70	14	25
22	440	660	22	75	14	25
24	480	720	24	85	15	25
26	520	780	26	90	15	30
28	560	840	28	100	16	30
30	600	900	30	105	16	30

Kettenbefestigung. Zur Befestigung der Kette auf der Trommel dienen die in den Fig. 84 und 85 dargestellten Haken. Sind die Kettenglieder unter 45° gelagert, so kann man dieselben Anordnungen

Fig. 84 u. 85.



Kettenbefestigungen an der Trommel.

verwenden, nur darf man dann den Haken nicht radial, sondern ebenfalls unter 45° zur Trommelachse richten.

3. Richtiges Auflaufen der Ketten und Seile.

Bedingung für gutes Auflaufen der Ketten auf die Trommeln und Einlegen der Kette in die Trommelnuten ist eine richtige Lagerung der Leitrollen.

Die Seilablenkung aus der Mittellage soll $\leqq 1:50$ sein, d. h. die Entfernung der Seilrollenachsen von der Trommelachse muß mindestens das 25fache der Trommellänge betragen.

Wo dies nicht angängig ist, sind die Leitrollen in Richtung der Trommelachse verschiebbar anzuordnen. Die Verschiebung der Rolle auf der Achse ist entweder eine freie, oder eine durch eine Schraubenspindel erzielte zwangläufige. Die Schraubenspindel muß dann dieselbe Steigung haben wie das Trommelgewinde.

Bei Laufkranen werden zur Verhütung des Wanderns über die Trommel hin und zur Erzielung eines senkrechten Lasthubes in den letzten Jahren Zwillingsrollenzüge angewendet.

Verwendung der einzelnen Tragorgane.

1. Hanfseile. Nur für untergeordnete Zwecke, z. B. bei Bauwinden und Baurollenzügen, kleinen Aufzügen, ferner als Haspelseile und Schlingseile zum Aufhängen der Last am Haken.

2. Drahtseile. Infolge der Vorteile jetzt durchweg für alle Last- und Geschwindigkeitsgrößen, meistens mehrsträngig, gebraucht. Sie sind elastisch und daher betriebssicherer wie Ketten, arbeiten geräuschlos, haben geringes Gewicht und ergeben geringe Trommelbreite.

3. Geschweißte Ketten. Durch die Drahtseile verdrängt, weil der Bruch hier plötzlich erfolgt; außerdem großes Eigengewicht, große Trommelbreite, unelastisch, daher abgefedertes Hakengeschirr erforderlich.

4. Kalibrierte Ketten. Nur für kleine Geschwindigkeit, also für Handbetrieb zweckmäßig, weil durch Stöße und Abnutzung die Kettenglieder ihre Form verlieren.

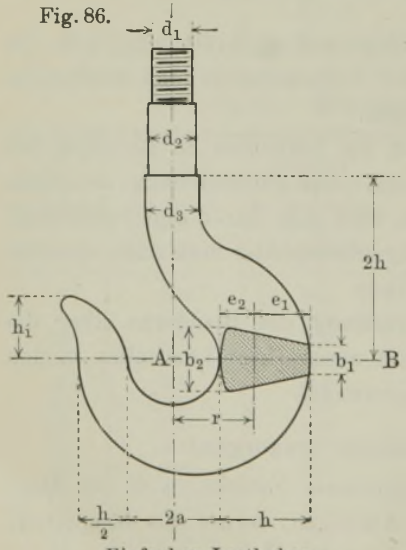
5. Gallsche Ketten. Nur für große Belastung, kleine Geschwindigkeit und kurzen Hub verwendbar. Nachteile: Großes Eigengewicht, keine Seitenbeweglichkeit (deshalb nicht verwendbar bei Laufkranen mit großer Fahrgeschwindigkeit), Rosten im Freien und starke Abnutzung infolge der großen Bolzenpressung.

Haken.

1. Einfache Haken.

Die Haken dienen zur Aufhängung der zu hebenden Lasten. Als Material wird gewöhnlich Schmiedeeisen, für kleinere Haken mitunter auch Stahlguß verwendet. Die Haken sind im Schaft auf Zug, in der Hakenkrümmung auf zusammengesetzte Festigkeit — Biegung und Zug — beansprucht.

Fig. 86.



Einfacher Lasthaken.

a) Bestimmung des Schaftdurchmessers.

Bezeichnet

Q die am Haken hängende Last,

d_0 den Kerndurchmesser des Gewindes,

d_1 den äußeren Schraubendurchmesser,

so bestimmt sich der Kerndurchmesser, unter der Voraussetzung,

daß keine zusätzlichen Biegungsspannungen auftreten, aus der Zuggleichung

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} k_z$$

Mit $k_z = 600$ kg/qcm und dem mittleren Wert $d = 0{,}84\, d_1$ ist

$$Q = 300\, d_1^2.$$

Danach berechnet sich folgende Tabelle, aus welcher die Schraubenstärken gewählt werden können.

Tabelle 21.

Tragkraft der Schaftschrauben für Lasthaken bei $k_z = 600$ kg/qcm.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kerndurchmesser d	$Q = \frac{\pi d^2}{4} k_z$ $k_z = 600$ kg/qcm	Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kerndurchmesser d	$Q = \frac{\pi d^2}{4} k_z$ $k_z = 600$ kg/qcm
Engl. Z.	mm	mm	kg	Engl. Z.	mm	mm	kg
1/4	6,35	4,72	105	2 3/4	57,15	49,02	11 830
5/16	7,94	6,13	175	2 1/2	63,50	55,37	14 450
3/8	9,52	7,49	265	2 3/4	69,85	60,55	17 380
7/16	11,11	8,79	365	3	76,20	66,90	21 080
1/2	12,70	9,99	470	3 1/4	82,55	72,57	24 820
9/16	15,87	12,92	785	3 1/2	88,90	78,92	29 350
3/4	19,05	15,80	1175	3 3/4	95,25	84,40	33 570
7/8	22,22	18,61	1630	4	101,60	90,75	38 810
1	25,40	21,33	2145	4 1/4	107,95	96,65	44 020
1 1/8	28,57	23,98	2700	4 1/2	114,30	102,98	49 970
1 1/4	31,75	27,10	3480	4 3/4	120,65	108,84	55 820
1 3/8	34,92	29,50	4100	5	127,00	115,19	62 530
1 1/2	38,10	32,68	5080	5 1/4	133,35	121,67	69 790
1 5/8	41,27	34,77	5700	5 1/2	139,70	127,51	76 620
1 3/4	44,45	37,94	6780	5 3/4	146,05	133,05	83 420
1 7/8	47,62	40,40	7690	6	152,40	139,39	91 560
2	50,80	43,57	8950				

Der Schaftdurchmesser unterhalb des Gewindes ist zu verstärken auf etwa

$$d_2 = {}^5/_4\, d_1.$$

Wird der obere Teil des Hakenschaftes als Öse ausgebildet, so kann dieselbe als ein beiderseitig eingespannter Balken betrachtet werden. Ist l die Stützweite, so gilt

$$\frac{Ql}{8} = W.k_b,$$

worin für elliptischen Querschnitt von der Höhe h und der Breite b

$$W \sim \frac{1}{10}\, b\, h^2.$$

Vgl. Beispiel S. 63 mit Fig. 89.

b) Berechnung des gefährlichen Querschnittes AB.

I. Vorläufige Berechnung.

Behandelt man zunächst unter Vernachlässigung des Einflusses der Hakenkrümmung den Haken als geraden Stab mit einseitiger Belastung und wählt man der Materialersparnis wegen bei gleichmäßiger Verwertung der Zug- und Druckfestigkeit trapezförmigen Querschnitt, dessen Ecken für die Ausführung dem einzuhängenden Seil oder Kette entsprechend abgerundet werden, so sind für den Entwurf zunächst folgende Gleichungen zu benutzen:

1. Durchmesser d der einzuhängenden Kette, welcher als Bezugseinheit für das Hakenmaul dient, aus

$$Q = 2\,\frac{\pi d^2}{4}\cdot k_z,$$

oder zweckmäßig mit $k_z = 400$ kg/cm

$$\boldsymbol{d = 0{,}04\,\sqrt{Q}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

2. Maulradius

$$\boldsymbol{a = 1{,}5\,d.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

3. Trapezhöhe h aus der Gleichung (Entwickelung s. unten)

$$\boldsymbol{h = a\left(\frac{b_2}{b_1} - 1\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 3)$$

worin das Verhältnis der Trapezseiten anzunehmen ist mit

$$\boldsymbol{\frac{b_2}{b_1} = 2{,}5 \text{ bis } 3{,}5} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 4)$$

4. Kleine Trapezseite b_1 aus der Gleichung (Entwickelung s. unten)

$$\boldsymbol{b_2 - b_1 = \frac{6\,Q}{k_z \cdot h}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 5)$$

worin $k_z = 600$ kg/qcm und mit z. B. $b_2 = 3\,b_1$

$$\boldsymbol{b_1 = \frac{6\,Q}{2\,k_z \cdot h}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 5\,a)$$

ferner

$$\boldsymbol{b_2 = 3\,b_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 5\,b)$$

Die Annäherungsgleichungen 3) und 5) für den geradachsig angenommenen Haken ergeben sich unter Vernachlässigung der Querschnittsabrundungen wie folgt:

Denkt man sich im Trapezschwerpunkt zwei Kräfte Q entgegengesetzt gerichtet und parallel zur Last angebracht, so hat man bei Betrachtung der nun vorhandenen drei Kräfte ein Kräftepaar und eine Einzelkraft.

Durch das Moment $Q \cdot r$ wird an der Innenseite des Querschnittes eine Biegungszugspannung, an der Außenseite eine Biegungsdruckspannung (beide in der Neutralachse Null werdend), ferner durch die Einzelkraft Q eine über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilte Zugspannung hervorgerufen.

Auf der Innenseite addieren sich infolgedessen die Biegungszugspannungen und die Zugspannungen von Q, auf der Außenseite subtrahieren sich Biegungsdruckspannungen und Zugspannungen. Daher ist auf der Innenseite die größte Anstrengung vorhanden.

Bedeutet

σ_i die größte Spannung an der Innenseite des Querschnittes,
σ_a die größte Spannung an der Außenseite,
e_1 und e_2 die größten Faserabstände von der Schwerachse,
F den Trapezquerschnitt,

so ist

$$\sigma_i = \frac{\frac{Q(a+e_2)}{J}}{e_2} + \frac{Q}{F} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 6)$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{Q(a+e_2)}{J}}{e_1} - \frac{Q}{F} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 7)$$

Bei gleicher Ausnutzung des Materials muß

$$\sigma_i = \sigma_a$$

sein, also

$$\frac{(a+e_2)\,e_2}{J} + \frac{1}{F} = \frac{(a+e_2)\,e_1}{J} - \frac{1}{F}.$$

Hieraus wird

$$J = \frac{(a+e_2)\cdot(e_1-e_2)}{2} \cdot F \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 8)$$

Für Trapezquerschnitt ist

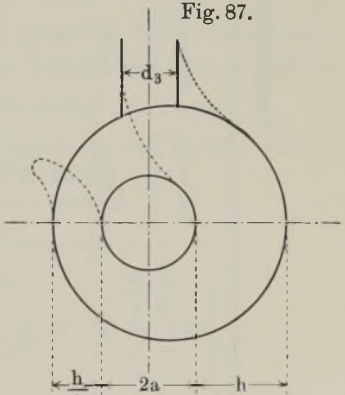
$$e_1 = \frac{b_1+2b_2}{b_1+b_2}\cdot\frac{h}{3}; \qquad e_2 \frac{2b_1+b_2}{b_1+b_2}\cdot\frac{h}{3};$$

$$= \frac{b_1^2+4b_1\cdot b_2+b_2^2}{36\,(b_1+b_2)}\cdot h^3; \qquad F = \frac{b_1+b_2}{2}\cdot h.$$

Durch Einsetzung dieser Ausdrücke in die Gleichung 8) erhält man nach entsprechender Entwickelung $h = \left(\frac{b_2}{b_1} - 1\right)$ und mit $\sigma_i = k_z$ die Gleichung

$$b_2 - b_1 = \frac{6\,Q}{k_z \cdot h}.$$

Fig. 87.



Konstruktion des Hakens.

II. Aufzeichnen des Hakens.

Das Aufzeichnen der Haken findet dann in der Weise statt, daß man zunächst mit dem Maulradius a einen Kreis schlägt, welcher von einem exzentrisch gelegenen Kreis umschlossen wird, dessen Durchmesser durch $\frac{h}{2} + 2a + h$ bestimmt ist (Fig. 87). Nach Abtragung des Schaftdurchmessers vermittelt man nach Gefühl die Verbindung zwischen Schaft und Maul, wobei man für allmähliche Übergänge zu sorgen hat.

Tabelle 22.

Einfache Haken nach Fig. 86 bei $k_z = 600$ kg/qcm.

Tragkraft kg	Einhängekette bei $k_z = 400$ kg/qcm $d = 0{,}04\sqrt{Q}$ mm	Maulradius $a \simeq 1{,}5\,d$ mm	Trapezhöhe $h = 2\,a$ mm	Trapezseiten $b_2 = 3\,b_1$ mm	Trapezseiten $b_1 = \frac{6\,Q}{2\,k_z . h}$	Kleinste Weite zwischen Schaft und Hakenspitze mm	Höhe der Hakenspitze über Mittellinie h_i mm	Äußerer Gewindedurchmesser d_1 Zoll	Schaftdurchmesser d_3 mm
500	9	15	30	27	9	25	25	5/8	20
1 000	13	20	40	39	13	30	30	3/4	25
2 000	18	30	60	51	17	40	35	1	35
3 000	22	35	70	66	22	50	45	1 1/4	40
4 000	26	40	80	75	25	55	50	1 3/8	45
5 000	28	45	90	84	28	60	55	1 1/2	50
6 000	31	50	100	90	30	70	65	1 3/4	57
7 500	35	55	110	102	34	75	70	1 7/8	60
10 000	40	60	120	126	42	95	85	2 1/4	75
15 000	49	75	150	150	50	115	100	2 3/4	90
20 000	57	85	170	177	59	125	115	3	100
25 000	63	95	190	198	66	135	125	3 1/4	110
30 000	70	105	210	213	71	150	135	3 1/2	120
35 000	75	110	220	240	80	160	145	3 3/4	125
40 000	80	120	240	249	83	170	155	4	135
45 000	85	130	260	261	87	185	165	4 1/4	145
50 000	90	135	270	279	93	195	175	4 1/2	155

III. Kontrolle der Anstrengungen.

In Wirklichkeit hat man es mit einem auf Biegung beanspruchten Körper mit gekrümmter Mittellinie zu tun, so daß sich bei genauer Rechnung um 40 bis 50 Proz. höhere Werte ergeben.

Wenn nun auch der Ungenauigkeit der ersten Rechnung durch Einsetzung eines niedrigeren Wertes für k_z Rechnung getragen war, so empfiehlt sich doch die nochmalige Prüfung mit Berücksichtigung der Hakenkrümmung nach folgenden Gleichungen, um bei zu hoher Materialanstrengung die Querschnittswerte entsprechend erhöhen zu können.

Bedeutet außer den schon oben angeführten Bezeichnungen

$r = a + e_2$ den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser,

$M_b = -Qr$ das biegende Moment (negativ, weil es den ursprünglichen Krümmungshalbmesser zu vergrößern sucht),

$C = \frac{J}{F \cdot r^2}$ für Trapezform,

so ist

$$\sigma_i = \frac{Q}{C \cdot F} \cdot \frac{e_2}{r - e_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 9)$$

und

$$\sigma_a = \frac{Q}{C \cdot F} \cdot \frac{e_1}{r + e_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 10)$$

Die berechneten, wirklich vorhandenen Materialspannungen sollen dann 900 kg/qcm für Schmiedeeisen nicht überschreiten. Eine Veranlassung, mit der Materialbeanspruchung höher zu gehen und an Material zu sparen, liegt um so weniger vor, als doch meist Belastungsgewichte angebracht werden müssen, um ein Senken des leeren Hakens zu ermöglichen und das Tragorgan straff zu halten.

Beispiel. Die vorläufige Berechnung eines Kranhakens aus bestem Schweißeisen für 10000 kg Belastung gestaltet sich folgendermaßen:

Die Eisenstärke der einzuhängenden Kette wird gewählt

$$d = 0{,}04\sqrt{Q} \sim 4 \text{ cm},$$

Radius des Hakenmaules

$$a = 1{,}5 \,.\, 40 = 60 \text{ mm}.$$

Bei einem Verhältnis $\frac{b_2}{b_1} = 3$ wird

$$h = 2a = 2 \,.\, 6 = 12 \text{ cm}$$

und

$$b_1 = \frac{6\,Q}{2\,k_z \,.\, h} = \frac{6 \,.\, 10000}{2 \,.\, 600 \,.\, 12} \sim 4{,}2 \text{ cm},$$

$$b_2 = 3\,b_1 = 3 \,.\, 4{,}2 = 12{,}6 \text{ cm}.$$

Die Kontrollrechnung als Stab mit gerader Achse ergibt mit $J = 1100 \text{ cm}^4$, $e_1 = 70$ mm, $e_2 = 50$ mm, $F = 100{,}8$ qcm

$$\sigma_i = \sigma_a = 596 \text{ kg},$$

und als Stab mit gekrümmter Achse mit $C = 0{,}095$

$$\sigma_i = 880\,\text{kg/qcm}, \quad \sigma_a = 410\,\text{kg/qcm}.$$

Durch die Vernachlässigung der Querschnittsabrundungen erhöhen sich die Werte noch um etwas.

Gewindedurchmesser nach Tabelle 21

Schaftdurchmesser

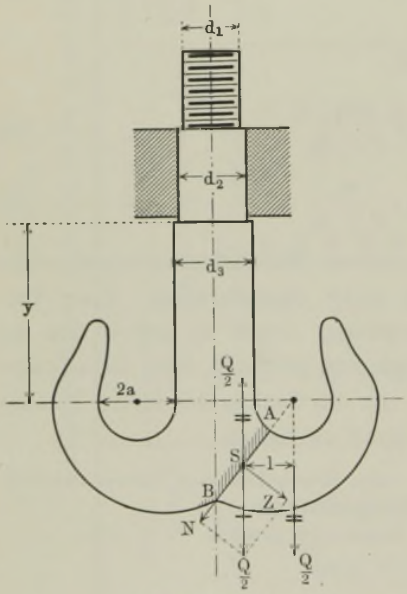
$$d_1 = 2^1/_4'' = 57{,}15\,\text{mm},$$

$$d_2 = {}^5/_4\, d_1 \sim 70\,\text{mm}.$$

2. Doppelhaken.

Dieselben werden für große Lasten — etwa von 10000 kg ab — verwendet. Als Vorteil der Doppelhaken kann angeführt werden, daß die Beanspruchung durch die gleichmäßige Lastverteilung eine günstigere wird, als beim einfachen Haken, als Nachteil hingegen der Umstand, daß, sobald die ganze Last nur an einem Hakenmaul aufgehängt wird, die Materialanstrengung eine sehr ungünstige wird.

Fig. 88.



Doppelhaken.

Bei der Konstruktion berechnet man zunächst den Schaft auf Zug; hierauf bestimmt man den Maulradius für die halbe Last aus der Beziehung $a = 1{,}5$ bis $2\,d$ und zeichnet den Haken nach Gefühl auf. — Nun kontrolliert man, ob in dem gefährlichen Querschnitt AB die Anstrengung den zulässigen Wert nicht überschreitet. Dieser Querschnitt AB ist auf Biegung, Schub und Zug beansprucht.

Man findet diese Beanspruchungen, wenn man zunächst die Kraft $\frac{Q}{2}$ im Punkt S gleich und entgegengesetzt gerichtet anbringt. Diese beiden Kräfte heben sich gegenseitig auf, ändern also nichts am Gleichgewicht. Man erkennt nun aus der Figur das Biegung erzeugende Kräftepaar $\frac{Q}{2} \cdot l$ und die nach abwärts gerichtete Einzelkraft $\frac{Q}{2}$ im Punkt S. Zerlegt man diese letztere in zwei Komponenten N und Z parallel und senkrecht zum Querschnitt,

so ruft N Schubspannungen hervor, die aber vernachlässigt werden können, während Z den Querschnitt gleichmäßig auf Zug beansprucht.

Ist F die Querschnittsfläche,

$$\frac{J}{e} = W \text{ das Widerstandsmoment,}$$

so ist die Gesamtanstrengung im Querschnitt AB:

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot l}{\frac{J}{e}} + \frac{Z}{F}.$$

Auch hier ergeben sich wieder bei Berücksichtigung der Hakenkrümmung um etwa 40° höhere Werte.

Tabelle 23. **Vorläufige Abmessungen für Doppelhaken.**

Nutzlast Q . . . . . kg	10 000	20 000	30 000	50 000	70 000
Gewindedurchmesser d_1 . . .	2″ = 50,8 mm	$2^3/_4$″ = 69,8 mm	$3^1/_2$″ = 88,9 mm	$4^1/_2$″ = 114,3 mm	$5^1/_4$″ = 133,3 mm
Schaftdurchmesser d_2	65	90	110	145	170
Schaftdurchmesser d_3	70	100	120	155	180
Maulradius a	50	70	85	110	125
Senkrechte Trapezhöhe in der Maulmitte h_1	60	80	95	115	135
Schräge Berechnungs-Trapezhöhe h	90	120	145	190	215
Trapezbreite b_2	70	100	120	155	180
Trapezbreite b_1	25	35	38	55	60
Schafthöhe von Mitte Maul bis Traverse	100	140	160	200	230

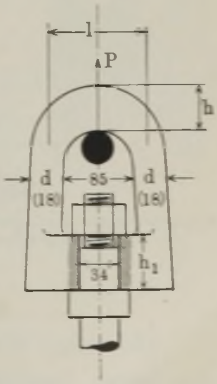
3. Aufhängung der Haken.

Bei der Hakenaufhängung ist die Forderung maßgebend, schädliche Biegungsanstrengungen vom Hakenschaft fernzuhalten.

Fig. 89 zeigt eine vollständig frei bewegliche Hakenaufhängung.

Bei Traversenaufhängung, die z. B. an Kranflaschen verwendet wird, hilft man sich dadurch, daß man die Traverse 5 ÷ 10 mm größer als den Schaftdurchmesser bohrt oder die Bohrung nach Fig. 90 konisch macht und die Beweglichkeit des Hakens in der Traverse durch eine halbkugelförmige Unterlagsscheibe zu erreichen sucht.

Fig. 89.

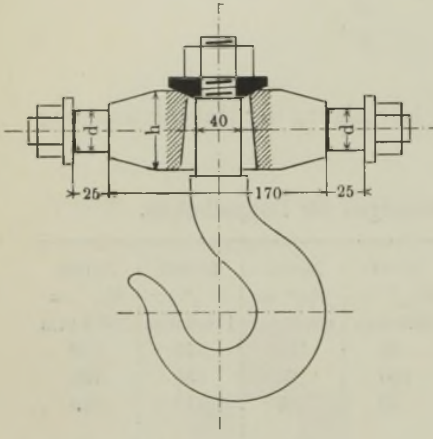


Hakenaufhängung durch Schekel.

Damit sich die Haken mit angehängter Last leicht drehen lassen, ordnet man eingekapselte Kugellager nach Fig. 92 oder 93 an.

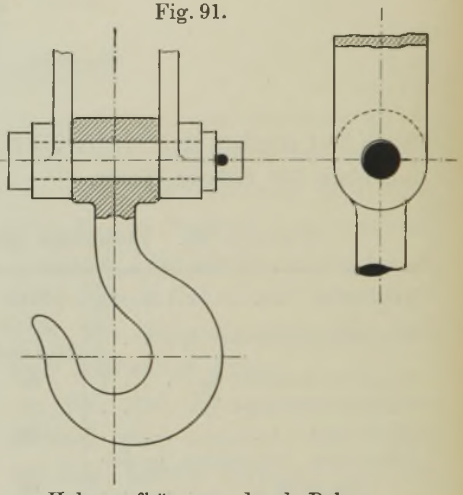
Die Mutter, mit welcher der Haken in der Traverse befestigt ist, erhält als Schraubensicherung meist einen Splint. Derselbe soll im oberen Teil der Mutter angebracht werden, um den tragbaren Gewindeteil möglichst wenig zu beeinflussen.

Fig. 90.



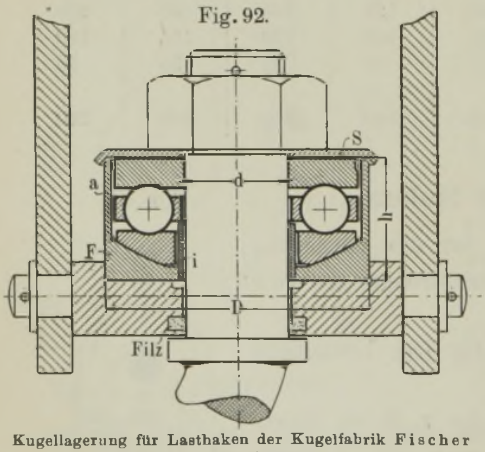
Hakenaufhängung durch Traverse.

Fig. 91.



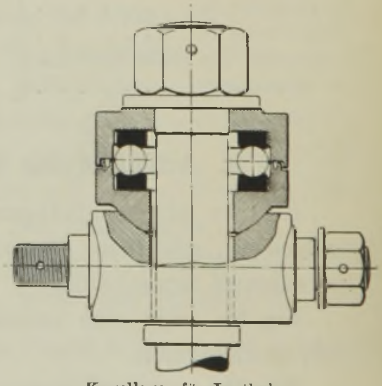
Hakenaufhängung durch Bolzen.

Fig. 92.



Kugellagerung für Lasthaken der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt.

Fig. 93.



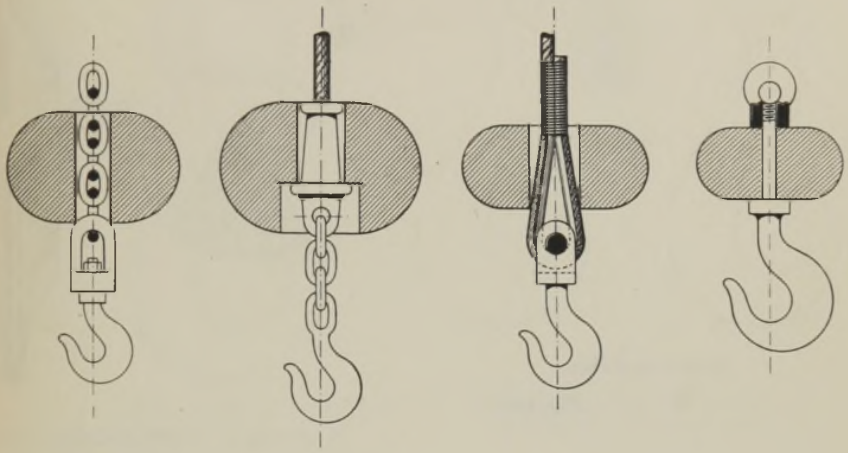
Kugellager für Lasthaken von den deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin.

4. Hakengeschirre.

Bei vielen Winden und Kranen wird ein selbsttätiges Niedergehen des leeren Lasthakens verlangt. Man erreicht dies dadurch, daß man die Haken mit besonderen Belastungsgewichten nach Fig. 94 bis 97

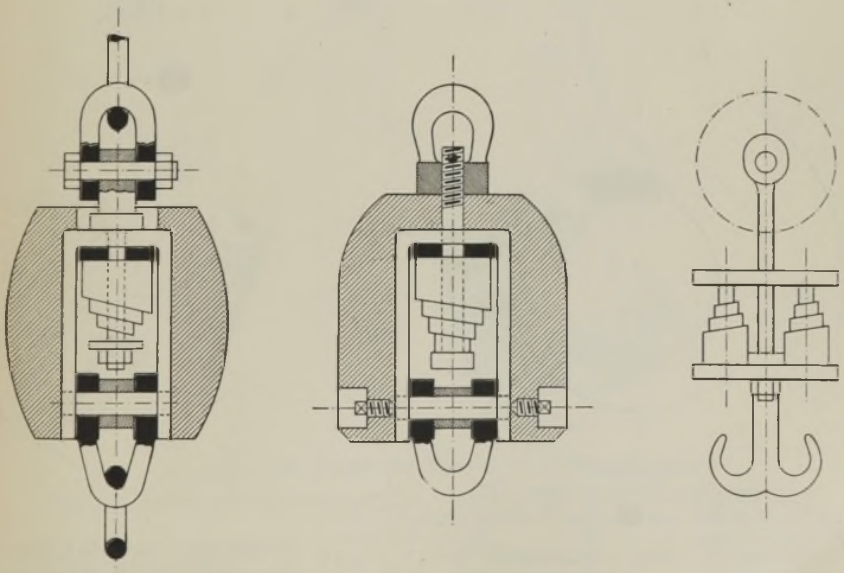
versieht. Wird Kette als Tragorgan verwendet, so sind bei elektrischem oder Dampfantrieb zur Fernhaltung von Stößen elastische Zwischenglieder nach Fig. 98 bis 100 erforderlich.

Fig. 94. Fig. 95. Fig. 96. Fig. 97.



Hakengeschirre mit Belastungsgewicht.

Fig. 98. Fig. 99. Fig. 100.

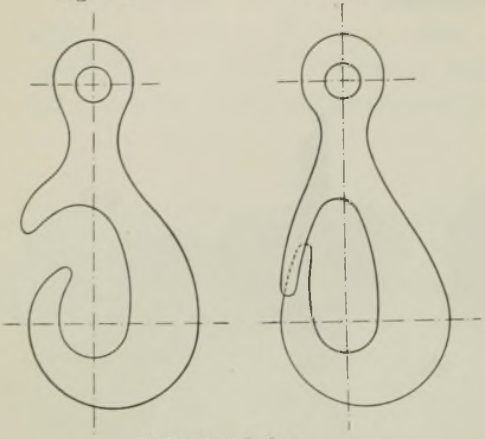


1 m Kette

Hakengeschirre mit abgefedertem Belastungsgewicht.

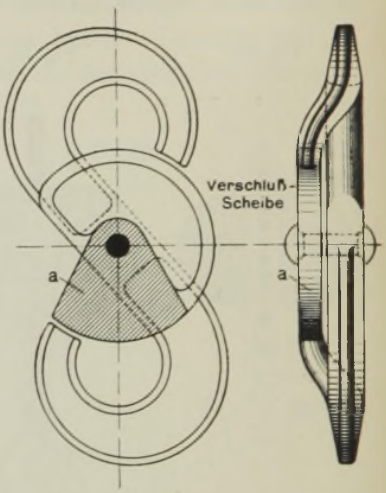
5. Skizzen von Haken und Kranflaschen.

Fig. 101. Fig. 102.



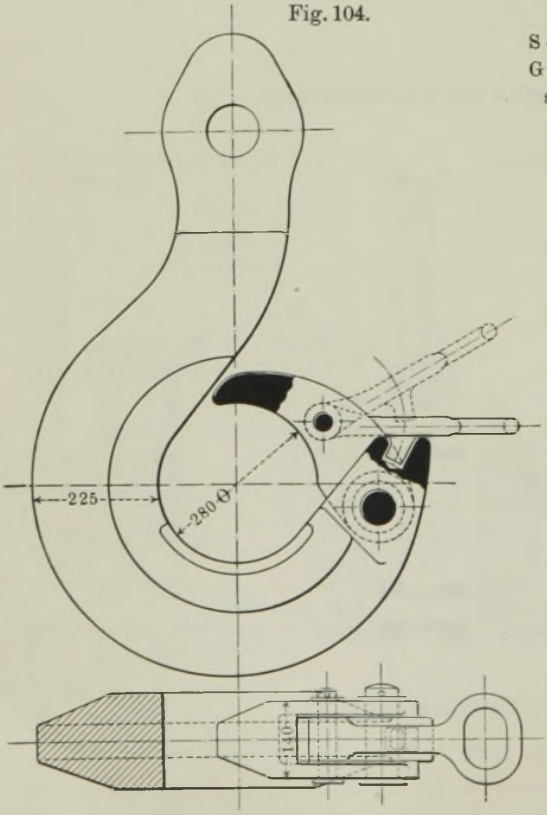
Sicherheitshaken.

Fig. 103.



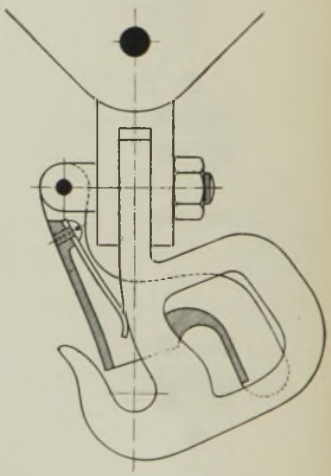
S-förmiger Sicherheitshaken von Gauhe, Gockel & Co. mit selbstschließender drehbarer Scheibe.

Fig. 104.



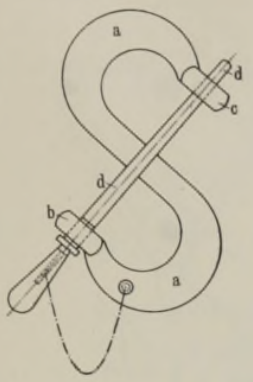
Haken mit Sicherung für Gießereikrane.

Fig. 105.



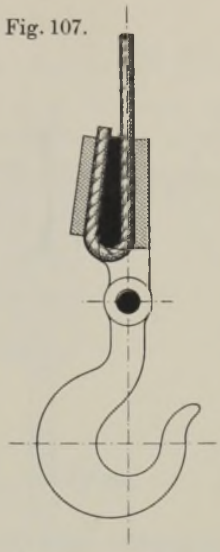
Brownscher Sicherheitshaken mit doppeltem Zapfengelenk, Handgriff und Schutzhülse, aus gegossener Aluminiumbronze.

Fig. 106.



Haken mit Stiftsicherung.

Fig. 107.



Hakenaufhängung an Drahtseil von Gauhe, Gockel & Co.

Fig. 113.

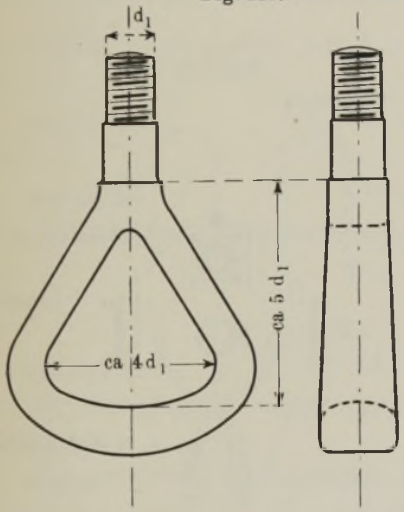
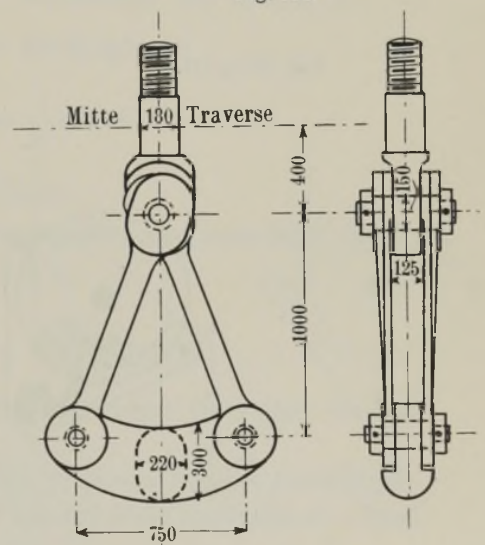


Fig. 114.



Lastbügel als Ersatz der Haken bei schweren Lasten.

Fig. 113 für Lasten unter 25 t;

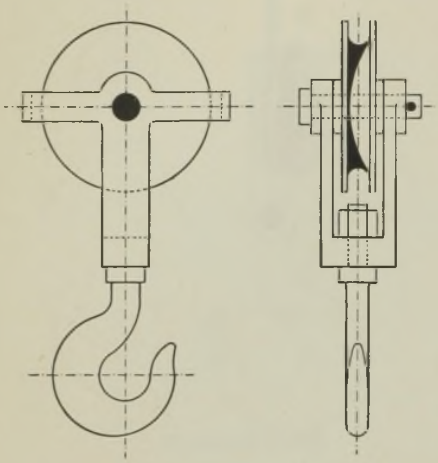
Lastbrücke nach $\frac{Ql}{8} = Wk$;

Fig. 114 für Lasten über 25 t (Maße für 100 t).

Lastbrücke nach $\frac{Ql}{4} = Wk_b$.

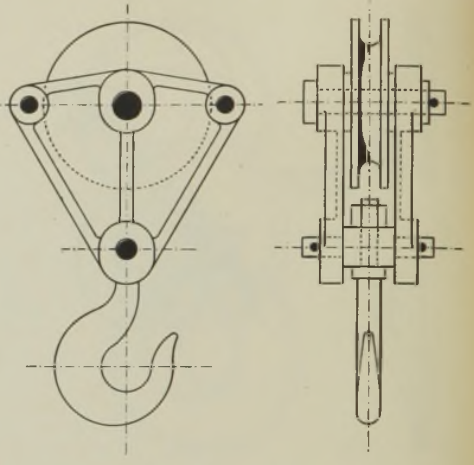
l = Stützweite; für elliptischen Querschnitt von der Höhe h und der Breite b, $W \sim {}^1/_{10}\, bh^2$.

Fig. 108.



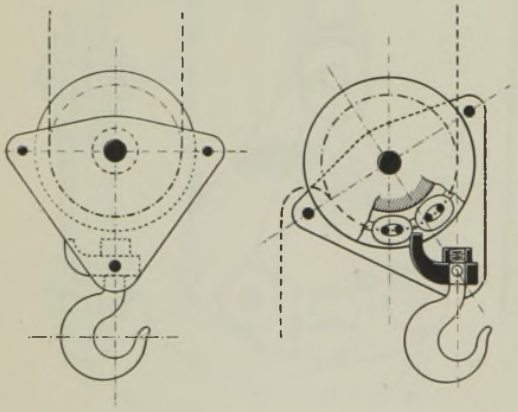
Lastrolle mit Schutzbügel.

Fig. 109.



Kranflasche mit gußeisernem Gehäuse.

Fig. 110 u. 111.

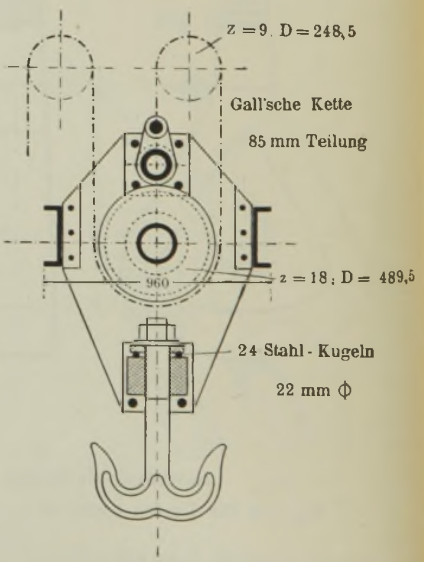


Ungesperrt für volle Last.

Gesperrt zum doppeltschnellen Heben halbschwerer Last.

Lastrolle mit Sperrhorn
von Gauhe, Gockel & Co.

Fig. 112.



Kranflasche für drei Kettenstränge
und 35 000 kg Belastung.

6. Festigkeitsrechnungen.

Traverse. Für einen 5000 kg-Haken (Fig. 90 auf S. 58) beträgt der äußere Gewindedurchmesser $d_1 = 1^1/_2'' = 38{,}1$ mm, der Schaftdurchmesser $d_2 = 40$ mm und die Traversenbreite b bei 45 mm Bohrung 90 mm. Die Traversenhöhe h berechnet sich aus der Biegungsgleichung

$$M_b = W.k_b.$$

Es ist

$$M_b = 5000\left(\frac{17+2{,}5}{4}\right),$$

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{(9-4{,}5).h^2}{6},$$

$$k_b = 600 \text{ kg/qcm},$$

$$h = \sqrt{\frac{5000.19{,}5.6}{4.600\,(9-4{,}5)}} = 7{,}3 \text{ cm},$$

welcher Wert mit Rücksicht auf die kugelförmige Aussparung für die Unterlegscheibe auf 80 mm erhöht wird.

Der Zapfendurchmesser d berechnet sich bei der durch die Flaschenbleche und Flacheisen gegebenen Zapfenlänge von 25 mm aus der Gleichung $\frac{Pl}{2} = \frac{1}{10}d^3k_b$; mit $k_b = 600$ kg/qcm ist

$$\frac{2500.2{,}5}{2} = \frac{1}{10}d^3\,600$$

und

$$d = 3{,}8 \text{ cm}.$$

Die spezifische Zapfenpressung kontrolliert man nach der Gleichung

$$P = k.l.d,$$

woraus

$$k = \frac{2500}{2{,}5.3{,}8} \sim 263 \text{ kg/qcm},$$

ein für festgelagerte Zapfen durchaus zulässiger Wert (bis 600 und 900 kg/qcm).

Die gewölbte Unterlegscheibe hat bei einem äußeren Durchmesser $D = 2\,d_1 + 3$ mm $= 2.38 + 3 \leqq 80$ mm und einer Lochweite $d_1 + 2$ mm $= 40$ mm eine Druckfläche von 38 qcm.

Die spezifische Pressung zwischen Unterlegscheibe und Traverse wird daher $k = \frac{Q}{f} = \frac{5000}{38} = 132$ kg/qcm.

Schekel. Der in Fig. 89 (S. 57) abgebildete Schekel ist für 3000 kg zu berechnen.

Die beiden senkrechten Teile mit kreisrundem Querschnitt vom Durchmesser d werden mit $\frac{3000}{2}$ auf Zug beansprucht. Der Durchmesser ermittelt sich mit $k_z = 600$ kg/qcm aus der Zuggleichung

$$1500 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 600 \text{ zu } d = 1{,}8 \text{ cm.}$$

Der obere gekrümmte Verbindungsteil mit ellipsenförmigem Querschnitt (große Achse $= h$, kleine Achse $b = d$) kann annähernd als eingespannter Balken von der Länge l berechnet werden. Es ist dann

$$\frac{Pl}{8} = W . k_b,$$

worin für ellipsenförmigen Querschnitt $W = \frac{1}{10} b h^2$.

Setzt man ferner in der Gleichung $k_b = 600$ kg/qcm, $l = 10{,}3$ cm, so hat man

$$\frac{3000 . 10{,}3}{8} = \frac{1}{10} \cdot 1{,}8 . h^2 . 600,$$

und hieraus erhält man $h \sim 6$ cm.

Der untere durchbohrte Teil, welcher den Hakenschaft trägt, berechnet sich mit 70 mm Breite zu

$$\frac{3000 . 10{,}3}{8} = \frac{(7 - 3{,}4) . h_1^2}{6} \cdot 600; \quad h_1 \sim 3{,}5 \text{ cm.}$$

Kugellagerung. Für einen Haken mit 20000 kg Last ist die Anzahl der Stahlkugeln zu bestimmen.

Nach dem im Abschnitt „Kugellager“ gesagten gilt bei einer Kugelzahl i von je d cm Durchmesser allgemein

$$Q = k . i d^2,$$

worin bei nur zeitweiliger Drehung wie bei Lasthaken mit Kugellagerung für hohle Laufrinnen, deren Krümmungshalbmesser $= \frac{2}{3} d$, $c = 200$. Wählen wir Stahlkugeln von 25 mm Durchmesser, so wird mit $c = 200$ die erforderliche Kugelzahl

$$i = \frac{P}{k . d^2} = \frac{20000}{200 . 2{,}5^2} = 16.$$

Der Laufkreisdurchmesser der Kugeln wird dann, wenn wir mit Rücksicht auf leichte Drehbarkeit den Platz einer Kugel mehr rechnen,

$$D = \frac{17 . 25}{\pi} \sim 135 \text{ mm.}$$

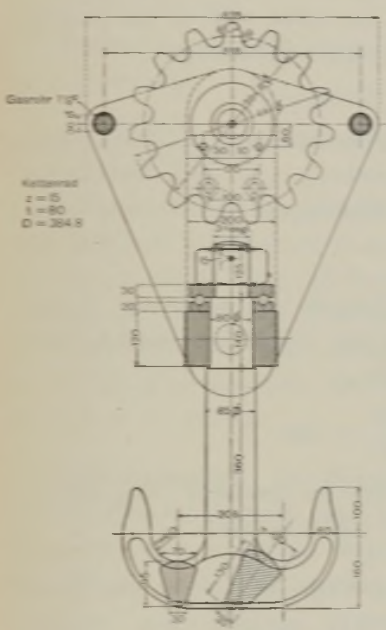
Berechnung einer Kranflasche für 20 000 kg Tragkraft.

(Fig. 115 bis 118.)

Berechnung des Doppelhakens. Nach der Tabelle 21 auf S. 51 erhalten wir einen äußeren Gewindedurchmesser $d_1 = 3'' = 76{,}2$ mm bei 66,9 mm Kerndurchmesser. Den Schaftdurchmesser in der Traverse erhöhen wir auf $d_2 = 80$ mm und den vierkantig gestalteten Schaft unterhalb der Traverse auf $d_3 = 85$ mm.

Der Tabelle 22 (S. 54) entnehmen wir für die auf eine Hakenhälfte entfallenden 10 000 kg eine Einhängekette von 40 mm Eisenstärke. Dann wird der Maulradius $a = 1{,}5 \cdot 40 = 60$ mm.

Fig. 115. Fig. 116.



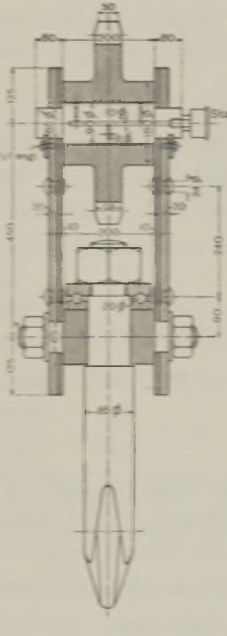


Fig. 117.

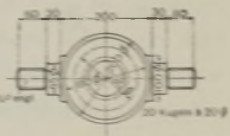
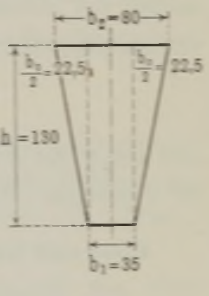


Fig. 118.



Kranflasche für 20 000 kg Tragkraft.

Nachdem wir den Haken nach Gefühl oder vielleicht mit Benutzung der Tabelle aufgezeichnet haben, entnehmen wir der Zeichnung folgende Werte für die Berechnung des gefährlichen Querschnittes:

Höhe des Trapezquerschnittes . . . . $h = 130$ mm,
Trapezseite . . . . . $b_2 = 80$ mm, $b_1 = 35$ „

und den Hebelarm der Biegung — nach graphischer Aufsuchung des Trapezschwerpunktes — von Maulmitte bis zum Schwerpunkt des Querschnittes $l = 60$ mm.

Das Widerstandsmoment des Trapezes ist dann mit Bezug auf Fig. 118 unter Vernachlässigung der Abrundungen

$$W = \frac{6b_1^2 + 6b_1 . b_0 + b_0^2}{12(3b_1 + 2b_0)} \cdot h^2 = \frac{6 . 3{,}5^2 + 6 . 3{,}5 . 4{,}5 + 4{,}5^2}{12(3 . 3{,}5 + 2 . 4{,}5)} \cdot 13^2 = 136\,\text{cm}^3$$

und der Trapezquerschnitt

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h = \frac{3{,}5 + 8}{2} \cdot 13 \backsimeq 74\,\text{qcm}.$$

Graphisch erhält man $Z = 5200\,\text{kg}$ und mit obigen Werten

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot l}{W} + \frac{Z}{F} = \frac{10000 . 6}{136} + \frac{5200}{74} = 442 + 70 = 512\,\text{kg/qcm}.$$

Da aber diese Näherungsrechnung um etwa 40 Proz. zu niedrige Werte ergibt, so wird die wirklich vorhandene Spannung

$$\sigma_{max} = 512 . 1{,}40 = 717\,\text{kg/qcm}.$$

Zulässig ist nach S. 55 für gewöhnliches Schweißeisen $k_z = 900\,\text{kg/qcm}$. Der demnach reichlich bemessene Querschnitt soll aber beibehalten werden, weil für den Fall einseitigen Einhängens der Last die Anstrengung wesentlich ungünstiger wird.

Kugellager. Es sind hier 20 Stahlkugeln von je 20 mm Durchmesser bei einem Laufkreisdurchmesser von 130 mm verwendet. Der Belastungskoeffizient ergibt sich damit zu

$$k = \frac{Q}{i . d^2} = \frac{20000}{20 . 2^2} = 250,$$

also höher als der im Beispiel Seite 64 und im Abschnitt „Kugellager“ für absätzigen Betrieb angegebene Wert von $k = 200$.

Kette und Kettenrad. Die Gallsche Kette ist infolge der losen Rolle nur für eine Belastung von 10000 kg zu bestimmen, welcher Wert sich noch um die Reibungsverluste in den Rollen und um das halbe Flaschengewicht vermehrt. Aus der Tabelle 10 (S. 18) für Gallsche Ketten entnehmen wir eine Kette von 80 mm Teilung. Die lichte Kettenweite ist 60 mm, die Bolzenstärke in der Mitte 36 mm, die Zapfenstärke 32 mm und die Plattenbreite 60 mm.

Im Zapfen ist dann bei hängender Kette und einem größten Biegungsmoment von $M_b = 2250\,\text{kgcm}$ (s. Fig. 119) die Biegungsanstrengung im gefährlichen Zapfenquerschnitt

$$k_b = \frac{M_b}{0{,}1\,d^3} = \frac{2250}{0{,}1 . 3{,}2^3} = 688\,\text{kg/qcm}.$$

Spezifische Zapfenpressung bei $\frac{10000}{8} = 1250$ kg Laschenzug

$$k = \frac{1250}{0{,}45 \,.\, 3{,}2} = 869 \text{ kg/qcm},$$

also außerordentlich hoch, demnach große Abnutzung.

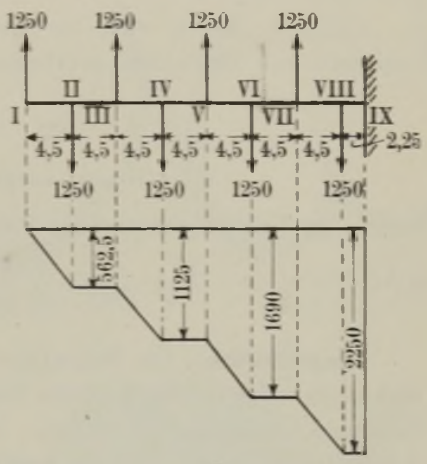
Für Mitte Bolzen ist für die auf das Lastkettenrad auflaufende Kette unter Annahme, daß sich der gesamte Zahndruck gleichmäßig auf einen Kettenbolzen verteilt,

$$k_b = \frac{10000 \,.\, 6}{8 \,.\, 0{,}1 \,.\, 3{,}6^3} = 1610 \text{ kg}.$$

Zuganstrengung der Lasche im Lochquerschnitt

$$k_z = \frac{1250}{(6 - 3{,}2) \,.\, 0{,}45} = 995 \text{ kg/qcm}.$$

Fig. 119.



Biegungsmomente für den Kettenzapfen.

Nehmen wir für die lose Rolle als Leitrolle 15 Zähne an, so ist nach Tabelle 17 (S. 34) der Teilkreisdurchmesser des Rades 384,8 mm. Die Radbreite wird 2 mm kleiner als die lichte Kettenweite, also 58 mm, und der äußere Raddurchmesser $384{,}8 + 60 \sim 445$ mm.

Kettenradbolzen. Zur Beschränkung des Durchmessers nehmen wir als Bolzenmaterial Stahl und beanspruchen dasselbe mit 900 kg/qcm. Bei gleichmäßig gedachter Nabenauflage, einer Nabenlänge von 200 mm und 230 mm Auflagerentfernung wird das biegende Moment

$$M_b = 10000 \,.\, 11{,}5 - 10000 \,.\, 5 = 65000 \text{ kgcm},$$

oder bei roher Rechnung

$$\frac{20000 \,.\, 20}{8} = 50000 \text{ kgcm}.$$

Aus der Biegungsgleichung

$$M_b = \frac{1}{10} d^3 \,.\, k_b$$

wird der Bolzendurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{65000 \,.\, 10}{900}} = 8{,}97 \text{ cm} \sim 90 \text{ mm}.$$

Die spezifische Pressung in der Nabe wird dann

$$k = \frac{20000}{20.9} = 111 \text{ kg/qcm}.$$

Dieser Wert ist noch zulässig[1]), denn bei derartig langsam laufenden Rollen, bei denen die Abnutzung gering ist, kann das Drei- bis Vierfache der sonst bei Zapfen und Lagern für k angegebenen Werte zugelassen werden.

Für den Zapfen wird bei Angriff der Reaktion in der durch Schienen- und Blechdicke gegebenen Auflagermitte

$$\frac{Pl}{2} = \frac{1}{10} d^3 . k_b \quad \text{oder} \quad 10000 . 1{,}5 = \frac{1}{10} d^3 . 900$$

$$d = 55 \text{ mm}, \text{ ausgeführt mit } 65 \text{ mm},$$

ferner die Flächenpressung der festgelagerten Bolzenzapfen

$$k = \frac{P}{l . d} = \frac{10000}{3 . 6{,}5} = 513 \text{ kg/qcm}.$$

Hängeschienen. Die Schutzbleche der Flasche sind 10 mm stark und werden durch 20 mm starke Hängeschienen armiert, die allein die Belastung aufzunehmen haben. Nach Abzug der oberen Zapfenbohrungen bleibt bei 200 mm breiten Schienen ein Zugquerschnitt

$$(20 - 6{,}5) . 2 = 27 \text{ qcm}$$

übrig. Die dann vorhandene Zugspannung ist

$$\sigma_z = \frac{10000}{27} = 370 \text{ kg/qcm}.$$

Wir können annehmen, daß der Zapfen infolge des Bohrungsspielraumes in der Mitte des Auges frei aufliegt und der obere Teil des Auges auf Biegung beansprucht wird.

Wir berechnen die über dem Zapfen noch erforderliche Schienenhöhe aus der Gleichung

$$\frac{Ql}{4} = \frac{b h^2}{6} . k_b$$

und erhalten mit $k_b = 600$ kg/qcm die erforderliche Höhe

$$h = \sqrt{\frac{6 . Q . l}{4 . b . k_b}} = \sqrt{\frac{6 . 10000 . 6{,}5}{4 . 2 . 600}} = 9 \text{ cm}.$$

---

[1]) Bei den Stahlzapfen der Gallschen Ketten beträgt die spezifische Pressung bis 1100 kg/qcm.

Fig. 120.

Kettenklaue.

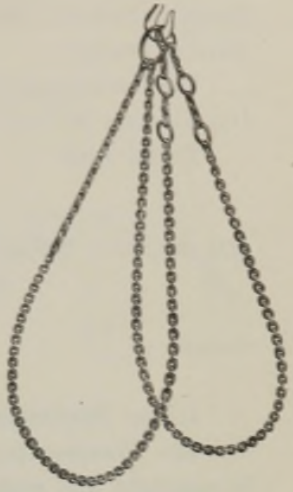
Fig. 121.

Schlingkette mit Haken und Ring.

Fig. 122.

Schlingkette mit Ring und Kettenklaue.

Fig. 123.

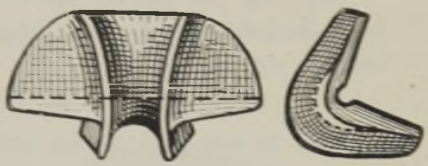


Doppelte Schlingkette mit Ringen.

Fig. 124.

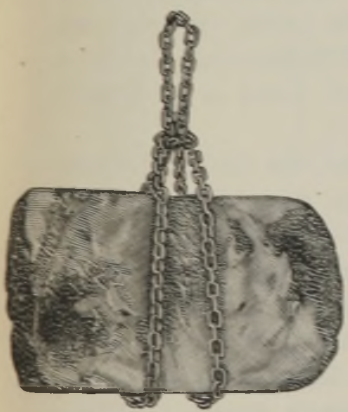
Verstellbare Faßkettenklaue.

Fig. 125.



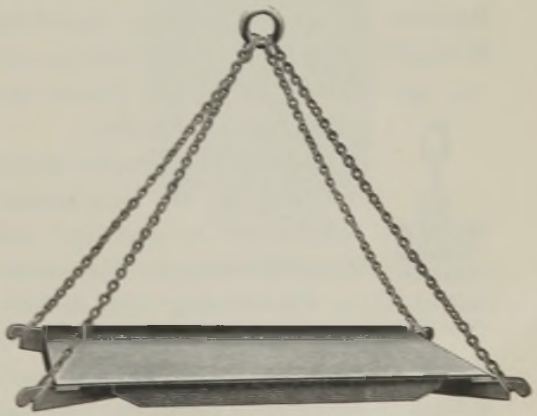
Seil- und Kantenschützer zum Anheben scharfkantiger Maschinenteile von E. Sonnenthal jun., Berlin C 2.

Fig. 126.



Bindekette, bestehend aus einer endlosen Krankette.

Fig. 127.



Ladepritsche.

Traverse. Dieselbe bildet einen in der Mitte mit 20000 kg belasteten Balken, dessen Entfernung von Mitte bis Mitte Auflager 230 mm beträgt.

Die Traversenbohrung für den Schaft betrug 80 mm und der äußere Durchmesser ist nach der Zeichnung 200 mm.

Damit wird

$$\frac{Ql}{4} = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b$$

und mit $k_b = 600$ kg/qcm

$$\frac{20000 \cdot 23}{4} = \frac{(20-8) \cdot h^2}{6} \cdot 600,$$

woraus

$$h \simeq 9{,}0 \text{ cm}.$$

In der Zeichnung findet sich der reichliche Wert von 120 mm.

Die Traversenzapfen sind wie die Zapfen des oberen Bolzens beansprucht und erhalten demnach ebenfalls 65 mm Durchmesser.

7. Last-Binde- oder Schlingketten.

Die Fig. 120 bis 127 auf S. 69 zeigen einige der gebräuchlichsten Last-Bindeketten, die zum Heben von Kisten, Ballen oder Fässern benutzt werden.

8. Greifzeuge.

Die in den Fig. 128 bis 138 dargestellten Greifzeuge oder Hebegeschirre bezwecken ein Erfassen von größeren Quadersteinen, Kisten oder dgl., die durch Winden oder Krane gehoben und versetzt werden sollen.

Während derartige Greifmittel in Hüttenwerken als Zangen, Pratzen, Magnete usw. in vollkommener Ausbildung die Lasten fast ohne alle Handgriffe schnell und sicher fördern, wird auf Hafenplätzen das Heben der Säcke, Ballen, Kisten usw. noch genau so umständlich gehandhabt wie früher.

Fig. 128.

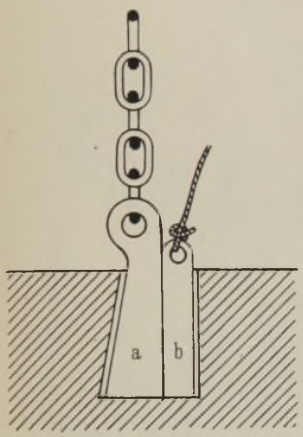
Keilklaue oder Wolf.

Neuere Bestrebungen gehen dahin, den Zeit- und Arbeitsaufwand für die Umschlagearbeiten der Schiffsgüter wirtschaftlicher zu gestalten und die Klauen den jeweiligen Angriffsflächen der Stückgüter anzupassen.

Fig. 128 zeigt eine Keilklaue oder Wolf, welche in das schwalbenschwanzförmig in den Stein gemeißelte Loch gesteckt wird, worauf beim Anheben der mit der Zugkette verbundene Mittelkeil die beiden in einem Querstück mittels Bolzen befestigten Außenstücke an die Lochwandung drängt, so daß durch die entstehende

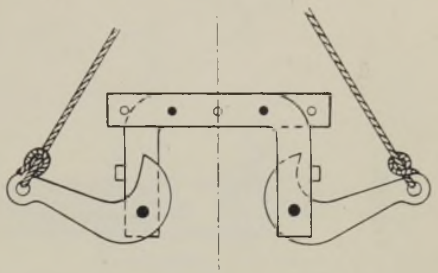
Klemmung ein Heben des Quaders erfolgen kann. Diese Steinwölfe werden von der Maschinenfabrik Rhein u. Lahn für 2500 und 5000 kg Tragkraft hergestellt. Ähnlich wirkt Fig. 129.

Fig. 129.



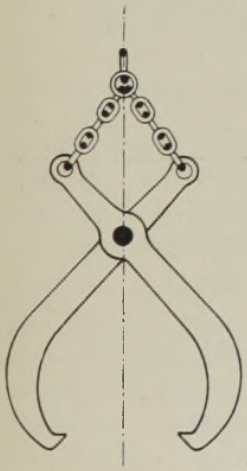
Daumenzange.

Fig. 130.



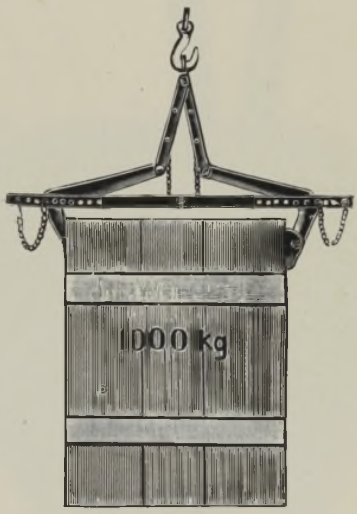
Daumenzange.

Fig. 131.



Greifschere.

Fig. 132.



Kistenzange.

Bei harten Steinen, bei denen das Einmeißeln von Wolfslöchern sehr zeitraubend ist, bedient man sich zweckmäßig nachstehender Greifzeuge.

Die Wirkungsweise der Daumenzange (Fig. 130), der Greifschere (Fig. 131) und der Kistenzange (Fig. 132) geht ohne weiteres aus den Abbildungen hervor.

Fig. 133.

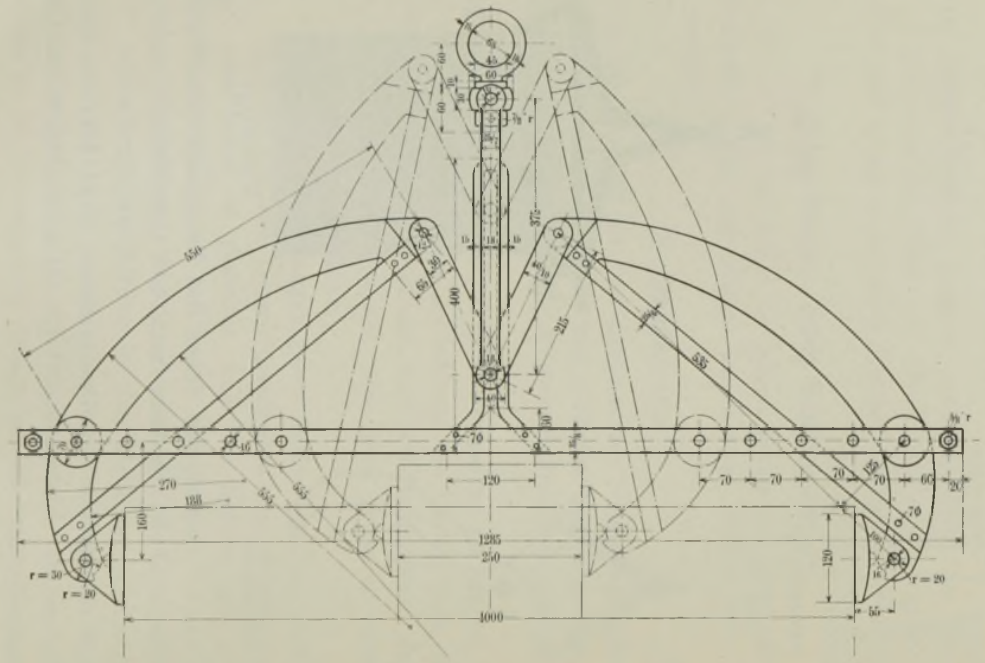


Fig. 134.

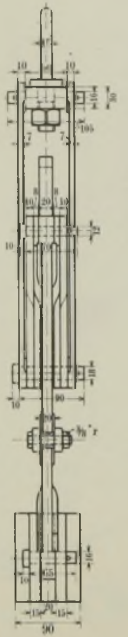
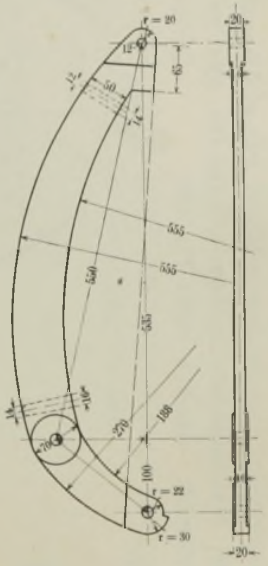


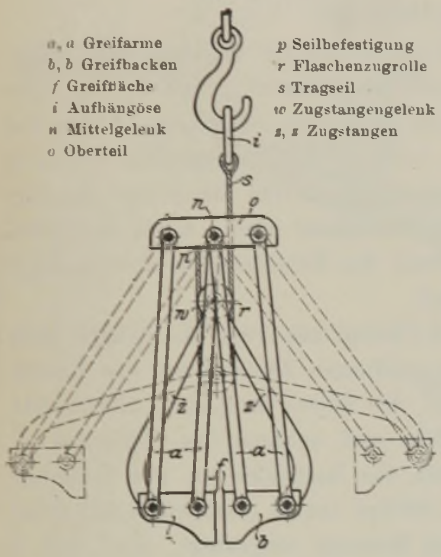
Fig. 135.



Steinzange für 1500 kg Tragkraft, 1000 bis 250 mm Fassungsweite.

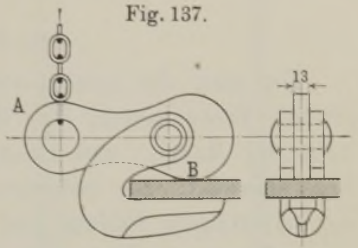
Fig. 133 bis 135 stellen eine Kniehebel-Steinzange von Jul. Wolff in Heilbronn dar, deren Wirkung auf Reibung beruht. Die beiden gekrümmten, doppelarmigen Hebel aus Stahl, welche ihren nach der Steingröße verstellbaren Drehpunkt in einer horizontalen Schiene haben,

Fig. 136.



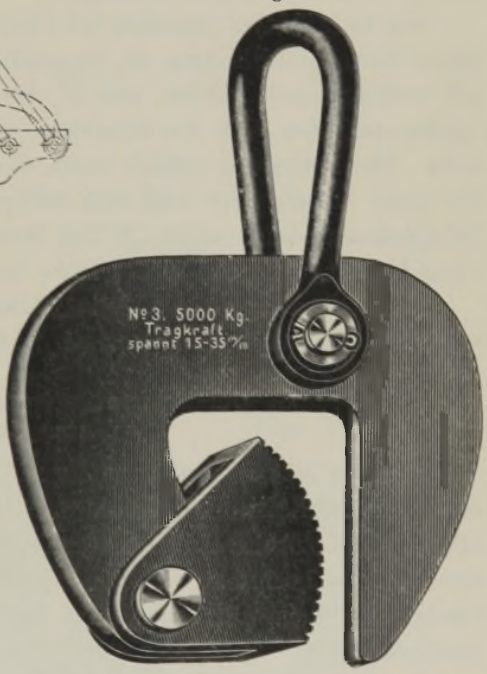
Neueres Krangehänge für Kisten.

Fig. 137.



Vorrichtung zum Fassen von Blechplatten.

Fig. 138.



Selbstspannende Klemmenzwinge.

tragen am unteren Ende die Greifbacken und werden am oberen Ende durch Kniehebelmechanismus beim Anheben nach außen gedrückt. Die Zangen fassen selbst polierte Steine vollkommen sicher, jedoch ist das Beilegen von Hartholzbrettchen erforderlich, um eine Beschädigung der Politur zu verhüten.

Fig. 136 stellt ein neueres Krangehänge[1]) für Kisten dar. Die Klauen sind hier parallel verschiebbar angeordnet. Durch die Einschaltung eines Kniehebels, welcher der Größe der Lasten entsprechend wirksam ist, wird die Sicherheit des Festhaltens gewährleistet.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 337.

Die selbstspannende Klemmenzwinge der Firma H. Sartorius Nachf. in Düsseldorf (Fig. 138) dient zum Hochheben und Fortbewegen schwerer Bleche in vertikaler Stellung. Die Greifbacke spannt hierbei selbsttätig. Material: Schmiedeeisen.

9. Selbstgreifer.

Die statt des Lasthakens an der Krankette angebrachten Selbstgreifer, Drehschaufeln oder Exkavatoren werden zur Förderung aller Arten von Massen- und Stückgütern, wie Erde, Getreide, Kohle und Erz verwendet. Die bedeutenden Vorteile der Selbstgreifer liegen in der selbsttätigen Füllung und Entleerung, so daß die Arbeit des Einschaufelns in die Transportgefäße überflüssig wird. Auch der Bruch der Materialien, z. B. Kohle, während des Entleerens wird vermindert und die Löschungskosten verringert.

Die Selbstgreifer bestehen im Prinzip aus zwei um Achsen drehbaren Viertelkreiszylindern, die im geöffneten Zustand auf das Fördergut niedergelassen werden und in die Masse einsinken. Beim Aufwinden schließen sich die Schaufeln und nehmen das Fördergut mit hoch. Die Entleerung erfolgt durch das Zurückdrehen der Schaufeln. Ein guter Selbstgreifer muß sich infolge seines Gewichtes und seiner Schaufelkonstruktion selbst in das Material eingraben, ohne daß es nötig ist, denselben aus großer Höhe herabfallen zu lassen.

Nachstehend seien die Selbstgreifer von Hunt und Hone beschrieben, die von J. Pohlig, A.-G. in Cöln, gebaut werden.

a) Der Huntsche Zweikettengreifer.

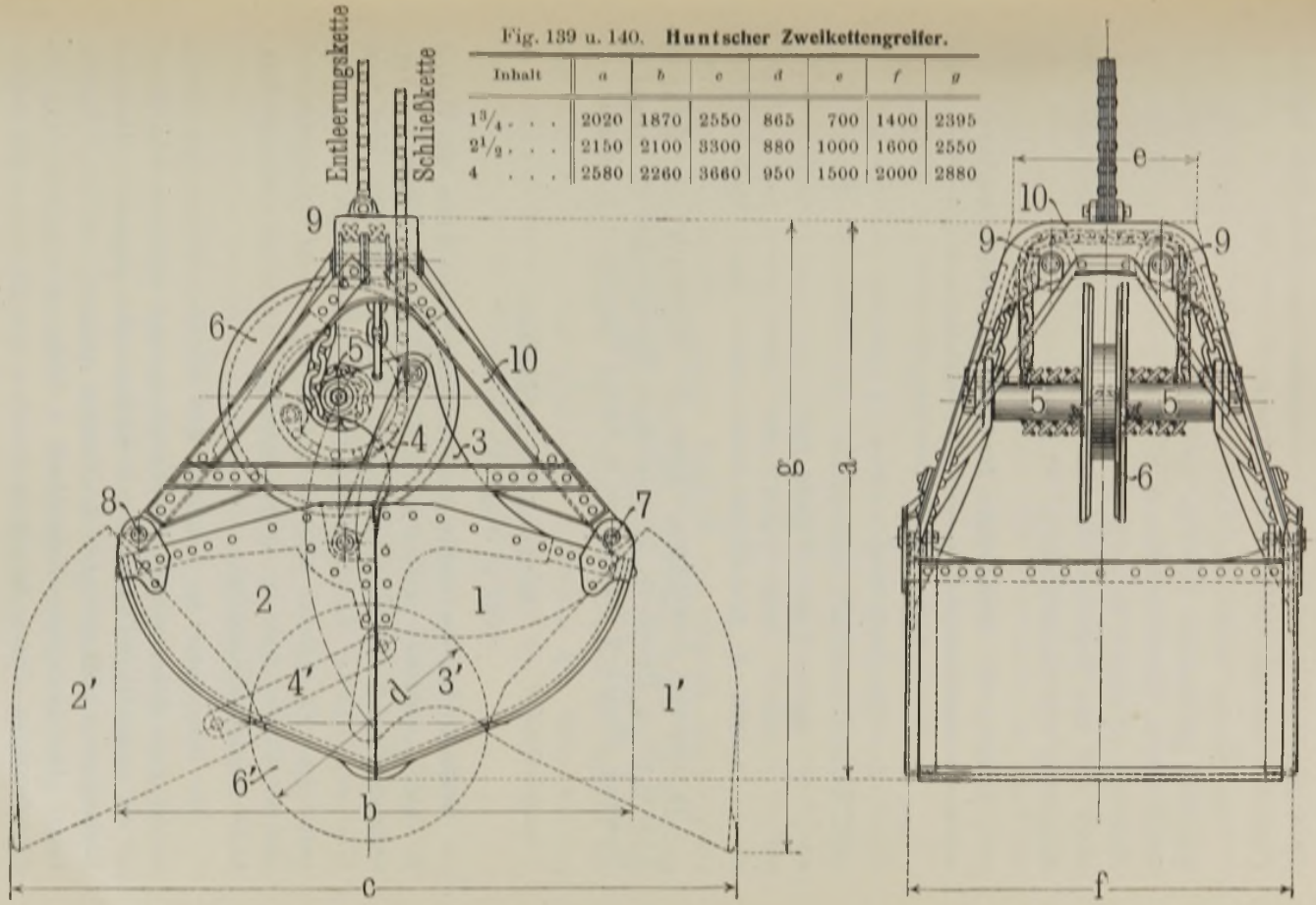
(Fig. 139 u. 140.)

Derselbe arbeitet mit zwei Ketten. Die eine Kette, „Schließkette“, dient zum Schließen und Heben des Greifers. Das Schließen erfolgt mittels eines eingebauten Flaschenzuges durch die Schließkette, welche eine Traverse hochzieht, die mit den Schaufeln durch Kniehebel verbunden ist. Beim Aufwinden trägt die Schließkette, welche das Gefäß geschlossen hält.

Die zweite Kette, „Entleerungskette“, dient zum Tragen des Greifers während der Entleerung. Während des Anhebens wird sie ohne Spannung mit aufgewickelt und bleibt auch während des Greifertransportes ohne Spannung. Das Entleeren erfolgt, nachdem der Greifer zuvor mit der Schließkette auf die gewünschte Höhe gesenkt ist — durch Nachlassen der Schließkette mittels der Winde, während die Entleerungskette festgehalten wird.

Fig. 139 u. 140. **Huntscher Zweikettengreifer.**

Inhalt	a	b	c	d	e	f	g
$1^3/_4$ . . .	2020	1870	2550	865	700	1400	2395
$2^1/_2$ . . .	2150	2100	3300	880	1000	1600	2550
4 . . .	2580	2260	3660	950	1500	2000	2880



Der Greifer erfordert daher zur Betätigung eine Winde mit zwei Trommeln, welche unabhängig voneinander bewegt werden können. (Vgl. den Abschnitt über Hochbahnkrane.)

Als Ketten werden besondere Gelenkketten verwendet, die aus sorgfältig gearbeiteten Lamellen gebildet sind. Die Greifer werden in verschiedenen Ausführungsformen geliefert, je nach dem vorkommenden Material, mit glatten Rändern. mit ausgeschnittenen Zähnen aus Stahlblech und zum Angreifen sehr harter und schwerer Materialien für Baggerung mit aufgeschraubten Winkelzähnen.

Tabelle 24. **Abmessungen der Huntschen Zweikettengreifer.**

Größe	Höhe des Greifers		Breitenabmessung des Greifers		Gewicht	Inhalt
	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen		
Nummer	mm	mm	mm	mm	kg	cbm
1	2240	1920	2040 × 1340	1935 × 1340	1600	1,0
2	2350	2020	2570 × 1480	1870 × 1480	1900	1,75
3	2500	2250	3300 × 1680	2100 × 1680	2300	2,5

In ähnlicher Ausführung werden die Selbstgreifer von Mohr & Federhaff in Mannheim, der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg, Menck & Hambrock in Altona-Ottensen u. a. gebaut.

b) Hones Selbstgreifer.

(Fig. 141 u. 142.)

Während bei der vorher beschriebenen Konstruktion das Gestell in einer besonderen zweiten Kette hängt, die beim Öffnen der Vorrichtung festgehalten wird, solange die Hauptkette abläuft, wird beim Honeschen Greifer diese zweite Kette durch eine einfache Vorrichtung vermieden. Es erübrigt sich daher auch eine zweite Windentrommel, und der Greifer kann an jedem beliebigen Kran mit einfacher Hubwinde angebracht werden.

Die Drehpunkte der Schaufeln sind wie beim Huntschen Greifer wieder nach außen gelegt. Zur Erzielung einer größeren Schließkraft ist ein mehrrolliger Flaschenzug in die Krankette eingebaut. Der feste Rollenblock 1 ist im Gestell des Greifers gelagert, das die Schaufeln trägt. Der bewegliche Rollenblock 3 bildet den unteren Teil des Flaschenzuges, durch den beim Anziehen des Hubseiles der Greifer geschlossen und gefüllt wird.

Die Schaufeln werden durch Zugstangen geschlossen. Letztere greifen aber nicht unmittelbar an dem beweglichen Rollenblock an, sondern an einem besonderen unteren Gleitblock 4, der wie der erstere in senkrechten Winkeleisen des Gestelles geführt wird. Der untere Gleitblock, an dem die Zugstangen befestigt sind, kann mit dem Rollengleitblock durch eine Kupplung verbunden und durch Lösen dieser Kupplung von ihm getrennt werden. Ist der untere Gleitblock mit dem Rollengleitblock gekuppelt, so wird der Greifer durch Anziehen des Zugorganes geschlossen und beim weiteren Anziehen mit der Ladung gehoben. Entkuppelt man beide voneinander, so kann der untere Gleitblock herunterfallen, und die Schaufeln öffnen und entladen sich. Eine Ölkataraktpumpe 9 bewirkt, daß dieses Öffnen allmählich und ohne Stoß geschehen kann.

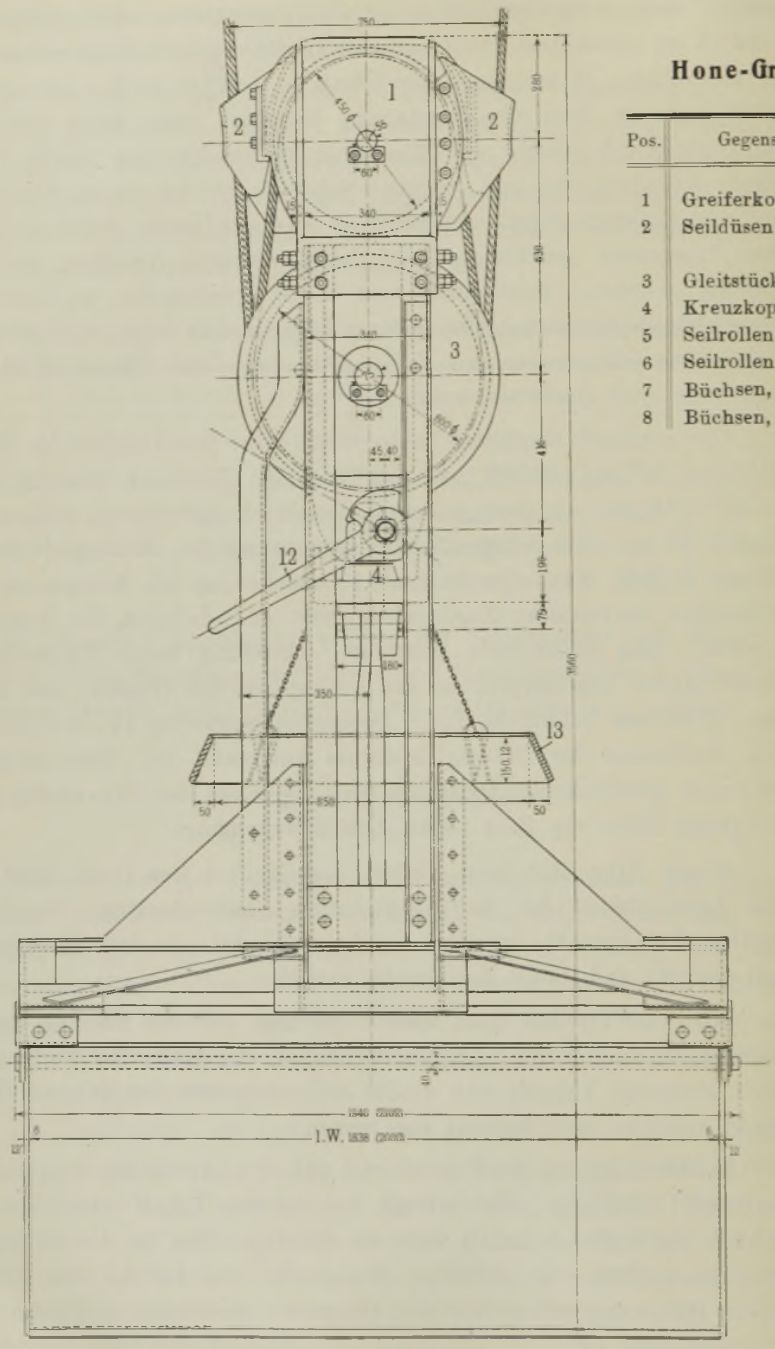
Die erwähnte Kupplung beider Gleitblöcke geschieht in der Weise, daß der Rollengleitblock auf den unteren Gleitblock gesenkt wird. Dabei tritt ein an dem unteren Gleitblock befestigter senkrechter Zapfen 10 in eine entsprechende Aussparung des Rollengleitblockes. Dieser enthält einen Querbolzen 11, welcher in die Aussparung des erwähnten senkrechten Zapfens eingreift und dadurch die Kupplung bewirkt. Das Einkuppeln geschieht selbsttätig durch Vermittelung eines kleinen Gegengewichtes, das Auskuppeln des Greifers und damit das Öffnen der Schaufeln durch Drehen eines Hebels 12, welcher auf den Querbolzen des Rollengleitblockes aufgesetzt ist. Beim Arbeiten an einem gewöhnlichen Drehkran wird am Kopf des Kranauslegers in geeigneter Höhe ein Ring 13 an Ketten aufgehängt.

Dieser Ring läßt beim Heben des Greifers den Greiferkopf und den Ausrückhebel des Rollengleitblockes hindurchtreten. Wird der Greifer aber gesenkt, so wird der Ausrückhebel von dem Ring gefaßt und gedreht und damit der Greifer entladen.

Wird der Greifer dann wieder geöffnet auf das Material herabgelassen, so sinkt beim weiteren Nachlassen der Kette der Rollengleitblock herunter, kuppelt sich wieder selbsttätig mit dem unteren Gleitblock, und das Spiel beginnt von neuem.

Das Gewicht des Greifers ist vom Inhalt und von der eingebauten Rollenzahl abhängig. Es beträgt bei 0,6 cbm Inhalt etwa 780 bis 970 kg, bei 2,25 cbm Inhalt 1850 bis 2550 kg. Ein für die Ausbaggerung eines Hafens ausgeführter Honegreifer wog bei 3,82 cbm Inhalt, 4,87 m Höhe und einer von den Schaufeln bestrichenen Fläche 2,75 $\times$ 2,28 m rund 7 t.

Fig. 141.

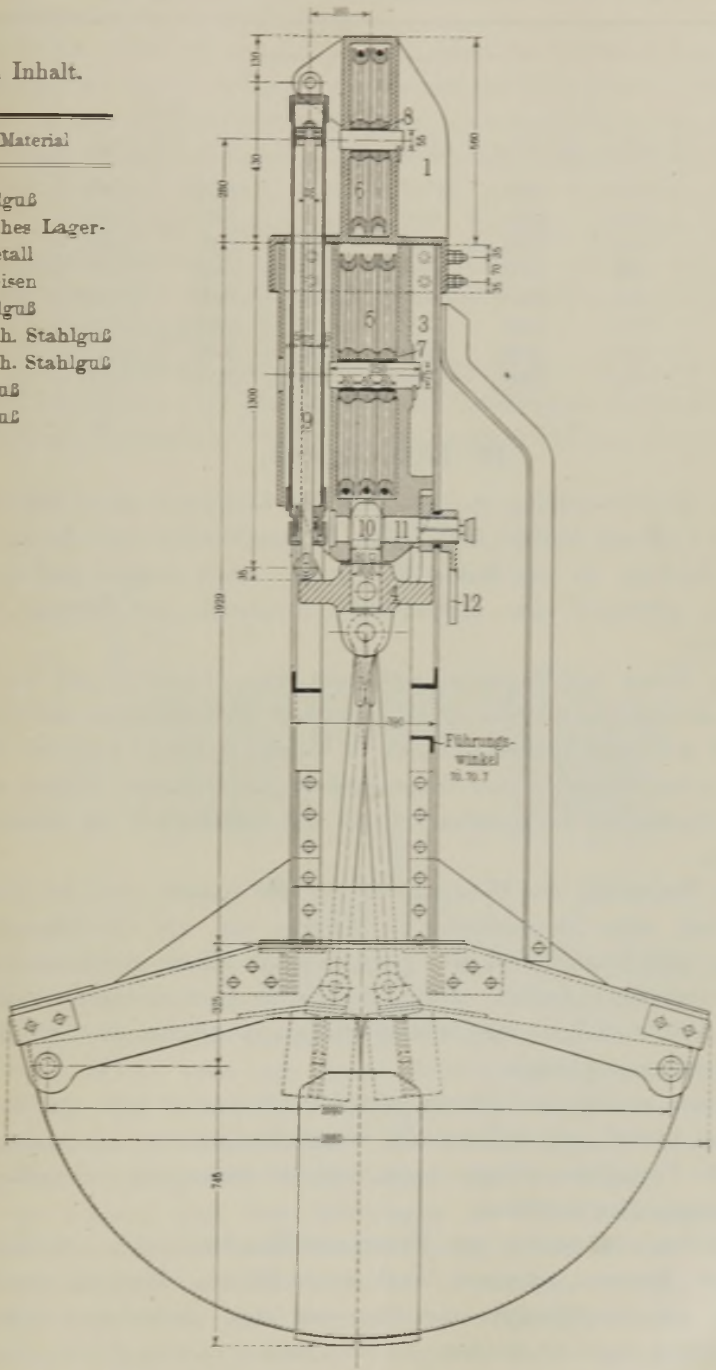


Hone-Greifer für

Stück-

Pos.	Gegenstand
1	Greiferkopf . . .
2	Seildüsen . . . .
3	Gleitstück . . . .
4	Kreuzkopf . . .
5	Seilrollen . . . .
6	Seilrollen . . . .
7	Büchsen, 50 lg. .
8	Büchsen, 50 lg. .

Fig. 142.



: $2^1/_4$ cbm Inhalt.

iste.

Durch-messer	Material
—	Stahlguß
—	Weiches Lager-metall
—	Gußeisen
—	Stahlguß
600	Weich. Stahlguß
450	Weich. Stahlguß
75/85	Rotguß
55/65	Rotguß

Tabelle 25. **Abmessungen der Hone-Selbstgreifer.**

Größe	Dimensionen der Greifer						Inhalt
	Höhe		Breite		Länge		
Nummer	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen	innen	außen	cbm
1	2700	2590	1770	1370	1150	1200	0,6
2	2900	2700	2000	1500	1250	1300	0,8
3	2900	2700	2000	1500	1400	1460	1,0
4	3280	2980	2100	1650	1500	1570	1,25
5	3280	2980	2100	1650	1800	1870	1,5
6	3580	3280	2500	1890	1838	1910	2,0
7	3580	3280	2500	1890	2000	2070	2,25
8	3580	3280	2500	1890	2170	2250	2,5

10. Lastmagnete.

Bei der Verwendung von gewöhnlichen Lasthaken ist es erforderlich, die Last mit Ketten oder Seilen zu umschlingen und die so gebildete Schlinge an den Haken zu hängen. Auch Zangen und Greifapparate erfordern eine umständliche Steuerung zur Öffnung und Schließung.

Das Heben mit Magneten vermeidet diese Nachteile und ermöglicht außerdem ein schnelleres Arbeiten, weil der Zeitverlust, der durch Arbeiten mit Schlingketten entsteht, in Wegfall kommt. Auch bei Verwendung von Schaufeln zum Transportieren von Stabeisen, Röhren usw. ist es erforderlich, die einzelnen Stücke erst von Hand in die Schaufeln zu legen.

Die Bedienung der Hebemagnete ist sehr einfach, weil der Kranführer nur einen Stromschalter zu bedienen hat, um den Magnet zu erregen. Der Magnet wird also gesenkt, erhält Strom und kann sofort wieder angehoben werden. Dabei werden die Leitungsdrähte so über Rollen geführt, daß sie eine Schlinge bilden, in welcher eine lose Rolle mit Spanngewicht hängt.

Ebenso einfach und schnell geht das Ablegen vor sich, wobei man noch den Vorteil hat, daß man die Gegenstände direkt nebeneinander und ohne Unterlagen ablegen kann, weil die sonst hinderlichen Ketten oder Zangen hier fortfallen.

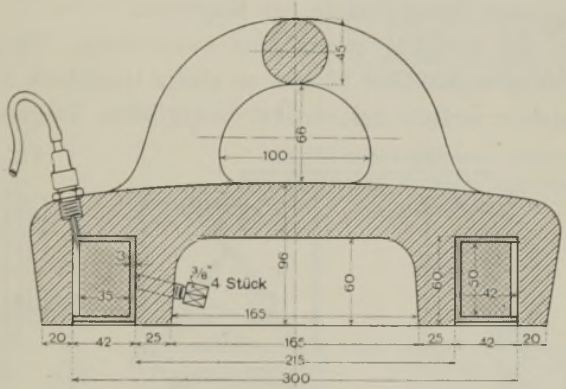
Die Magnete werden zum Heben von Maschinenteilen, Profileisen, Schienen, Blechen, schweren Geschossen, Blöcken, Masseln usw. verwendet. Die Tragfähigkeit eines Magneten kann hierbei auch während des Betriebes reguliert werden. So kann man z. B. eine größere Anzahl

von Blechen anheben und dieselben dann einzeln durch Vorschalten von Widerständen fallen lassen.

Es ist allerdings einige Geschicklichkeit des Arbeiters erforderlich, wenn es sich darum handelt, einzelne Blöcke oder Platten von einem übereinander geschichteten Eisen- oder Blechlager abzuheben, weil die durch die magnetische Kraft zu viel gehobenen Stücke dadurch abgelöst werden müssen, daß man den Strom in genau regulierbarer Stärke kurz nacheinander unterbrechen muß. Trotzdem ist auch hier die Leistungsfähigkeit noch größer, als bei Haken mit der zur Kettenumwickelung des zu hebenden Gegenstandes nötigen zwei- und dreifachen Bedienungsmannschaft.

Nur in Hüttenwerken stößt man beim Heben von heißen Blöcken, deren Temperatur 770° überschreitet, auf Schwierigkeiten, weil die ausstrahlende Wärme des Blockes die Magnetentwickelung leicht zerstört

Fig. 143.



Lastmagnet.

und den Magnetismus beeinträchtigt. Erst durch Umhüllung der Wickelung mit feuerfestem Material ist man imstande, glühende Platten, Blöcke und Masseln zu heben und zu transportieren. Auch pflegt man für heiße Blöcke noch eine zweite Hebevorrichtung anzubringen, in der Weise, daß neben dem Hubmagnet noch eine vom Führerkorb steuerbare Zange vorhanden ist. Bei heißen Körpern arbeitet man dann mit der Zange, bei kalten Körpern mit dem Magnet.

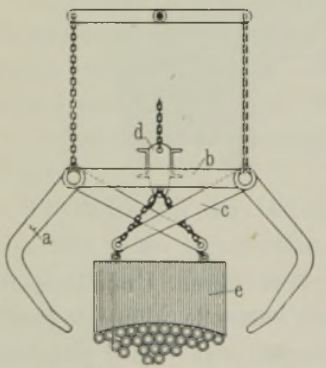
Als Nachteil wird dem Hebemagnet die Betriebsunsicherheit angerechnet, da bei plötzlicher Stromversagung, Kurzschluß oder Leitungsdrahtbeschädigung ein Abstürzen der Gegenstände erfolgt, wodurch Menschen gefährdet und Gegenstände beschädigt werden können. Allerdings kann die Sicherheit wesentlich durch Anwendung eines

Reservedrahtes erhöht werden, der zum Ausschalter führt und bei unvorhergesehener Beschädigung der gewöhnlichen Stromzuführung einen Ersatzstrom durch die Wickelungen leitet, so daß die Gefahr nicht größer ist, wie bei solchen Hebezeugen, bei denen ein Reißen der Ketten oder Taue, oder ein Abgleiten der Greifzeuge vom Werkstück nicht ausgeschlossen ist.

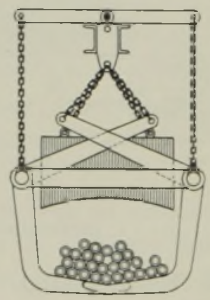
Die Deutsche Maschinenfabrik Duisburg hat nun die Hebemagnete durch Einführung von patentierten Schutzvorrichtungen sehr betriebssicher gestaltet. Die Arbeitsweise ist so gedacht, daß sich bei nach unten geöffneten oder seitlich geführten Greifern oder Bügeln der Magnet senkt, die Gegenstände anhebt und daß sich nach dem Anheben die Greifer unter dem Magnet schließen. Um an Strom zu sparen, kann man auch während des Transportes die Gegenstände vom Magnet in die geschlossenen Greifer fallen lassen. Das Absetzen der Last an dem Bestimmungsort geschieht entweder durch einfaches Öffnen der Zangen oder unter Zuhilfenahme des Magneten.

Die Fig. 144 und 145 zeigen eine Anwendung. Die als Winkelhebel ausgebildeten Greifer *a* hängen an einem Querstück *b* und werden durch die Arme *c* mittels des vertikal beweglichen Trägers *d*, an dem

Fig. 144 u. 145.

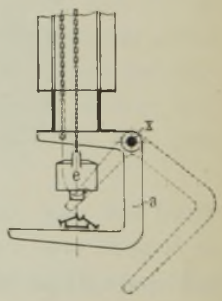


Lastmagnet mit geöffneten Bügeln.



Lastmagnet mit geschlossenen Bügeln.

Fig. 146.



Lastmagnet mit einem Drehbügel.

auch der Magnet *e* hängt, bewegt. Das Öffnen der Zange findet mit dem Senken des Trägers *d* und des Magneten statt, das Schließen erfolgt mit dem Anheben des Trägers nebst Magnet. Wird der Strom nun unterbrochen, so läßt der Magnet die Röhren in die geschlossene Zange fallen.

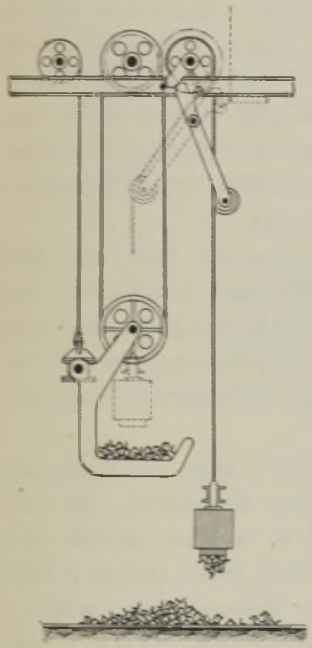
Statt zweier drehbarer Bügel wird auch nur nach Fig. 146 ein Drehbügel angewendet, wenn es sich darum handelt, nach Anheben

von schweren Profileisen noch eine Anzahl leichterer Gegenstände, wie Rohre usw. in den Bügel zu legen.

Bei obigen Einrichtungen muß die Tragkraft des Magneten dieselbe wie die des Kranes sein. Dadurch erlangen die Magnete leicht unhandliche Dimensionen. Die Demag verwendet nun einen kleineren Magneten, welcher durch häufiges Ein- und Ausschwingen die Ladung nach und nach in einen während des Ladens ruhigstehenden Bügel oder Behälter bringt (Fig. 147).

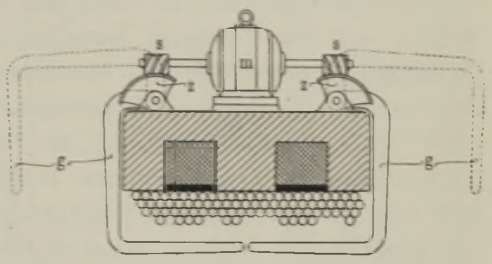
Um die mechanische Einwirkung des Greifers durch Steuerketten vom Führerstand aus zu vermeiden, kann man besondere Elektro-

Fig. 147.



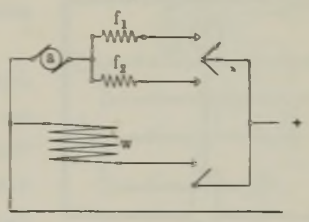
Schwingender Magnet der Deutschen Maschinenfabrik.

Fig. 148.



Lastmagnet der Siemens-Schuckertwerke mit durch Elektromotor gesteuerten Schutzbügeln.

Fig. 149.



Schaltung zu Fig. 148.

motore oder Elektromagnete verwenden, welche mit dem Lastmagnet verbunden werden, und deren Stromleitung sich mit der des Lastmagneten vereinigen läßt.

Fig. 148 und 149 zeigt die Bauart der Siemens-Schuckertwerke in Berlin. Auf der oberen Seite des Lastmagneten ist ein kleiner Umkehrmotor angebracht, dessen Achse auf beiden Seiten je eine Schnecke trägt, die in Schneckenradsegmente eingreifen. Letztere drehen die Greifer. In dem Schaltschema bedeutet *w* die Lastmagnet-

wickelung, a den Motoranker, f_1 und f_2 zwei Feldwickelungen des Motors, durch die der Motor nach der einen oder anderen Richtung gesteuert werden kann.

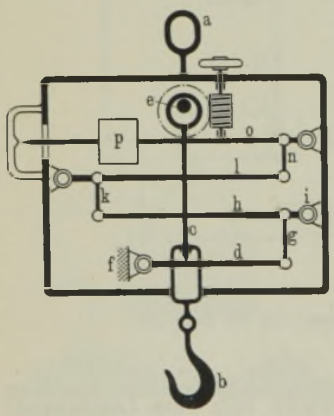
Der Arbeitsverbrauch der Hebemagnete ist ein sehr geringer; er entspricht für eine Hebelast von 1000 kg ungefähr 0,5 PS, bei 2000 kg 0,8 PS und bei 5000 kg 1,3 PS (240 Volt, 4 Amp.). Für 1600 kg Tragkraft wird der Stromverbrauch zwischen 3 und 4 Amp. und für 2000 kg auf 5,5 Amp. bei 110 Volt und 115 kg Eigengewicht angegeben.

11. Kranwagen und Gewichtsanzeiger.

Schwere Maschinenteile wiegt man nur bis zu 100 t auf ortsfesten Wagen, weil der Transport derselben nach diesen Wagen mit Zeitverlusten und Schwierigkeiten verbunden ist. Darüber hinaus bedient man sich der beweglichen Kranwagen. Dies gilt besonders für den neuzeitlichen Schiffbau, der, um die Baufrist der Schiffe abzukürzen, die Antriebsmaschinen, Kessel usw. in der Werkstätte fertig zusammenbaut und als Ganzes in den Schiffsrumpf einsetzt.

Diese Wagen werden zwischen die zu wiegende Last und dem Kranhaken eingeschaltet und als Laufgewichtswagen ausgebildet, bei denen ein verschiebbares Laufgewicht nach entsprechender Verschiebung die Last an der Teilung des Balkenarmes abzulesen gestattet.

Fig. 150.



Schema einer Kranwage.

Nach Fig. 150 hängt die Wage mit der Öse a an dem Kranhaken, die Last an dem Haken b, welcher mittels zwei Schienen c auf dem ersten Balken d ruht, aber mittels des exzentrischen Zapfens e, der durch Hebel oder Schnecke und Schneckenrad gedreht wird, vom Balken abgehoben werden kann, so daß die Wage entlastet wird (Abstellvorrichtung). Der Balken d hat seinen Drehpunkt in f und ist durch das Zwischenglied g mit dem zweiten Balken h verbunden, der seinen Drehpunkt in i hat und durch das Glied k mit dem dritten Balken l verbunden ist, der schließlich mit Glied n auf den vierten Balken o einwirkt, welcher das große Laufgewicht p trägt.

Der Gesamtmechanismus befindet sich in einem Schutzgehäuse. Statt der gezeichneten Drehpunkte sind Stahlschneiden vorhanden.

Vielfach werden die Laufgewichtswagen mit Vorrichtungen versehen, die ein selbsttätiges Abdrucken der angezeigten Gewichte auf Karten ermöglichen.

Fig. 151 und 152 zeigen eine Kranwage für 150 t. Die zu wägenden Teile werden an dem Haken *a* befestigt, der leicht drehbar auf

Fig. 151.

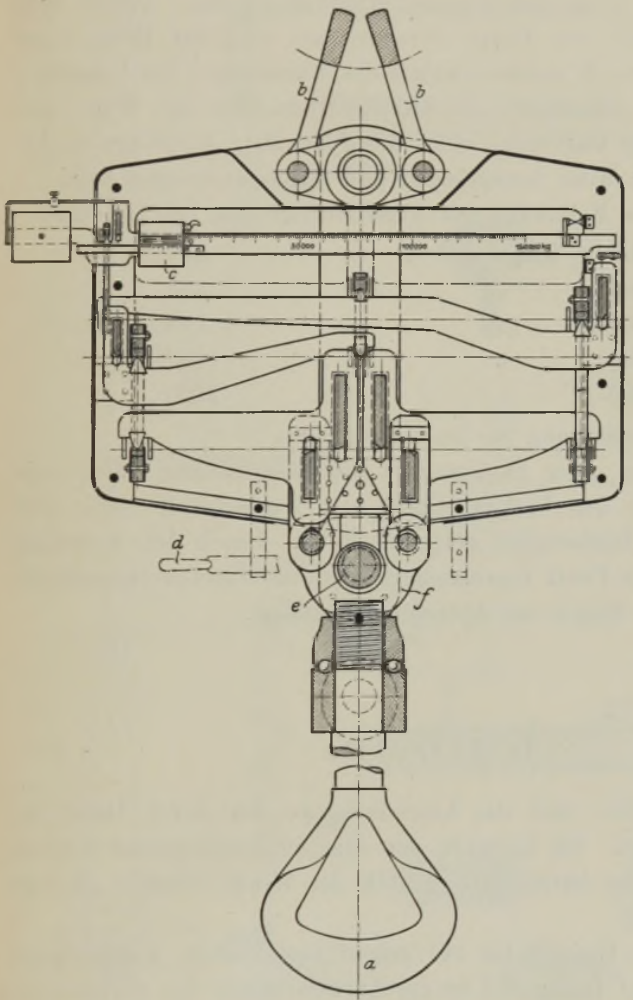
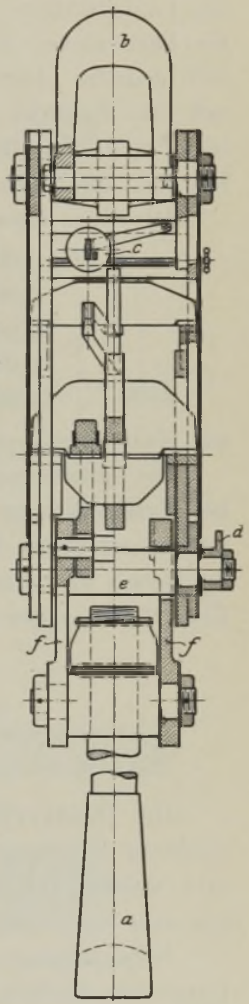


Fig. 152.



Kranwage für 150 t der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., vorm. J. Losenbausen.

Kugeln gelagert ist, um beim Verladen oder Absetzen der Last etwa notwendige Drehbewegungen ausführen zu können. Mittels der Ösen *b* hängt die Wage am Doppelhaken oder Schäkel eines Hebezeuges.

Kräftige beiderseitige Wiegen tragen die Achse, an die der schmiedeeiserne Rahmen der Wage angeschlossen ist. Innerhalb des Rahmens liegt die eigentliche Wägevorrichtung. Die Last wird zunächst um einige Zentimeter von ihrer Unterlage abgehoben, so daß sie frei schwebt. Die Last wirkt nun in der aus Fig. 151 ersichtlichen Weise auf die Hebel und Schneiden, und ihr Gewicht kann durch Verschieben des Laufgewichtes *c* auf der Teilung ermittelt werden. Darauf wird die Last wieder auf den Boden herabgelassen und der Hebel *d* um 180° gedreht. Dadurch werden mittels des Exzenters *e* die Laschen *f* auf dem Exzenter abgestützt, so daß die Schneiden der Wage entlastet sind und die Last nun, ohne die Schneiden der Wage zu gefährden, durch den Kran hochgezogen und abgesetzt werden kann.

Der Preis einer Kranwage mit Abstellvorrichtung beträgt etwa

bei	1 000 kg	Tragkraft	245 ℳ
„	5 000 „	„	355 „
„	10 000 „	„	465 „
„	25 000 „	„	1100 „
„	50 000 „	„	2400 „

mit Kartendruckvorrichtung 80 bis 100 ℳ mehr.

Bei einfacheren, aber ungenaueren Gewichtsanzeigern führt man bei Auslegerkranen das Lastseil hinter der Auslegerrolle über eine zweite, auf einem Winkelhebel gelagerte Rolle. Durch den Ausschlag des Hebels wird eine Feder zusammengedrückt, die durch entsprechende Übertragung einen Zeiger am Auslegerfuß betätigt.

Kurbeln.

Die Handkurbeln sind die Antriebsorgane der durch Hand betriebenen Hebezeuge. Sie bestehen aus dem schmiedeeisernen Kurbelarm, welcher auf der ersten Antriebswelle der Winde befestigt ist, und aus dem Kurbelgriff.

Nebenstehende Fig. 153 bis 161 zeigen verschiedene Ausführungsformen von Kurbeln. In Fig. 153 ist der Kurbelarm auf den vierkantigen Endzapfen der Welle aufgeschoben und durch eine vorgeschraubte Mutter gesichert. Bei Kurbelwellen mit rundem Endzapfen keilt man entweder den Kurbelarm auf, oder man schiebt ihn auf eine Feder und schraubt, wie in Fig. 157, eine Mutter davor. Der Griffdorn, welcher aus Flußeisen oder Stahl herzustellen ist, wird entweder in

den Kurbelarm eingenietet oder durch Gewinde und Mutter befestigt (Fig. 153), oder mit dem Arm aus einem Stück geschmiedet (Fig. 157).

Fig. 153 bis 155.

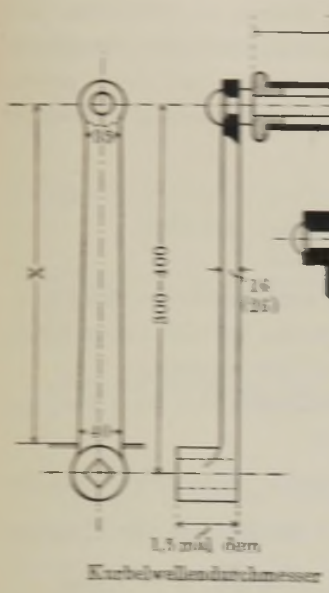


Fig. 156.

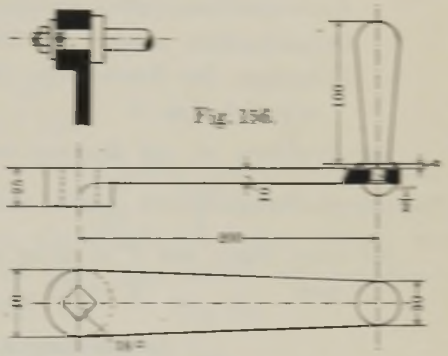
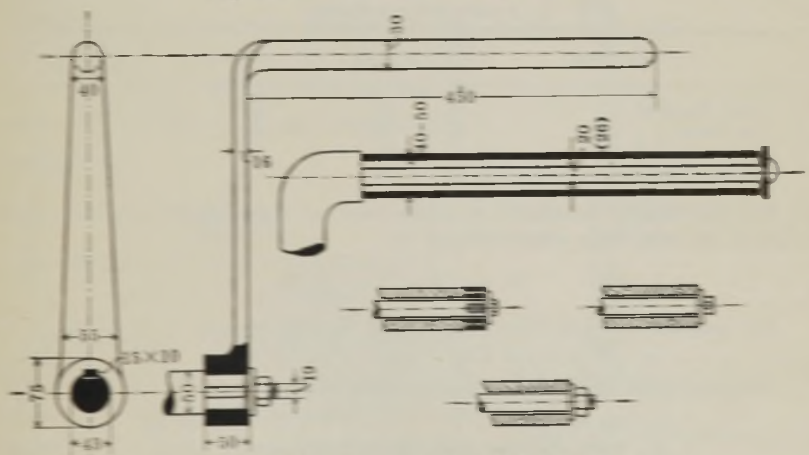


Fig. 157 bis 162.



Ausführungen von Handkurbeln.

Der Griffdorn ist zweckmäßig mit einer drehbaren Hülse zu versehen, damit beim Kurbeln der Griff nicht die Hände des Arbeiters reibt. Winden, welche im Winter im Freien stehen, erhalten der geringeren

Wärmeableitung wegen Holzgriffe nach Fig. 154. Dieselben sind an den Enden innen und außen mit zusammengelöteten Ringen aus Bandeisen zu versehen, um einerseits den Griff vor baldigem Ausleiern zu schützen, andererseits das Zerspringen des Holzes zu verhüten. Der Griffdorn wird entweder vorn vernietet, verschraubt oder versplintet, Fig. 159 bis 161. Gasrohrhülsen werden lose auf den Dorn gesetzt oder mit besonderen Büchsen versehen. Der Griffdurchmesser schwankt zwischen 30 und 50 mm.

Kurbelradius 300 bis 400 mm,
Grifflänge $l = 250$ bis 350 mm für einen Arbeiter,
„ $l = 400$ „ 500 „ „ zwei „
Kraft eines Arbeiters 10 bis 15 kg, ausnahmsweise 20 kg [1]),
Kurbelgeschwindigkeit schwankt zwischen 0,5 und 1 m pro Sek.,
Doppelkurbeln werden um 120 oder 180° versetzt,
Höhenlage der Kurbelwelle über Fußboden 0,9 bis 1,2 m, gewöhnlich 1 m.

Der Griffdorn ist auf Biegung beansprucht. Man erhält aus der Biegungsgleichung $\frac{P.l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$ mit $k_b = 600$ kg/qcm für Flußeisen

für einen Mann mit $P = 20$ kg und $l = 35$ cm, $d = 1{,}8$ cm,
„ zwei „ „ $P = 30$ „ „ $l = 50$ „ $d = 2{,}3$ „

[1]) **Arbeitsleistung des Menschen.**
Arbeitszeit $t = 8$ Stunden.

Arbeitsweise	P in kg	v in m/sec	$E = P.v$ in kgm/sec
Ohne Maschine	15	0,8	12
Am Hebel	6	1,0	6
An der Kurbel	10	0,8	8
An der Zugkette	30	0,4	12

Für eine andere Arbeitszeit t_1 erhält man bei einer Geschwindigkeit v_1 nach Maschek die ausgeübte mittlere Kraft zu

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t}\right) P.$$

Bei ununterbrochener Förderung an der Kurbel ist nach A. Riedler
$P = 7$ bis 8 kg und $v = 0{,}9$ m/sec.

Während ganz kurzer Zeit kann geleistet werden
an der Kurbel . . . . . 27 kg
am Steckschlüssel einer Schraubenwinde . . 34 „

Nach Rziha (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1894, S. 642) ist für einen mittelkräftigen Arbeiter (65 bis 80 kg Gewicht) die mittlere Nutzleistung bei zehnstündiger wirklicher Arbeitszeit in zwölfstündiger Schicht mit $^1/_{21}$ PS anzusetzen.

Die durch Ermüdung bedingten Pausen betragen etwa 35 Proz. der wirklichen Arbeitszeit (Hütte II, 1912, S. 1).

Der Kurbelarm ist durch das Biegungsmoment $M_b = P.x$ und durch das Drehmoment $M_d = \frac{Pl}{2}$ beansprucht.

Bezeichnen σ und τ die Normalspannung und die Tangentialspannung im gefährlichen Querschnitt, so muß mit

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{\frac{b\,h^2}{6}} \quad \text{und} \quad \tau_{max} = \frac{9}{2}\,\frac{M_d}{b^2\,h}$$

für die resultierende Anstrengung die Bedingung erfüllt sein:

$$k_b \geqq 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2}.$$

Hierin ist das Beanspruchungsverhältnis

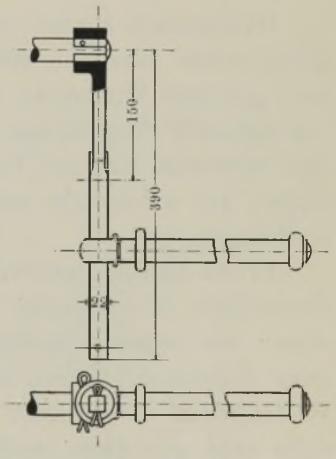
$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}.$$

Für Schweißeisen wird

$$\alpha_0 = \frac{600}{1{,}3\,.\,240} \simeq 2.$$

Die für normalen Betrieb in den Figuren angegebenen Dimensionen genügen nicht mehr, wenn durch Nachlässigkeit in der Bedienung der Bremse die Last an der Winde ins Fallen kommt und die Kurbel frei herumschlägt. Es wird dann durch die auftretende Zentrifugalkraft das Material über die Bruchbelastung beansprucht und eintretende Deformationen gefährden den bedienenden Arbeiter. Weiteres über die Vermeidung dieses Übelstandes ist unter dem Abschnitt „Sicherheitskurbeln“ zu finden.

Fig. 162.



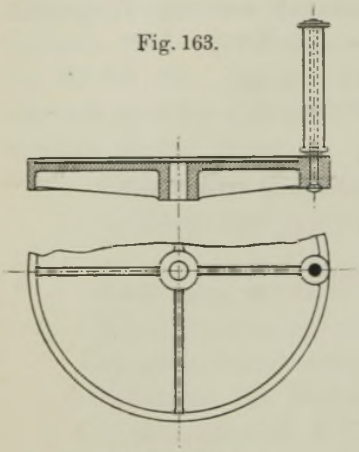
Kurbel mit verschiebbarem Griff.

Kurbel
der Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim (Fig. 162).

In manchen Fällen ist es erwünscht, den Kurbelradius zu verstellen, z. B. beim Aufwinden des leeren Lasthakens zu verkleinern. Es kann dann diese unter dem Namen Triumphkurbel bekannte Konstruktion verwendet werden, bei welcher der Griff auf dem Arm verschiebbar ist und in jeder Lage ohne besondere Feststellung durch die beim Kurbeln auftretende Klemmung stehen bleibt.

Andere verstellbare Kurbeln bestehen aus einer gußeisernen, auf dem Wellenende befestigten Kurbelnabe, in welcher sich der aus einem Flacheisen bestehende Kurbelarm radial verschieben läßt und durch eine Flügelschraube festgestellt wird. Der Kopf der Stellschraube ist zweckmäßig auf der inneren Seite der Kurbelnabe anzubringen, um ein Hängenbleiben der Kleider zu vermeiden.

Fig. 163.



Kurbelscheibe.

Kurbelräder oder Kurbelscheiben

werden dann hier und da an Stelle der Kurbeln verwendet, wenn die Kurbel ausbalanciert und die Verletzungsgefahr vermindert werden soll (Fig. 163).

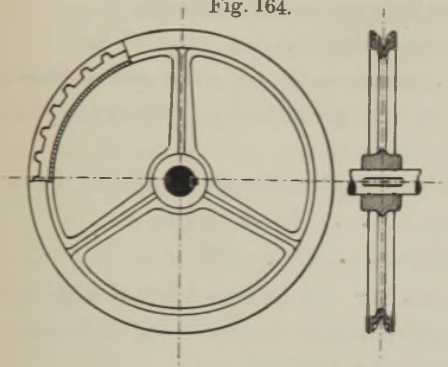
Haspelräder.

Handkurbeln können nur dann benutzt werden, wenn der Arbeiter direkt neben denselben stehen kann. In vielen Fällen müssen aber hoch gelegene Windwerke vom Fußboden aus oder auch gleichzeitig von mehreren Punkten aus bedient werden (Laufkrane, Aufzüge usw.). Man verwendet dann mit Vorteil große schmiedeeiserne oder gußeiserne Räder, um welche ein endloses Seil oder eine Kette als Zugorgan geschlungen wird.

Es ist hierbei rationell, möglichst große und nicht zu leichte Haspelräder zu verwenden, um die Beschleunigungswiderstände nicht immer von neuem überwinden zu müssen. Dies gilt namentlich für große Hubhöhen, für welche ein absatzweises Ziehen mit Pausen zum Weitergreifen die Arbeiter zu sehr ermüden würde. Kleine Haspelräder sind nur dann statthaft, wenn es sich um ein möglichst gedrängtes Windwerk für kurze Arbeitsdauer handelt (z. B. Flaschenzüge, Laufkatzen).

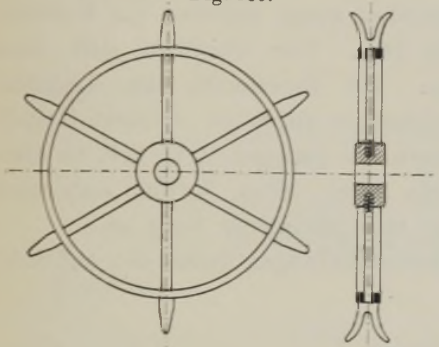
Es können, wie an der Kurbel, gleichzeitig nur zwei Arbeiter angreifen. Bei Verwendung von vier Arbeitern sind zwei auf derselben Welle sitzende Haspelräder zu verwenden.

Fig. 164.



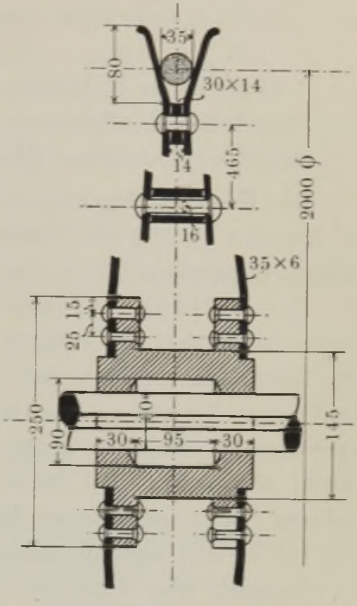
Gußeisernes Haspelrad.

Fig. 165.



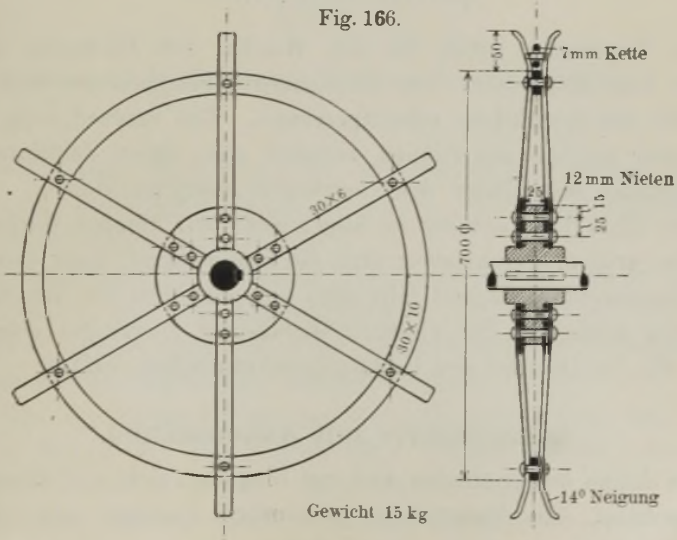
Schmiedeeisernes Haspelrad.

Fig. 167.



Schmiedeeisernes Haspelrad von 2000 mm Durchmesser.

Fig. 166.



Schmiedeeisernes Haspelrad von 700 mm Durchmesser.

Leistungsfähigkeit eines Arbeiters an der Haspelkette:

a) bei absatzweisem Ziehen und Hub bis 1 m etwa 30 kg,

b) bei kurzer Arbeitsdauer ausnahmsweise bis 40 kg und darüber,

c) bei Förderhöhen bis 3 m für gleichmäßige Bewegung nur 15 bis 20 kg,

d) für große Hubhöhen bei großer Haspelgeschwindigkeit 10 kg.

Haspelkettendurchmesser . . . . . 6 bis 8 mm,

Haspelseildurchmesser (Hanfseil) . . . 23 „ 36 „

Der Haspelraddurchmesser kann für die üblichen Konstruktionen im Kranbau zu 500 bis 700 mm angenommen werden. Im Aufzugbau finden Haspelräder bis zu 2 m und mehr Anwendung.

Herstellung. Kleinere Haspelräder bis etwa 500 mm Durchmesser stellt man des ruhigen Betriebes wegen meistens aus Gußeisen als Kettendaumenräder her (Fig. 164). Für dieselben sind dann kalibrierte Ketten zu verwenden. Die Berechnung des Teilkreisdurchmessers erfolgt nach den Gleichungen auf S. 26. Größere Haspelräder, oder solche, bei denen wegen der geringen Zahl sich die Herstellung eines besonderen Modells nicht lohnt, fertigt man nach Fig. 165 bis 167 aus Schmiedeeisen mit gußeiserner Nabe an.

Beispiele über dazugehörige Kettenführungen finden sich auf S. 30.

Zahngesperre.

Die Sperrwerke sollen bei den Winden den Rückgang der gehobenen Last verhindern. Die Zahngesperre bestehen aus dem Sperrrade und der Sperrklinke oder Sperrkegel. Das Sperrad kann außen, innen oder seitlich mit Zähnen versehen sein, deren Zahnform beim Lastaufwinden ein Gleiten des Sperrkegels gestatten muß.

Man führt die Sperräder im allgemeinen mit kleinem Durchmesser aus. Bei großem Durchmesser wird die Umfangskraft zwar klein, aber die Umfangsgeschwindigkeit fällt groß aus, und dies hat den Nachteil, daß beim Rückgang der plötzlich einfallende Sperrkegel einen Stoß erhält, der im Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit wächst.

Zahngesperre mit Außenzähnen.

Die Zähne des Sperrades sind auf Biegung (nicht auf Abscherung) zu berechnen. Das Material ist gewöhnlich Gußeisen oder Stahlguß und für Zahnstangenwinden Schmiedeeisen.

Ist P der Rückdruck der Last in kg unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade der zwischen Last- und Vorgelegewelle liegenden Vorgelege,

r der äußere Radius des Sperrades,

$M = Pr$ das auf die Sperradwelle einwirkende Drehmoment in kgcm,

z die Zähnezahl, t die Teilung,

k_b die zulässige Biegungsspannung in kg qcm,

b die Breite des Sperrades in cm,

Fig. 168.

Zur Zahnberechnung.

so gilt für den Fall, daß die Sperrklinke an der Zahnspitze angreift, die Biegungsgleichung

$$P.x = \frac{b\,y^2}{6} \cdot k_b.$$

Man wählt

$z = 8$ bis 12, ausnahmsweise 20,

$b = 2t$ bis t;

$x = 0{,}35\,t$ und $y = 0{,}5\,t$ für Außenverzahnung,

$k_b = 200$ bis 300 kg qcm für Gußeisen.

Dann ist

$$P.0{,}35\,t = \frac{b.(0{,}5\,t)^2}{6} \cdot k_b \text{ und mit } P = \frac{M}{r} = \frac{2\,M}{z.t}$$

$$t = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{z.k_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$

Der Durchmesser berechnet sich aus der Gleichung

$$z.t = 2\,r\,\pi.$$

Außer dieser Berechnung ist die spezifische Pressung zwischen Zahnflanke und Klinkenspitze zu prüfen, welche 100 kg qcm nicht überschreiten soll.

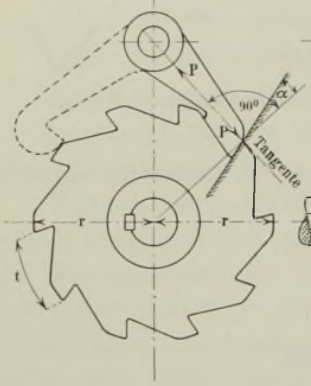
Die günstigste Eingriffsstelle der Klinke findet man in dem Berührungspunkt der vom Klinkenbolzen an den äußeren Sperradkreis gelegten Tangente, weil nur dann der Hebelarm des Klinkendruckes am größten, der Bolzendruck also am kleinsten ausfällt.

Damit die Klinke bis auf den Zahnfuß niedergleitet, muß die gerade Zahnflanke mit dem Radius einen Winkel α bilden, der größer als der Reibungswinkel ϱ ist. Man macht $\alpha \sim 15°$.

Zum Ausheben der Klinke muß dann das Getriebe etwas rückwärts gedreht und angehalten werden.

Mit radialer Zahnflanke kann man dasselbe Resultat erreichen, wenn man den Klinkendrehpunkt etwas höher legt. Man trägt zu diesem Zweck den Winkel α von der Zahnspitze nach außen an die Tangente an. Dadurch wird allerdings der Klinkendruck vergrößert. Um sicher zu sein, daß die Klinke nur am Fuß der Zähne angreift, läßt man vielfach die Anlagefläche der Klinke nach außen hin etwas zurücktreten.

Fig. 169.



Sperrad mit Außenverzahnung.

Fig. 170.

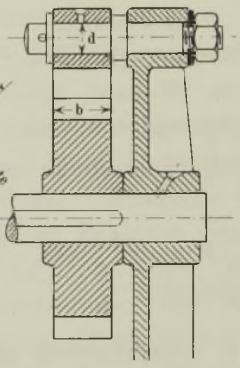
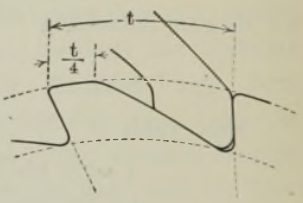


Fig. 171.



Ausbildung der Sperrzähne.

Die Zahnform ist nach Fig. 171 mit gedrungenem Rücken und guten Abrundungen an Spitze und Fuß zu entwerfen.

Nach „Hütte“ erhält man die richtigste Zahnform durch einen Kreisbogen um den Klinkendrehpunkt, oder angenähert durch die Tangente an diesen Kreisbogen. Das Einfallen der Klinke muß dann durch Gewicht oder Feder erzwungen werden. Die Zähne sind breit und niedrig zu halten, etwa 10 bis 15 mm hoch.

Empfehlenswert sind stets zwei bis drei Klinken, deren Eingriffspunkte um $^1/_2$ bzw. $^1/_3$ der Teilung gegeneinander versetzt sind.

Gegen das Herausspringen der unter dem Lastrückdruck P stehenden Klinke ist bei tangential gelegter Klinke und radialen Zahnflanken derselbe Reibungswiderstand vorhanden, den ein mit P auf seine Unterlage gedrückter Körper gegen das Verschieben bietet; bei Unterschneidung hingegen der Widerstand eines Körper, der auf eine schiefe Ebene mit dem Neigungswinkel $\alpha + \varrho$ geschoben wird.

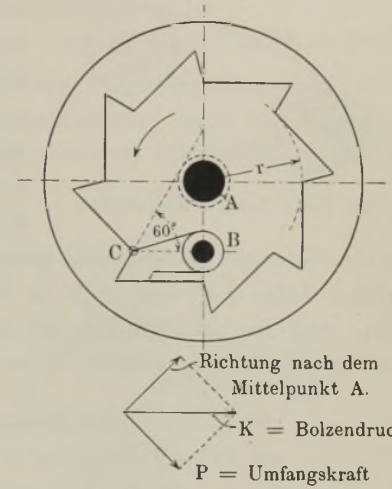
Zahngesperre mit Innenzähnen.

Mit $y = t$ und $P = \frac{M}{r} = \frac{2\pi M}{zt}$ wird wie früher

$$P.0{,}35\,t = \frac{b.t^2}{6} \cdot k_b, \quad \text{also} \quad t = 2{,}37 \sqrt[3]{\frac{M}{z.k_b} \cdot \frac{t}{b}}.$$

Die günstigste Eingriffsstelle C findet man, wenn man durch den Drehpunkt der Klinke eine Senkrechte zu AB errichtet. Durch den Schnittpunkt derselben mit dem inneren Sperradkreis vom Radius r legt man eine zu CB unter 60° geneigte Gerade, welche einen Kreis berührt, welchen sämtliche Zahnflanken tangieren.

Fig. 172.



Sperrad mit Innenverzahnung.

Klinkenbolzen.

Der Sperrklinkenbolzen wird durch den Druck K auf Biegung beansprucht. Unter der Voraussetzung, daß der Bund des Bolzens wie in Fig. 173 fest an die Stützwand angepreßt ist und mit Sicherheit angepreßt bleibt, bestimmt sich der Bolzendurchmesser aus der Biegungsgleichung

$$\frac{Kl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b,$$

worin mit Rücksicht auf Stoßwirkung

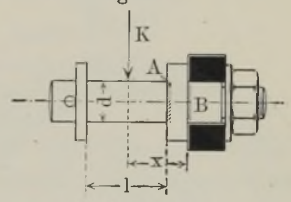
für Schmiedeeisen

$k_b = 500$ kg/qcm,

für Stahl

$k_b = 700$ bis 800 kg/qcm.

Fig. 173.



Klinkenbolzen.

Zweckmäßig wird man meist Stahl wählen, um den Bolzen nicht zu stark zu erhalten. Der Bolzendurchmesser hinter dem Bund d_B kann in Fig. 173 gleich dem Bolzendurchmesser vor dem Bund d_A gewählt werden.

Wird der Bolzen hingegen nicht durch Mutter an die Stützwand gepreßt, so liegt der gefährliche Querschnitt in B, und es wird

$$M_{max} = K.x,$$

demnach $d_B > d_A$.

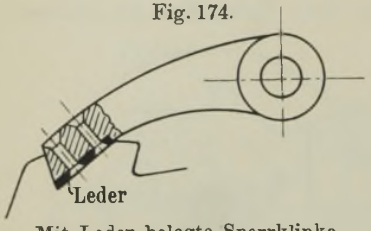
Die letztere Rechnung ist immer empfehlenswert.

Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken.

Beim Heben der Last gleiten die Sperradzähne unter der Klinke hinweg. Da das hierbei auftretende Geräusch unter Umständen störend auf die Umgebung wirkt, so sucht man dasselbe durch besondere

Konstruktionen zu vermeiden. Der Notbehelf, die Klinke nach Fig. 174 mit Leder zu belegen, schließt die Gefahr des Hängenbleibens der Klinke an der Zahnspitze ein. Außerdem sind freigehende Klinken nur bei geringer Geschwindigkeit, also nur bei Handbetrieb brauchbar. Bei Maschinenantrieb sind stets gesteuerte Klinken anzuwenden. Das Prinzip der gesteuerten Klinken besteht in der Erzeugung eines Reibungswiderstandes durch Feder oder Gewicht, welcher die Klinken aushebt und einlegt. Da hierbei der Nachteil besteht, daß unter Umständen die eingreifende Klinke auf den Zahn trifft und nicht in die Lücke, so ist es stets empfehlenswert, zwei bis drei Klinken mit getrennter Steuerung um eine halbe bzw. drittel Teilung versetzt zu verwenden.

Fig. 174.



Mit Leder belegte Sperrklinke.

Geräuschlose Klinken

von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Beim Heben wird der Schleifring *C* durch die zwischen den Stirnflächen des Schleifringes und der Bremsscheibe *D* mittels der Spiral-

Fig. 175.

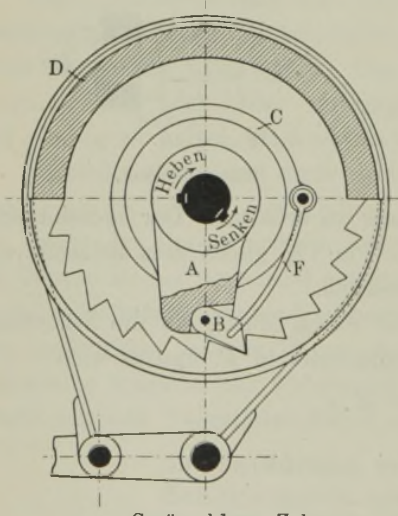
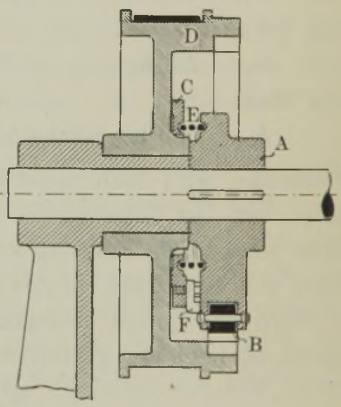


Fig. 176.



Geräuschloses Zahngesperre von Gebr. Weismüller.

feder *E* erzeugte Reibung zurückgehalten und hebt dadurch mit der Zugstange *F* die Klinke *B* aus den Zähnen, während sich der aufgekeilte Klinkenhalter *A* vorwärts dreht. Beim Senken wird durch Stange *F*,

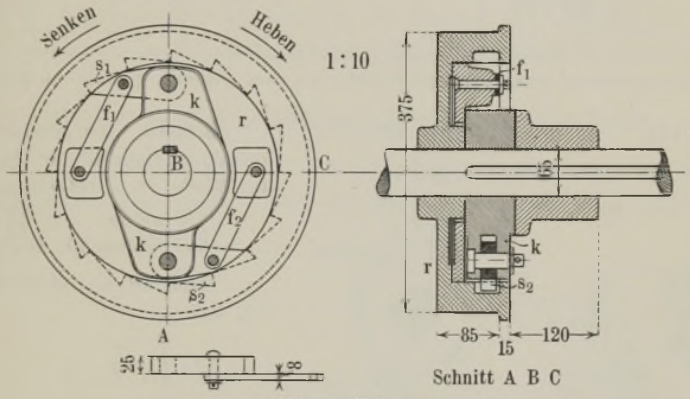
welche Klinke B und Reibring C verbindet, der Eingriff wieder hergestellt. Die als innenverzahntes Sperrad ausgebildete Bremsscheibe D sitzt lose auf der Welle.

Geräuschloses Zahngesperre

der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G., vorm. Wilke & Co., Braunschweig.

Die Sperrklinken s_1 s_2 des aufgekeilten Klinkenhalters k sind durch Schienen f_1 f_2 mit der losen Scheibe r verbunden. Beim Heben bewegt sich der Klinkenhalter k mit der Welle vorwärts, während die Scheibe r

Fig. 177. Fig. 178.



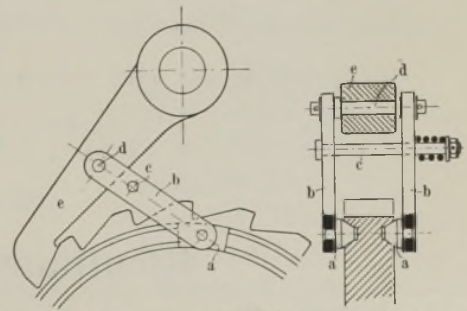
Geräuschloses Zahngesperre
der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G. Braunschweig.

infolge ihres Beharrungsvermögens etwas zurückbleibt. Dieser Vorgang genügt zum Ausheben der Klinken, die dann nachgeschleppt werden. Beim Senken bewegt sich wieder infolge des Lastrücktriebes der Klinkenhalter zuerst, während Scheibe r infolge ihrer Beharrung einen Widerstand leistet.

Die Klinken werden also eingerückt.

Die lose auf der Welle sitzende Sperrscheibe mit Innenverzahnung ist als Bremsscheibe ausgebildet.

Fig. 179. Fig. 180.



Klinkensteuerung mit seitlich angreifendem Reibzeug.

Weitere Beispiele von gesteuerten Klinken zeigen die Fig. 179 bis 184. Außerdem zeigen die Konstruktionen Fig. 238 auf S. 127 und Fig. 259 auf S. 140 gesteuerte Klinken.

Fig. 181.

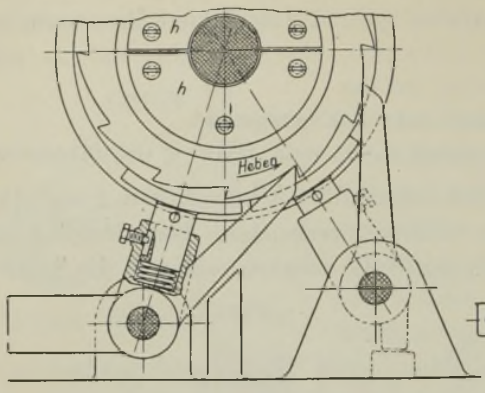
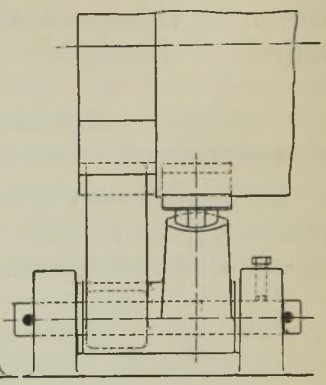


Fig. 182.



Klinkensteuerung mit durch Spiralfeder an den Umfang gepreßtem Reibzeug.

Fig. 183.

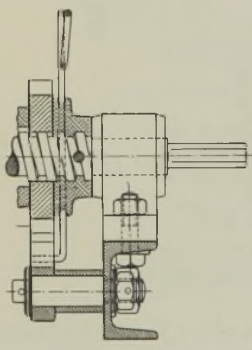
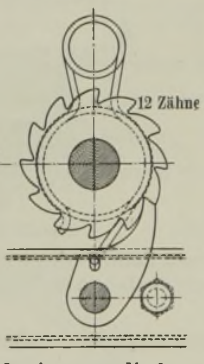


Fig. 184.



Klinkensteuerung mittels eines um die benachbarte Nabe gelegten federnden Drahtes.

Beispiel. Berechne ein außenverzahntes Sperrad für ein Moment der Welle $M = 6000$ kgcm.

Wir wählen $z = 15$; $b = t$; $k_b = 250$ kg/qcm für Grauguß.

Dann ist mit einer Zahntiefe von $0{,}35\,t$:

$$t = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{z \,.\, k_b} \cdot \frac{t}{b}}$$

$$= 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{6000}{15 \,.\, 250} \cdot 1} = 4{,}39 \text{ cm} \sim 14\,\pi.$$

Äußerer Durchmesser:

$$2\,r = \frac{z \,.\, t}{\pi} = \frac{15 \,.\, 14\,\pi}{\pi} = 210 \text{ mm}.$$

Breite $b = t \sim 45$ mm; Zahntiefe $= 0{,}35 \,.\, 43{,}9 \simeq 15$ mm.

Klinkenbolzen: Bolzendruck = Umfangskraft $= \frac{6000}{10{,}5} = 571$ kg.

Mit $k_b = 500$ kg/qcm und $l = 4{,}5$ cm wird aus $\frac{K \,.\, l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \,.\, 571 \,.\, 4{,}5}{2 \,.\, 500}} = 2{,}92 \text{ cm} \sim 30 \text{ mm}.$$

Klemmgesperre.

Die Klemmgesperre haben vor den Zahngesperren den Vorzug eines geräuschlosen Ganges, bedürfen aber einer sorgfältigeren Herstellung und sind deshalb teurer. Sie bestehen aus dem Sperrade und dem Sperrdaumen, welcher exzentrisch um den Daumenbolzen drehbar ist.

Die Wirkungsweise der Klemm- oder Reibungsgesperre ist derart, daß bei sinkender Last das Sperrad so stark gegen den Sperrdaumen gepreßt wird, daß der zwischen beiden erzeugte Reibungswiderstand ein weiteres Drehen des Rades verhindert. Beim Aufwinden der Last wird der Klemmdruck aufgehoben und der Sperrdaumen schleift auf dem Sperrade. Es bezeichne

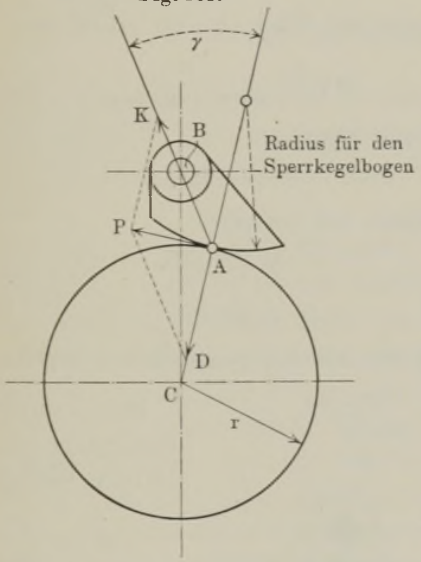
P die Umfangskraft in kg,
D den Druck zwischen Sperrdaumen und Radumfang,
μ den Reibungskoeffizienten zwischen Daumen und Rad,
γ den Winkel, welchen die durch den Berührungspunkt A gehende Radiale mit der Mittellinie BC einschließt,
α den halben Keilnutenwinkel bei Rädern mit Keilnuteneingriff.

Räder mit zylindrischen Umfangsflächen.

Für Selbsthemmung muß der durch den Druck D hervorgerufene Reibungswiderstand größer oder mindestens gleich der Umfangskraft P sein, also

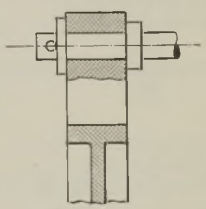
$$P \leqq \mu D \quad \text{oder} \quad D \geqq \frac{P}{\mu}.$$

Fig. 185.



Klemmgesperre mit glattem Umfang.

Fig. 186.



Schnitt zu Fig. 185.

Nun ist $\frac{P}{D} = tg\,\gamma$ und somit muß $tg\,\gamma \gtrless \mu$ sein.

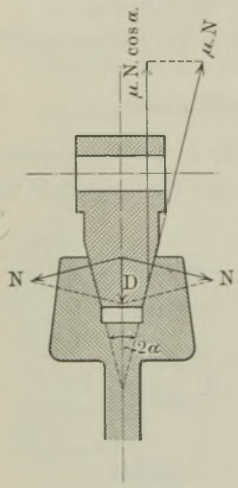
Für Gußeisen auf Gußeisen ist $\mu = 0{,}15$ und $\gamma \gtrless 8^0$.

Nimmt man der Sicherheit wegen den Winkel γ noch kleiner, so tritt der Übelstand ein, daß nach eingetretener Abnutzung leicht ein Durchdrücken des Sperrdaumens stattfinden kann, denn die ganze Vorrichtung ist mit einer Kniehebelpresse zu vergleichen. Um diesen Übelstand zu beseitigen, führt man zweckmäßig Sperrad und Sperrklinke nach Art der Keilräder mit Keilnuteneingriff aus, wodurch größere Winkel γ möglich werden.

Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff.

Nach Fig. 187 zerlegt sich der Druck D in die beiden senkrecht auf den schrägen Umfangsflächen stehenden Komponenten N. Durch N wird ein tangential gerichteter Reibungswiderstand μN erzeugt, welcher für Selbsthemmung mindestens gleich $\frac{P}{2}$ sein muß. Außerdem entsteht ein radialer Reibungswiderstand $\mu N \cos\alpha$, welcher dem Eindringen des Sperrdaumens in das Sperrad entgegenwirkt.

Fig. 187.



Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff.

Es ist $$\frac{P}{2} \leqq \mu N,$$

mit $\frac{P}{D} = tg\,\gamma$ wird $tg\,\gamma \leqq \frac{2\mu N}{D}$.

Ferner besteht nach der Figur die Beziehung

$$D - 2\mu N \cos\alpha = 2N \cdot \sin\alpha$$

und

$$D = 2N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha),$$

wonach sich der Klemmwinkel ergibt zu

$$tg\,\gamma \leqq \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}.$$

Es wird gewählt

$$\alpha = 15^0,$$

für Gußeisen auf Gußeisen

$$\mu = 0{,}15,$$

womit

$$\gamma \leqq 20^0,$$

also mehr als doppelt so groß wie bei der zylindrischen Scheibe.

Fig. 188.

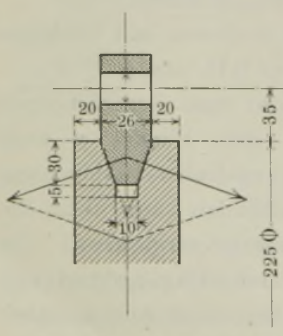
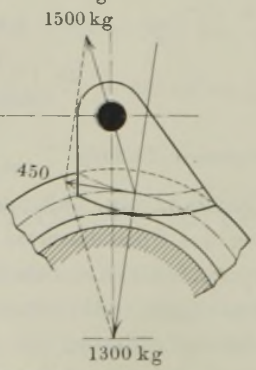


Fig. 189.



Klemmgesperre für 450 kg Umfangskraft.

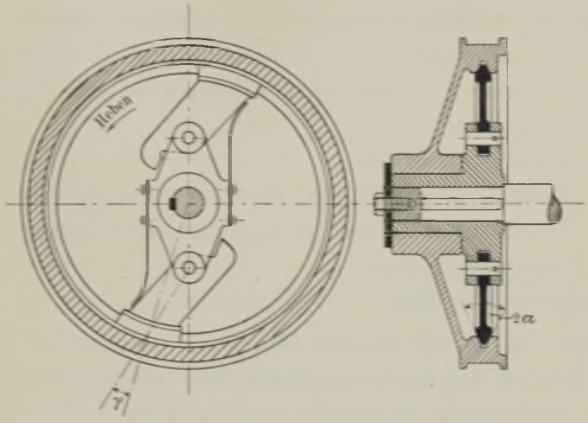
Der Druck auf den Sperrdaumenbolzen beträgt

$$K = \frac{P}{\sin\gamma}.$$

Den Bolzendurchmesser erhält man dann aus der Biegungsgleichung

$$\frac{Kl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

Fig. 190. Fig. 191.



Klemmgesperre mit innerem Sperrdaumeneingriff.

Bremsen.

Die Bremsen der Hebezeuge verfolgen den Zweck, die Geschwindigkeit der sinkenden Last zu verringern oder ganz aufzuheben.

Die Einteilung der Bremsen kann nach folgenden Gesichtspunkten erfolgen:

Bei Betrachtung des allgemeinen Falles eines Hubspieles mit Maschinenantrieb (also Auf- und Niedergang) ergibt sich die Notwendigkeit einer Bremse a) am Ende des Hubes, b) beim Schweben der Last (Gesperrewirkung), c) beim Lastsenken. Man hat demnach für a) und b) die Stoppbremse und für b) die Senkbremse. Aufgabe beider ist Energievernichtung, bei ersterer weniger, bei letzterer je nach Größe der Last und der Senkgeschwindigkeit mehr (unter Umständen auch bei Handbetrieb sehr bedeutend). Die Energievernichtung erfolgt durch Widerstände (Größe derselben an Hand des Diagramms, Fig. 192), deren schädliche Wirkungen, Abnutzung und Erwärmung bei Senkbremsen naturgemäß mehr Beachtung verdienen, als bei Stoppbremsen.

Die Energievernichtung kann a) durch Reibung (Backen-, Band- und Lamellenbremsen), b) durch hydraulische Bremsung, c) durch elektrische Bremsung (Kurzschlußschaltung) erzielt werden. Letztere wird in einem besonderen Abschnitt des elektrischen Teiles behandelt.

Einteilung der Reibungsbremsen:

1. Die verwandten Reibungsorgane (Backen-, Band-, Kegel- und Lamellenbremsen).
2. Verbindung von Gesperren mit Bremsen.
3. Handbremsen.
4. Selbsttätige Bremsen:
   a) Lastdruckbremsen (der Lastrückdruck wird durch Seilzug, Schnecke oder Gewinde zur Bremsung herangezogen).
   b) Schleuderbremsen.
5. Sicherheitskurbeln.

Auch für die in horizontaler Bewegung befindlichen Massen, die unter dem Einfluß der Beschleunigungskräfte stehen, kommen zur Erzielung des rechtzeitigen Anhaltens Stoppbremsen in Betracht.

Je nachdem die Betätigung der Bremsen durch einen direkt neben der Winde stehenden Steuermann erfolgt, oder entfernt von der Winde mittels elektrischen Stroms erfolgt, unterscheidet man **Nahsteuerung** und **Fernsteuerung.**

Bremsvorgang.

Für das Verständnis der Bremsvorgänge, also der Arbeitsweise der Bremsen bei horizontal und vertikal bewegten Massen, ist das Studium des Abschnittes: „Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen“ dringend erforderlich.

Es sei hier nur kurz auf den Bremsvorgang während des Lastsenkens hingewiesen.

a) Die schwebende Last befindet sich in Ruhe: damit die Last mit Sicherheit gehalten wird, muß ein Bremswiderstand W_0 wirken, welcher größer als die durch die Last Q abzüglich der Triebwerkreibung R ausgeübte Kraft $Q - R$ sein muß. Die Bremse wirkt als Haltebremse.

b) Anlaufperiode: Der Bremswiderstand muß während der Zeit t_1 um so viel verringert oder ganz aufgehoben werden, daß Last und Triebwerk auf die Senkgeschwindigkeit v beschleunigt werden kann.

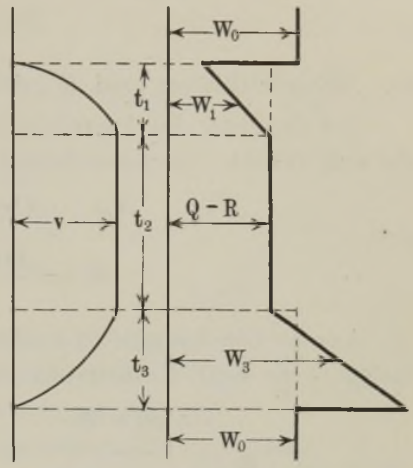
c) Beharrungsperiode: Bei Beginn derselben muß der Bremswiderstand wieder auf $Q - R$ erhöht werden, damit keine weitere Beschleunigung eintritt, sondern während der Zeit t_2 gleichförmige Bewegung vorhanden ist. Die Bremse nimmt die Arbeit der sinkenden Last auf, sie wirkt als Senkbremse (auch Regulierbremse genannt).

d) Auslaufperiode: Es muß jetzt während der Zeit t_3 eine Vergrößerung des Bremswiderstandes auf W_3 eintreten, und zwar allmählich, damit schroffe Bremswirkung vermieden wird. Nutzlast und Triebwerk sind bis auf $v = 0$ zu verzögern. Die Bremse wirkt als Stoppbremse.

e) Die schwebende Last befindet sich wieder in Ruhe: der Bremswiderstand muß wieder größer als $Q - R$ sein (Haltebremse).

Die Halte- bzw. Stoppbremse muß immer eine mechanische Bremse sein, während als Senkbremse auch der Motor benutzt werden kann.

Fig. 192.



Darstellung des Bremsvorganges während der Senkperiode.

1. Backenbremsen.

Bei denselben werden ein bzw. zwei Holz- oder Eisenklötze durch Hebelwirkung gegen die Bremsscheibe gedrückt.

Es bezeichne

P die abzubremsende Umfangskraft an der Bremsscheibe bzw. den Lastrückdruck. Maßgebend für P ist nicht nur die statische Last Q, sondern auch die dynamischen Zusatzkräfte (vgl. Fig. 192, Spitze von W_3). Ferner sind die Wirkungsgrade η der Wellen (Schneckenwellen) zu berücksichtigen;

K die am Bremshebelgriff auszuübende Kraft;

μ den Reibungskoeffizienten zwischen Klotz und Scheibe;

D den Anpressungsdruck des Klotzes, in der Figur in bezug auf die Scheibe nach unten, in bezug auf den Klotz nach oben wirkend;

μD die dadurch erzeugte Reibung. Zu unterscheiden ist hierbei μD in bezug auf die Scheibe, stets entgegen der Umlaufrichtung wirkend, und der Reibungswiderstand μD in bezug auf den Klotz, welcher im Sinne der Umlaufrichtung anzubringen ist.

An der Scheibe herrscht Gleichgewicht, wenn

$$P = \mu D,$$

also

$$D = \frac{P}{\mu}$$

ist. Sicherheitshalber muß D größer sein.

Zur Erzielung des Anpreßdruckes D ist eine Kraft K erforderlich, die sich aus der Gleichgewichtsbedingung des Hebels ergibt:

$$Ka + \mu Dc - Db = 0,$$

also

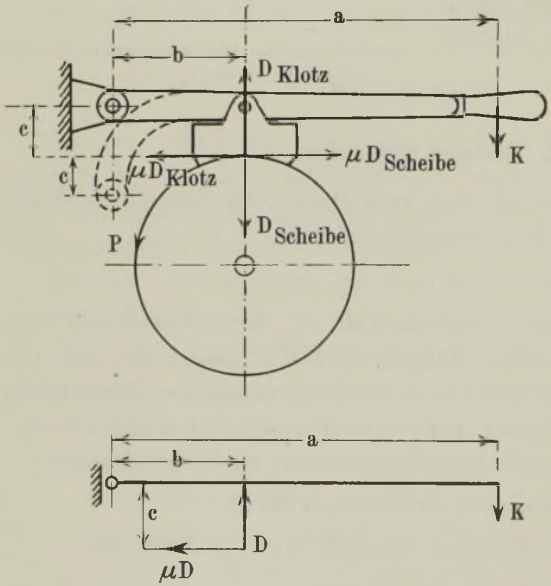
$$K = \frac{D(b - \mu c)}{a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 1)$$

Aus der Gleichung ist zu ersehen, daß in obiger Figur die Reibungskraft μD die Kraft K unterstützt, so daß diese selbst Null und negativ werden kann, sobald

$$b \leqq \mu c.$$

Die Bremse wirkt dann selbsttätig. Es ist aber nicht empfehlenswert, das Verhältnis b/c gleich oder kleiner als μ zu machen, weil sonst durch ruckweise Hemmungen ein unregelmäßiger Lastniedergang entsteht.

Fig. 193 u. 194.



Einfache Backenbremse.

Bei entgegengesetzter Drehung wirkt μD in bezug auf den Klotz nach der rechten Seite. Es wird daher

$$Ka - \mu Dc - Db = 0,$$

also

$$K = \frac{D(b + \mu c)}{a} \quad 2)$$

Es wird also K größer wie in Gleichung (1). Dasselbe ist der Fall, wenn, wie in Fig. 193 punktiert angedeutet, der Hebeldrehpunkt bei linksdrehender Scheibe unterhalb von μD liegt.

Legt man den Hebeldrehpunkt in die Richtung des tangentialen Reibungswiderstandes, so wird $c = 0$ und die Umfangsreibung bleibt ohne Einfluß auf den Bremshebel, so daß die Kraft K für Rechts- und

Linksdrehung gleich groß ist. Es wird also

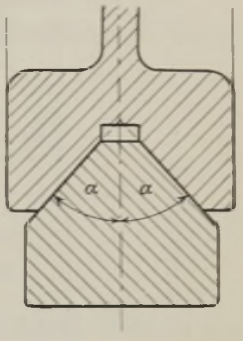
$$K.a - Db = 0, \quad \text{also} \quad K = D\frac{b}{a} \quad \cdots\cdots 3)$$

Versieht man den Scheibenumfang mit Keilnuten, die einen Winkel 2α miteinander einschließen, und bildet man den Klotz entsprechend aus, so ist für μ der Wert

$$\frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} \quad \text{mit} \quad \alpha = 22{,}5^0$$

zu setzen. Ein kleinerer Winkel als $2\alpha = 45^0$ ist nicht zulässig, weil sich sonst der Klotz in der Nut festklemmt.

Fig. 195.



Backenbremse mit Keilnuteneingriff.

K soll höchstens 15 kg betragen, wobei der Lüftweg des Bremshebels nicht größer als 500 bis 600 mm werden darf. Für den Lüftweg an der Backe genügen 2 bis 3 mm. Bei Verwendung von Bremslüftmagneten ist der Lüftweg entsprechend kürzer zu wählen (die Hubhöhe der Bremsmagneten beträgt etwa 50 mm).

Ein gutes Material für die Bremsklötze ist Pappelholz. Muß bei größeren stündlichen Bremsleistungen bei kleinen Scheibenabmessungen mit einer für das Holz gefährlichen Erhitzung der Bremsscheibe gerechnet werden, so wird weiches Gußeisen gewählt.

Um eine Abnutzung der Bremsklötze zu vermindern und den Reibungskoeffizienten konstant zu halten, empfiehlt es sich, die Bremse etwas zu schmieren (vgl. S. 109).

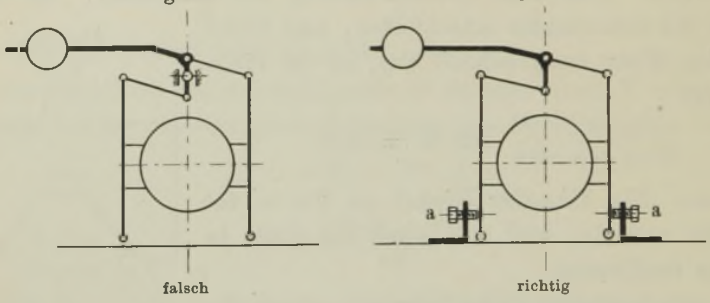
Doppelbackenbremsen.

Die Anordnung zweier Bremsklötze bezweckt eine Entlastung der Bremswelle. Diese Bremsen werden von den meisten Firmen als Haltebremsen bei elektrisch betriebenen Hebezeugen benutzt und sitzen dann in der Regel auf der Schnecken- bzw. Motorwelle, deren Kupplung als Bremsscheibe ausgebildet wird.

Damit die Doppelbackenbremsen ihren Zweck der Wellenentlastung erfüllen, ist ein gleichmäßiges Anliegen beider Backen erforderlich. Man kontrolliert die gleichzeitige Anlage der Klötze am besten durch Zwischenlegen von Papierstreifen, von denen sich einer bei ungleichmäßiger Anlage herausziehen läßt, während der andere Streifen festgeklemmt ist. Das Justieren geschieht durch Papierbeilage zwischen Bremsbacke und Hebel oder bei Lederbelag durch Abschaben des Leders.

Fehlerhaft sind solche Backenbremsen, bei denen der Bremshebel in einem festen Punkt gelagert und keine weitere Ausgleichvorrichtung vorhanden ist. Die beiden Backen lassen sich dann nur sehr schwer

Fig. 196. Fig. 197.

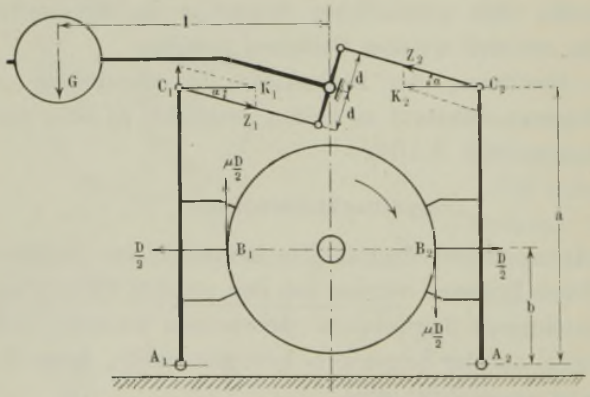


Anordnung von Doppelbackenbremsen.

auf gleichen Druck einstellen, so daß die gewünschte Entlastung der Welle und Lager nicht erreicht wird.

Auch da, wo eine gleichmäßige Einstellbarkeit vorgesehen ist, muß darauf gesehen werden, daß sich beim Lüften beide Backen abheben. Dies wird durch feste Anschläge a erzielt. Ohne Anschläge wird meist

Fig. 198.



Berechnungsskizze zur Doppelbackenbremse [1]).

nur eine Backe abgehoben, die andere Backe bleibt lose auf der Scheibe liegen und wird unnötig erwärmt und abgenützt.

Bei der Doppelbackenbremse hat jede Hälfte im Mittel die halbe Umfangskraft abzubremsen, je nach der Umlaufrichtung die eine Hälfte etwas mehr, die andere etwas weniger.

---

[1]) Zu ergänzen ist der Hebelarm c für $\frac{\mu D}{2}$ in bezug auf A_1 bzw. A_2.

Nach der nebenstehenden Fig. 198 ist ohne Zapfenreibung

$$K_1 = \frac{\frac{1}{2} Db + \frac{1}{2} \mu Dc}{a}, \qquad K_2 = \frac{\frac{1}{2} Db - \frac{1}{2} \mu Dc}{a}.$$

Die Schrägkräfte in den Zugschienen werden

$$Z_1 = \frac{D}{2} \cdot \frac{b + \mu c}{a \cdot \cos \alpha} \qquad Z_2 = \frac{D}{2} \cdot \frac{b - \mu c}{a \cdot \cos \alpha}.$$

Für den Bolzen des Gewichtshebels lautet dann die Momentengleichung:

$$Gl = Z_1 d + Z_2 d$$

$$= \frac{D}{2} \cdot \frac{b + \mu c}{a \cos \alpha} \cdot d + \frac{D}{2} \cdot \frac{b - \mu c}{a \cdot \cos \alpha} \cdot d$$

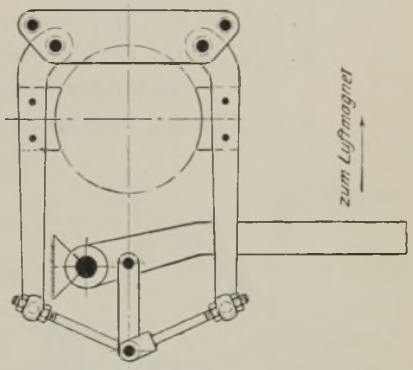
$$= \frac{D}{2} \cdot \frac{b 2 d}{a \cos \alpha},$$

also

$$G = D \frac{b}{a} \frac{d}{l} \cdot \frac{1}{\cos \alpha};$$

hierin ist wieder für den Gleichgewichtszustand $D = \frac{P}{\mu}$.

Fig. 199.



Doppelbackenbremse.

Bei der Doppelbackenbremse ist die Umlaufrichtung gleichgültig, denn in bezug auf den Gewichtsdrehbolzen heben sich die Reibungskräfte μD gegenseitig auf. Es kann also c den Wert Null haben oder negativ sein.

Reibungsleistung und Bremsscheibendurchmesser.

Der Durchmesser der meist aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellten und sauber abgedrehten Bremsscheibe bestimmt sich durch die Größe der Bremsleistung.

Ist außer den schon genannten Bezeichnungen

N der gesamte erforderliche Normaldruck,
v die Gleitgeschwindigkeit,
k die spezifische Flächenpressung zwischen Reiborgan und Bremsscheibe,
f die Reibfläche,
d der Bremsscheibendurchmesser,
b die Klotzbreite,

so wird aus der gegebenen Bremsleistung $N = \frac{P \cdot v}{75}$ mit $P = \mu N$ und $N = k \cdot f$ ganz allgemein:

$$N = \frac{k \cdot \mu \cdot v \cdot f}{75}$$

und speziell für Doppelklotzbremsen mit einer Klotzlänge $\frac{d}{2}$, also

$$f = 2\,\frac{d}{2} \cdot b \qquad\qquad \boldsymbol{d \,.\, b = \frac{75 \,.\, N}{k \,.\, \mu \,.\, v}}.$$

Nach neueren Ausführungen mit der auf S. 158 beschriebenen Jordanbremse darf $k\mu v \leqq 30$

sein, wobei v den Wert von 40 bis 50 m/sec erreichen kann. Nach „Hütte“ darf sein:

$k \,.\, v \leqq 20$ bei Stoppbremsen (also kurze Betriebszeit),
$k \,.\, v \leqq 10$ bei Senkbremsen (also anhaltendem Betrieb) und schlechter Wärmeabführung,
$k \,.\, v \leqq 30$ bei Senkbremsen und guter Wärmeabführung.

Fig. 200.

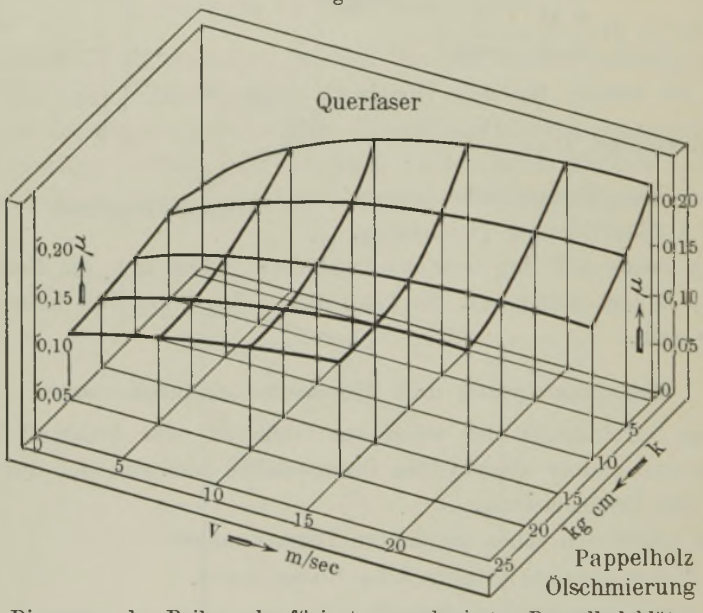


Diagramm der Reibungskoeffizienten geschmierter Pappelholzklötze.

Ferner soll die spezifische Flächenpressung nicht größer sein als

$k =$ 6 kg/qcm bei Holz und
$k =$ 10 kg/qcm bei Gußeisen.

Bei geschmierter Reibfläche ist anzunehmen

$\mu =$ 0,1 bis **0,15** für Gußeisenklötze,
$\mu =$ 0,15 bis **0,3** für Pappelholzklötze.

Nach Dr.-Ing. Jordan sind die in der „Hütte“ angegebenen Werte $k \,.\, v = 10$ bis 20 sehr niedrig. Bei der Jordanbremse sind vielfache

Ausführungen vorhanden, bei denen der Wert $k\mu v = 30$ überschritten ist. Der Reibungskoeffizient selbst wird mit der Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung veränderlich, wie das Diagramm von Schwetje[1]) (Fig. 200) zeigt.

Um ein ruhiges Laufen der Holzklötze zu erzielen und Abnutzung zu vermeiden, ist stets ein Schmiermittel erforderlich. Ungeschmierte Klötze sind nach Dr.-Ing. Jordan für größere Bremsleistungen unbrauchbar, eine Erfahrung, die weder im Hebezeugbau noch in den darauf bezüglichen Lehrbüchern beachtet wurde, und daher sowohl bei den Bremsen als auch bei den Kupplungen zu vielen verfehlten Konstruktionen und zu falscher Beurteilung der mechanischen Bremsen führte.

Fig. 201.

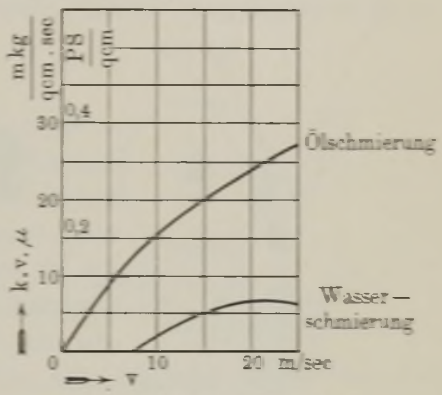


Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze.

Fig. 201 zeigt das Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze für $k\mu v$.

Die oben angegebenen Formeln und Werte setzen voraus, daß die sich in Wärme umsetzende abzubremsende Arbeit ohne gefährliche Erhitzung an die Luft abgegeben werden kann. Zahlreiche, innerhalb der Bremsscheibe angeordnete Kühlflächen, welche beim Umlaufen einen kräftigen Luftstrom erzeugen, vergrößern die Leistung einer Bremsscheibe bedeutend.

Die Belastung beträgt bei älteren Ausführungen der Jordanbremse für 1 qm Kühlfläche etwa 1200 mt. Bei einer demnächst in Betrieb kommenden Jordanbremse ist bis 2800 mt gegangen, wobei allerdings Vorsorge getroffen ist, daß die Bremse in einem Ölbade laufen kann, falls die Erhitzung der Scheibe bei stark angestrengtem Betriebe zu groß werden sollte.

Aus den aufgestellten Beziehungen geht hervor, daß der Bremsscheibendurchmesser wesentlich von der Umlaufszahl der Welle abhängig ist. Mit Rücksicht auf geringe Umfangskräfte sind schnell laufende Wellen vorzuziehen und deshalb sitzt die Bremsscheibe bei elektrisch betriebenen Winden auf der Motor- bzw. Schneckenwelle

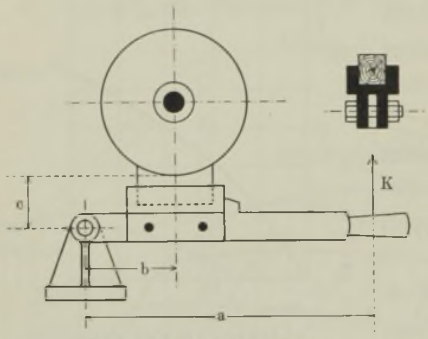
[1]) Entnommen der Doktor-Dissertation Dipl.-Ing. Heinrich Schwetje.

Nimmt man hingegen darauf Rücksicht, daß bei eintretendem Bruch eines Triebwerkteiles noch möglichste Sicherheit vorhanden sein soll, dann müßte die Bremse auf der Trommelwelle angebracht werden. Dabei würde aber eine große Umfangskraft abzubremsen sein und der Durchmesser müßte verhältnismäßig groß gewählt werden.

Drehbolzen.

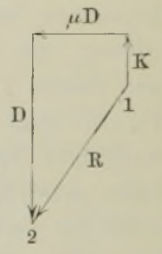
Den Druck R auf den Drehbolzen des Bremshebels erhält man am einfachsten dadurch, daß man sämtliche am Hebel wirkende Kräfte zu einem Kräftepolygone vereinigt, dessen Schlußlinie 1 bis 2 die gesuchte

Fig. 202.



Einfache Klotzbremse.

Fig. 203.



Graphische Ermittelung des Bolzendruckes.

Kraft ist. Der Bolzendurchmesser berechnet sich dann, wenn l die Länge des Bolzens ist, aus der Biegungsgleichung

$$R\,l = \frac{1}{10}\,d^3 k_b \text{ (vgl. S. 95).}$$

Bremshebel.

Ist x die Dicke und y die Höhe des Hebels in der Mitte des Bremsklotzes, so ist nach Fig. 202 das in Betracht kommende Biegungsmoment

$$K'(a-b) = \frac{x\,y^2}{6} \cdot k_b.$$

In dieser Gleichung bedeutet K' den größten vom Arbeiter bei unvernünftigem Andrücken ausübbaren Druck von 40 bis 50 kg.

Ermittelung des Lüftweges.

Ist ε der erforderliche Hub der Bremsbacke, also senkrecht zur Bremsfläche,

s der Hub des Bremshebelgriffes bzw. des Bremsgewichtes,

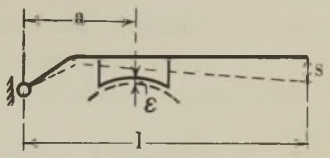
a und l Hebelarme,

so gilt für die zylindrische Klotzbremse

$$s : l = \varepsilon : a, \quad s = \varepsilon \frac{l}{a}.$$

Für $\frac{l}{a} = 5$ und $\varepsilon = 1$ mm wird $s = 5$ mm.

Fig. 204.



Lüftweg bei zylindrischer Klotzbremse.

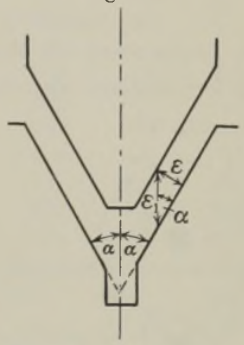
Für die Keilnutenklotzbremse wird nach Fig. 205

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon}{\sin \alpha},$$

wenn ε wieder den senkrecht zur Bremsfläche und ε_1 den entsprechenden vertikalen Hub darstellt. Mithin ist

$$s = \frac{\varepsilon}{\sin \alpha} \cdot \frac{l}{a}.$$

Fig. 205.



Lüftweg bei Keilnutenklotzbremse.

Bei sämtlichen Bremsen ist dafür zu sorgen, daß die Bremsklötze beim Lastaufwinden nicht schleifen. Sie müssen deshalb ausbalanciert werden, falls dieselben durch ihr Eigengewicht anliegen. Ferner ist der Spielraum zwischen Backe und Bremsscheibe möglichst klein, etwa 2 bis 3 mm im ausgerückten Zustande zu halten, um eine möglichst kleine Hubarbeit beim Lüften aufwenden zu müssen.

2. Kegelbremsen.

Kegelbremsen kommen infolge ihrer schwierigeren Herstellungsweise selten als selbständige Bremsen, häufig in Verbindung mit Sicherheitskurbeln vor. Die Wirkungsweise ist dieselbe wie die der Keilnutenbackenbremsen. Vgl. S. 132, wo die fast einzig übliche Form, nämlich „Drucklagerbremse“, von Becker durchgerechnet ist.

3. Bandbremsen.

Einfache Bandbremsen.

Bei den Bandbremsen wird ein Eisen- oder Stahlband um eine am Umfang abgedrehte gußeiserne Scheibe gespannt. Es bezeichne

P die zu vernichtende Umfangskraft an der Bremsscheibe wie auf S. 103,
K den Druck am Bremshebelgriff,
T die Spannung im auflaufenden Bandende,
t die Spannung im ablaufenden Bandende,
a, b und l die in die Figuren eingetragenen Hebelarme,

α den vom Bremsband umspannten Bogen, im Bogenmaß gemessen, also den Bogen im Abstande 1 von der Achse. Dieser berechnet sich aus der Anzahl der Grade zu

$$\alpha_{\text{Bogen}} = 2\pi \frac{\alpha^0}{360^0},$$

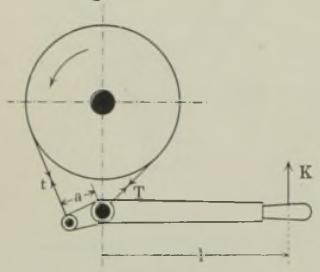
μ den Reibungskoeffizienten,

$e = 2{,}718$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

$$lg\ 2{,}71828 = 0{,}43429.$$

Bei den einfachen Bandbremsen wirkt nur die Spannung t auf den Bremshebel als Widerstand ein, während die Spannung T durch den Drehbolzen oder irgendeinen festen Punkt aufgenommen wird.

Fig. 206.



Einfache Bandbremse.

Nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen stehen die beiden Spannungen T und t in der Beziehung

$$T = t \cdot e^{\mu\alpha}$$

zueinander, und es muß, wenn bis zum Stillstande gebremst werden soll,

$$T - t = P$$

sein, also

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad \text{und} \quad T = \frac{P \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Aus der Momentengleichung

$$K l = t \cdot a$$

erhält man schließlich den Druck K am Bremsgriff.

Der Wert $e^{\mu\alpha}$ ist mittels Logarithmen zu berechnen. Es ist

$$lg\, e^{\mu\alpha} = \mu\alpha\, lg\, e.$$

Zur Berechnung des Umschlingungswinkels α im Bogenmaß gemessen, wird zweckmäßig die Grundgleichung $T = t \cdot e^{\mu\alpha}$ im natürlichen Logarithmensystem logarithmiert. Man erhält

$$ln\, T = ln\, t + \mu\alpha\, ln\, e$$

und da $ln\, e = 1$, so ist

$$\alpha_{\text{Bogen}} = \frac{ln\, T - ln\, t}{\mu}.$$

Nimmt man Briggssche Logarithmen, so würde

$$\alpha_{\text{Bogen}} = \frac{lg\, T - lg\, t}{\mu\, lg\, e}$$

Hierbei ist für den Reibungskoeffizienten bei ganz geringer Schmierung der Wert

$$\mu = 0{,}18$$

zu setzen.

In der nachstehenden Tabelle sind die Werte von $e^{\mu\alpha}$ für verschiedene Verhältnisse des umspannten Bogens α zum ganzen Scheibenumfang 2π oder 360^0 angegeben. Hierbei ist $\mu = 0{,}15$ bis $0{,}18$ für nackte Bänder und $\mu = 0{,}25$ bis $0{,}3$ für holzarmierte Bänder auf gußeisernen Scheiben.

Tabelle 26. **Werte für $e^{\mu\alpha}$.**

Umspannter Winkel in Graden .	45^0	90^0	180^0	270^0	360^0	450^0
Im Bogenmaß	$0{,}25\,\pi$	$0{,}5\,\pi$	π	$1{,}5\,\pi$	$2\,\pi$	$2{,}5\,\pi$
n fache Umschlingung	$1/8$	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1	$1\,1/4$
$\mu = 0{,}1$	1,08	1,17	1,37	1,60	1,87	2,2
$\mu = 0{,}18$	1,15	1,3	1,76	2,34	3,1	4,27
$\mu = 0{,}2$	1,17	1,37	1,87	2,57	3,5	4,8
$\mu = 0{,}25$	1,22	1,48	2,2	3,25	4,8	7,1
$\mu = 0{,}3$	1,26	1,6	2,6	4,1	6,6	10,5
$\mu = 0{,}4$	1,37	1,9	3,5	6,6	12,3	23,1
$\mu = 0{,}5$	1,48	2,2	4,8	10,5	23,1	50,7

Umspannter Winkel in Graden .	540^0	630^0	720^0	1080^0	1440^0	1800^0
Im Bogenmaß	$3\,\pi$	$3{,}5\,\pi$	$4\,\pi$	$6\,\pi$	$8\,\pi$	$10\,\pi$
n fache Umschlingung	$1\,1/2$	$1\,3/4$	2	3	4	5
$\mu = 0{,}1$	2,57	3,00	3,5	6,6	12,3	23,1
$\mu = 0{,}18$	5,45	7,5	9,6	29,8	93,4	282,0
$\mu = 0{,}2$	6,6	9,0	12,3	43,4	152,4	535,5
$\mu = 0{,}25$	10,6	15,6	23,1	111,3	550,0	2 520
$\mu = 0{,}3$	16,9	27,0	43,4	285,7	1 881	12 392
$\mu = 0{,}4$	43,4	81,3	152,4	1 881	23 228	286 754
$\mu = 0{,}5$	111,3	244,1	535,5	12 392	286 754	6 636 000

Bei den meisten Konstruktionen ist das Verhältnis $\frac{\alpha}{2\pi} = 0{,}7$ ($\alpha = 252^0$), für welchen Fall bei nacktem Band mit $\mu = 0{,}18$

$$e^{\mu\alpha} = 2{,}2 \text{ ist.}$$

Die Wirkung der einfachen Bandbremse ist ungefähr 2,5 mal so kräftig wie die der Backen- und Kegelbremse. Die Bremswirkung läßt sich durch Vergrößerung des Umschlingungswinkels (Durcheinanderstecken der beiden Bandenden, mehrfach umschlungene Bänder) oder durch ein Bremsband mit gegliedertem Holzbelag steigern. Reibungskoeffizient im letzteren Falle

$$\mu = 0{,}25 \text{ bis } 0{,}3.$$

Läßt man die Bremsscheibe in entgegengesetzter Richtung umlaufen, so vertauschen sich die Bandspannungen T und t und die zum Bremsen erforderliche Kraft wird größer, nämlich

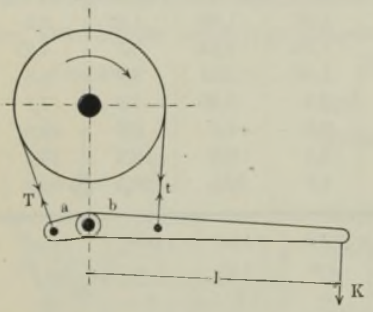
$$K_1 = \frac{T.a}{l}.$$

Differentialbandbremsen.

Bei denselben benutzt man die Bandspannung T mit zum Anziehen des Bremshebels und läßt zu diesem Zweck auch dieses Bandende an einem Hebelarm, statt am festen Drehbolzen angreifen.

Bei der Differentialbandbremse kann man deshalb, ebenso wie bei der Differentialbackenbremse, den Druck am Bremshebelgriff beliebig verkleinern bzw. bei gleichem $K.l$ eine größere Umfangskraft P bremsen.

Fig. 207.



Differentialbandbremse.

Da die Kraft T gemeinsam mit der Kraft K den Hebel anziehen soll, so müssen die Momente beider Kräfte in demselben Sinne wirken.

Es ist hier wieder

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1}, \qquad T = \frac{P e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

$$K.l = t.b - T.a, \quad K = \frac{t.b - T.a}{l}.$$

K wird Null oder negativ, wenn $T.a = tb$, oder da $T = t.e^{\mu\alpha}$, so wird für diesen Fall $b \leqq a.e^{\mu\alpha}$, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig, verwandelt sich also in ein Gesperre. Man wähle jedoch b stets etwas größer als $a.e^{\mu\alpha}$.

Wenn das Bremsband 0,7 des ganzen Scheibenumfanges umspannt, liefert

$$b = 2{,}5 \div 3\,a$$

brauchbare Werte. Die Größe des Hebelarmes a beträgt aus konstruktiven Gründen 30 bis 50 mm.

Ermittelung des Lüftweges und Hebelausschlages.

Einfache Bandbremse.

Es bezeichne

- s den zum Anziehen der Bremse erforderlichen Weg des Bremshebelgriffes bzw. des Bremsgewichtes,
- σ die hierbei auftretende Bandverkürzung,
- ε die Abhebung des Bandes senkrecht zur Bremsfläche (mindestens 1 mm),
- α den Umschlingungswinkel im Bogenmaß,
- a und l die Hebelarme des Bremshebels.

Der Verschiebungsweg σ des Bandes ergibt sich bei voller Umschlingung aus der Betrachtung der Umfänge des anliegenden und des

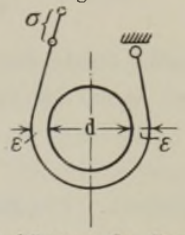
abgehobenen Bandes. Es ist nach Fig. 208 bei voller Umschlingung $\alpha = 2\pi$:

$$(d + 2\varepsilon)\pi - d\pi = 2\varepsilon\pi,$$

daher Verschiebungsweg des Bandes

$$\sigma = 2\varepsilon\pi.$$

Fig. 208.



Verkürzung des Bandes.

Bei beliebigem Umschlingungswinkel wird

$$\sigma = \varepsilon \,.\, 2\pi \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \varepsilon\alpha.$$

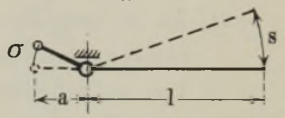
Aus der Beziehung

$$\sigma : a = s : l$$

ergibt sich dann der Hebelausschlag nach Fig. 209:

$$s = \frac{\sigma}{a} \cdot l.$$

Fig. 209.



Hebelausschlag bei einfachen Bandbremsen.

Differentialbandbremse.

Ist σ_1 der Ausschlag am Hebelarm a,

σ_2 der Ausschlag am Hebelarm b,

so ergibt sich die Bandverkürzung bzw. -verlängerung aus der Differenz der Wege der beiden Bandenden

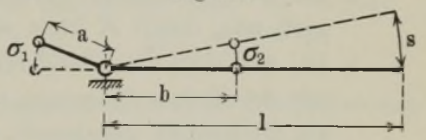
$$\sigma = \sigma_2 - \sigma_1.$$

Es verhält sich dann

$$\frac{\sigma_1}{a} = \frac{\sigma_2}{b} = \frac{s}{l},$$

also $\sigma_1 = \frac{a\,s}{l}$, $\sigma_2 = \frac{b\,s}{l}$.

Fig. 210.



Hebelausschlag bei Differentialbandbremsen.

Setzt man diese Werte in die Gleichung $\sigma = \sigma_2 - \sigma_1$ ein, so erhält man $\sigma = \frac{s}{l}(a - b)$ und damit $s = \frac{\sigma \,.\, l}{a - b}$.

Für Bandbremsen mit wechselnder Umlaufrichtung ergibt sich auf dieselbe Weise ohne weiteres

$$s = \frac{\sigma}{a + b} \cdot l.$$

Für die einfache Bandbremse wird mit $\frac{l}{a} = 10$ und $\varepsilon = 1$ mm bei voller Umschlingung $\sigma = 2\varepsilon\pi = 2 \,.\, 1 \,.\, \pi = 6{,}28$ mm, also

$$s = \sigma \frac{l}{a} = 6{,}28 \,.\, 10 = 62{,}8 \text{ mm}.$$

Ist bei einer Bremse der volle Hebelausschlag 600 mm, $a = 60$ mm, $l = 1400$ mm, so ist der entsprechende Lösungsweg der Bremse

$$\sigma = \frac{a}{l}\, s = \frac{60}{1400} \cdot 600 \simeq 26 \text{ mm}.$$

Derselbe würde den lichten Durchmesser des Bandes beim vollständigen Lösen, wenn der umschlungene Bogen $3^1/_2 \pi$ beträgt, um

$$2\,\varepsilon = \frac{2\,\sigma}{\alpha} = \frac{26}{1{,}75\,\pi} = 4{,}75 \text{ mm}$$

vergrößern. Die Bremse zieht daher sehr sanft an.

Regeln für die Anordnung der Bandbremsen.

1. Es ist stets die für das Lastsenken in Frage kommende Drehrichtung der Scheibe maßgebend und daher vor allem festzulegen.
2. Das auflaufende Band mit der Spannung T muß bei den Differentialbremsen stets am kleinen Hebelarm a, das ablaufende Bandende mit der Spannung t am größeren Hebelarm b wirken, weil sonst T als Widerstand am Hebel auftreten würde, während T bei richtiger Anordnung den Bremshebeldruck unterstützt.
3. Die Bandenden müssen möglichst mit den dazugehörigen Hebelarmen einen rechten Winkel bilden, damit das Anziehen des Bandes und die Bremsung schnell beginnt.
4. Der vom Bremsband umspannte Scheibenumfang soll möglichst groß sein, damit K klein wird.
5. Bei den einfachen Bandbremsen muß das ablaufende Bandende mit der kleinen Spannung am Hebel, das auflaufende Bandende am Drehbolzen angebracht werden.
6. Das Gewicht des Bremshebels muß, falls die Bremsen nicht als Lüftbremsen gebaut sind, lösend auf den Bremshebel einwirken, weil sonst das Bremsband durch unnötiges Schleifen auf der Scheibe vorzeitig abgenutzt wird. Unter Umständen ist der Hebel durch Gegengewicht auszubalancieren, oder er ist während des Lasthebens aufzuhängen.

Gang und Berechnung für Bandbremsen.

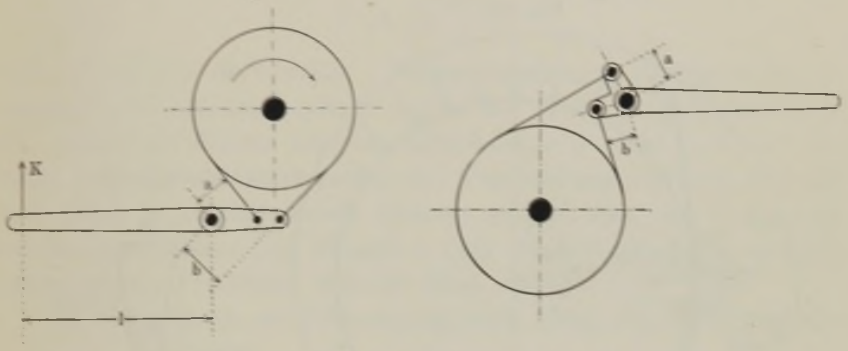
1. Bestimmung der Umlaufrichtung beim Lastsenken.
2. Wahl des Scheibendurchmessers und Kontrolle nach S. 117.
3. Berechnung der beiden Bandspannungen T und t.
4. Bestimmung der Hebelarme a, b und l.
5. Berechnung der Bremskraft K und des Lüftweges.
6. Bremsbanddimensionen.
7. Bolzen.
8. Hebel.

Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung.
(Summenbremsen.)

Dieselben müssen so angeordnet werden, daß der Druck am Bremshebelgriff für beide Drehrichtungen gleich groß ausfällt.

Die Spannungen T und t treten hier beide als Widerstand für den Hebel auf. Da sich nun beim Wechsel der Umlaufrichtung die

Fig. 211. Fig. 212.



Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung.

Werte von t und T vertauschen, so muß, wenn dieser Wechsel ohne Einfluß auf die Hebelkraft K bleiben soll, $a = b$ sein. Es ist hier

$$Kl = t.b + T.a, \quad \text{woraus mit } b = a \quad K = \frac{a(t+T)}{l}.$$

Die Wirkungsweise der Summenbremsen ist die der Backenbremsen für wechselnde Drehrichtung.

Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile.

Bremsscheibendurchmesser.

Die auf Seite 107 für Klotzbremsen angegebenen allgemeinen Beziehungen gelten auch sinngemäß für Bandbremsen. Dort war die Formel

$$N = \frac{k\mu v f}{75}$$

aufgestellt worden. Mit dem Umschlingungswinkel $\alpha = 270^\circ = 1{,}5\,\pi$ im Bogenmaß gemessen, und einer Reibfläche $f = d\,\pi\,b\,\frac{3}{4}$ wird für Bandbremsen

$$d.b = \frac{30\,N}{k.\mu.v}.$$

Hierbei kann $k.\mu.v \leqq 30$

oder nach „Hütte“ $k.v \leqq 30$ sein. Dieser Wert ist aber sehr niedrig.

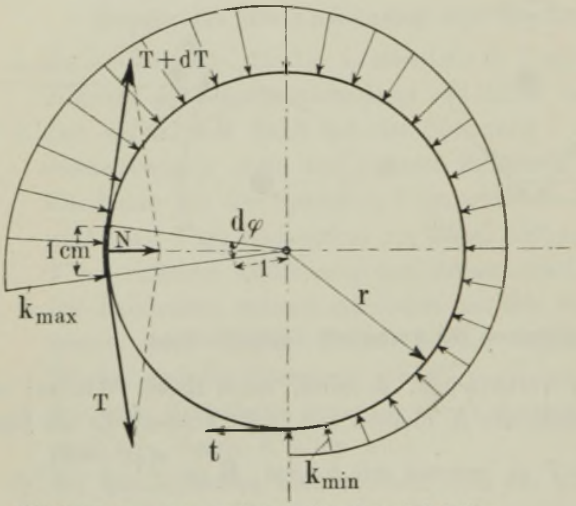
Der Normaldruck N nimmt bei Bandbremsen von der Seite der kleinen Bandspannung t nach dem Gesetz $T = te^{\mu\alpha}$ nach der Seite der

ablaufenden Bandspannung T zu. Für einen Streifen von 1 cm Höhe und b cm Breite, an dessen unterer und oberer Seite die annähernd gleichen Bandspannungen T (genauer T und $T + dT$) angreifen, ermittelt sich nach Dipl.-Ing. Bergner der Normaldruck N mit der Beziehung:

$$\frac{d\varphi}{1} = \frac{1}{r} \text{ (Fig. 213) und } \frac{d\varphi}{N} = \frac{1}{T} \text{ (Fig. 214),}$$

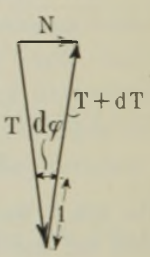
wenn $d\varphi$ im Bogenmaß gemessen $N = T . d\varphi = T \frac{1}{r}$.

Fig. 213.



Flächenpressungen zwischen Band und Scheibe.

Fig. 214.



Krafteck für den Normaldruck N.

Da N den Druck auf den ganzen Flächenstreifen $b . 1$ cm darstellt, so ist der Druck pro qcm

$$k_{max} = \frac{N}{b} = \frac{T}{rb} \text{ als größte Einheitspressung und}$$

$$k_{min} = \frac{t}{rb} \text{ als kleinste Einheitspressung.}$$

Der gesamte Normaldruck ist $N = \frac{P}{\mu}$.

Bei einer Reibfläche $f = b(r . \pi 1{,}5)$, wenn $\alpha = 270^0$, ist daher die mittlere für die Formel $db = \frac{30\,N}{k\mu v}$ maßgebende mittlere Einheitspressung:

$$k = \frac{N}{f} = \frac{N}{b . r\pi . 1{,}5}.$$

Bremsband.

Das Bremsband ist stets aus der im auflaufenden Trum herrschenden größten Spannung T auf Zug zu berechnen. Die größte, unabhängig von der normalen Umfangskraft P für Band und Gestänge

in Frage kommende Kraft T entsteht in der Schlußbremsperiode (vgl. in Fig. 192, S. 103, die Ordinate W_3). Es ist demnach nicht richtig, hier nur die von der ruhenden Last herrührende Umfangskraft P einzusetzen, sondern es muß noch die zur Verzögerung erforderliche Zusatzkraft mit berücksichtigt werden. Außerdem behält μ nicht immer den normalen Wert 0,18 bis 0,2 bei. Bei selten gebrauchten, schlecht gewarteten Bremsen kann μ bis auf 0,5 anwachsen. Es ist also zu rechnen

$$T = \frac{P' e^{\mu' \alpha}}{e^{\mu' \alpha} - 1},$$

wenn P' die sich aus Nutzlast — Triebwerkreibung + Verzögerungskraft ergebende Scheibenumfangskraft und μ' der größte Reibungskoeffizient ist. Damit die Bremse bei etwa auftretendem μ' nicht zu schroff anzieht, muß für Gewichtsbremsen eine Verschiebung des Gewichtes auf dem Hebel in ziemlich weiten Grenzen möglich sein, um richtig einregulieren zu können (vgl. Beispiel S. 124). Das Bandmaterial ist meist unbearbeitetes Flacheisen, seltener Stahl.

Ist b die Breite des Bremsbandes nach Abzug der Nietlöcher oder Ausschnitte,

s die Dicke desselben,

k_z die zulässige Zugspannung in kg/qcm,

so gilt allgemein für den Querschnitt des Bremsbandes $T = b \,.\, s \,.\, k_z$.

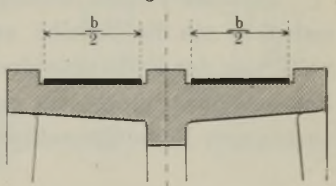
Die Dicke s ist zu wählen. Mit Rücksicht auf die erforderliche Biegsamkeit nimmt man $s = 2$ bis 4 mm.

Mit der Breite b geht man der gleichmäßigen Anlage wegen nicht gern über 80 mm. Ergibt die Rechnung einen größeren Wert, so legt man, wie in Fig. 215, zwei Bänder auf dieselbe Scheibe.

$k_z = 300 \div 450$ kg/qcm für schmiedeeiserne Bänder,

$k_z = 600 \div 800$ kg/qcm für Stahlbänder.

Fig. 215.



Geteiltes Bremsband.

Die höheren Werte, insbesondere $k_z = 800$ kg/qcm, beziehen sich auf die Bandstärke nach erfolgter Abnutzung. An den Bandenden, wo keine Abnutzung auftritt, sind die schwächenden Nietlöcher zu berücksichtigen.

Die Rechnung erstreckt sich demnach zweckmäßig

1. auf das der Abnutzung unterworfene Band mit

$$T = b \,.\, s_{\text{abgenutzt}} \,.\, k_z,$$

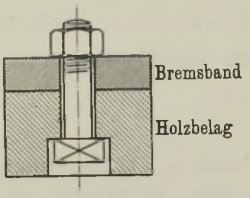
2. auf das verschwächte Band, bei einem Nietlochdurchmesser d, mit

$$T = (b - d) \,.\, s_{\text{nicht abgenutzt}} \,.\, k_z.$$

Armierte Bremsbänder.

Zur Vergrößerung des Reibungswiderstandes werden die Bremsbänder häufig mit Holz, Leder oder Asbest armiert und erstere als Gliederbremsen bezeichnet.

Fig. 216 [1]).

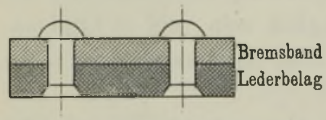


Befestigung des Holzbelages.

Holzbelag: Der aus hartem Holz herzustellende Belag ist mit Kopfschrauben zu befestigen und dann im Inneren genau auf den Scheibendurchmesser abzudrehen.

Lederbelag: Vielfach wird an Stelle des Holzbelages ein Lederriemen genommen, der mit Kupfernieten am Bremsband zu befestigen ist.

Fig. 217.



Befestigung des Lederbelages.

Das Lüftspiel des Bremsbandes, worunter der bei gelüfteter Bremse zwischen Scheibe und Bremsband vorhandene Spielraum zu verstehen ist, soll in radialer Richtung gemessen 2 bis 3 mm nicht überschreiten. Um den Lüftspielraum gleichmäßig zu verteilen, ist bei Gliederbremsen die Anbringung von Stellschrauben am Umfange des Bandes erforderlich, die in besonderen Stützen befestigt sind, und auch das Eigengewicht des armierten Bandes aufzunehmen haben (Fig. 280 auf S. 156).

Mehrfach umschlungene Bremsbänder.

Einzelne Firmen schlingen das Bremsband von 8 bis 12 mm Dicke mehrfach um die Scheibe und bezwecken dadurch ebenfalls eine Vergrößerung des Reibungswiderstandes. Der Nachteil des unvollkommenen Anschmiegens infolge der großen Bandstärke ist durch Einsetzen eines niedrigeren Reibungskoeffizienten zu berücksichtigen.

Befestigung der Bremsbandenden am Hebel.

Die Fig. 218 bis 220 zeigen einfache Anschlüsse. Man nietet das Band entweder zu einer Schleife zusammen und schiebt durch Schleife und Hebel einen Bolzen, oder man schiebt über den Bolzen zunächst ein Scharnier aus Schmiedeeisen oder Stahlguß.

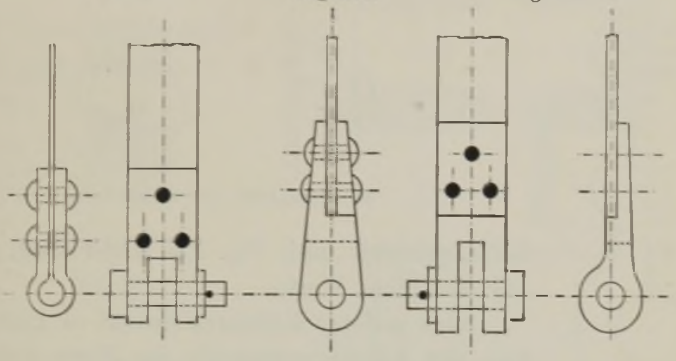
Behufs Justierung werden häufig die Scharniere mit Nachstellvorrichtung hergestellt, wie dies die Fig. 221 bis 223 andeuten.

---

[1]) Da Schubkräfte zu übertragen sind, bekommt der Schraubenbolzen besser kein Spiel.

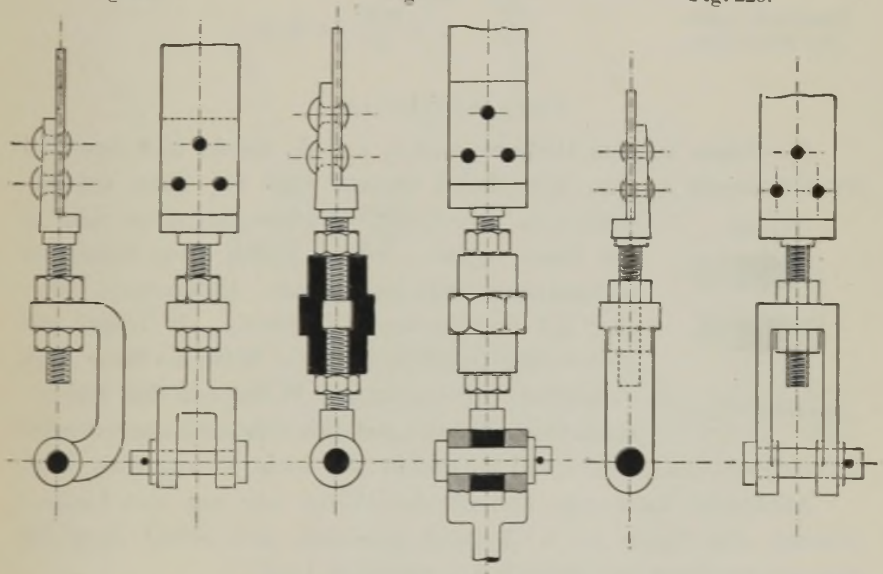
Die Nieten, deren Durchmesser 4 bis 8 mm beträgt, werden kalt eingezogen und sind auf Biegung zu berechnen, weil bei Kaltnietung der Reibungsschluß nicht genügend ausfällt.

Fig. 218. Fig. 219. Fig. 220.



Einfache Bandbefestigungen am Bremshebel.

Fig. 221. Fig. 222. Fig. 223.

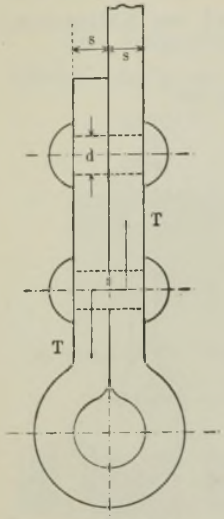


Nachstellbare Bandbefestigungen am Bremshebel.

Man führt die Nietung für beide Bandenden gleich aus und setzt die größere Bandspannung $T = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$ in Rechnung (vgl. S. 119).

Mit dem Moment $\frac{T \cdot s}{2}$ lautet bei z-Nieten die Biegungsgleichung (Fig. 224) $\frac{T \cdot s}{2} = \frac{z \cdot d^3}{10} \cdot k_b$, worin $k_b \sim 600$ kg qcm.

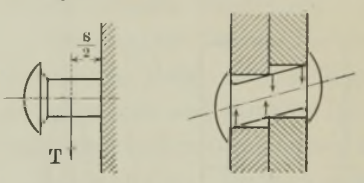
Fig. 224.



Kraftwirkung an den Bandnieten.

Hierbei ist der Belastungsfall nach Fig. 225 zugrunde gelegt. Diese Rechnung ist nicht ganz einwandfrei, weil sich der Niet bei nicht vorhandenem Reibungsschluß nach Fig. 226 schief stellt, ergibt aber reichliche Werte.

Fig. 225. Fig. 226.



Belastungsfall der Bandnieten.

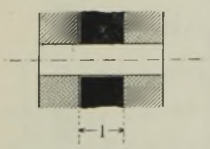
Nach anderer Rechnung genügt es auch, wenn man den Abscherquerschnitt der Niete gleich dem Bandquerschnitt macht. Es ist also ungefähr

$$z\frac{\pi d^2}{4} = b \cdot s.$$

Scharnierbolzen.

Die Bolzen mit den Durchmessern d_1 und d_2, welche zum Anschluß der Scharniere an den Bremshebel dienen, sind nur dann auf Abscheren zu berechnen, wenn sie ganz ohne Spiel in den Augen sitzen. Sobald jedoch etwas Spielraum vorhanden ist, tritt Biegung ein. Andererseits liefert aber die Berechnung des Bolzens, als Träger mit gleichmäßig verteilter Last von Mitte bis Mitte Auge aufliegend, zu ungünstige Werte, da die Befestigungsweise des Bolzens den Voraussetzungen einer solchen Berechnung nicht voll entspricht und nicht so ungünstig liegt.

Fig. 227.



Scharnierbolzen.

Annähernd kann man deshalb den Bolzen nur auf eine Länge l zwischen den Augen als freitragend annehmen und erhält dann die Biegungsgleichung bei gleichförmig verteilter Last

$$\frac{Tl}{8} = \frac{1}{10} d_1^3 k_b \quad \text{bzw.} \quad \frac{tl}{8} = \frac{1}{10} d_2^3 k_b,$$

worin $k_b = 600\,\text{kg/qcm}$ gesetzt werden kann.

Ermittelung des Drehbolzendurchmessers.

Die Kraft, mit welcher der Drehbolzen auf Biegung beansprucht wird, findet man am einfachsten auf graphischem Wege. Sie ist die

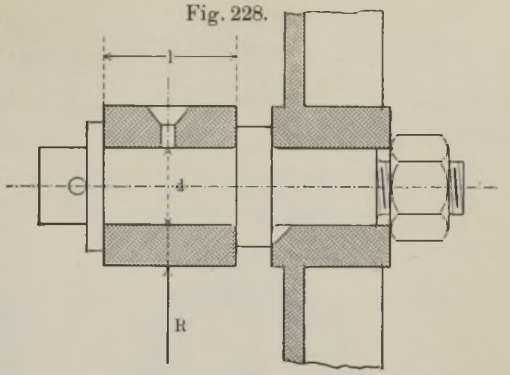
Resultierende sämtlicher auf den Hebel einwirkenden Kräfte, d. h. die Schlußlinie des Kräftepolygons.

Der Bolzendurchmesser bestimmt sich dann aus der Gleichung

$$\frac{R.l}{2} = \frac{1}{10} d^3 . k_b,$$

worin $k_b = 600\,\text{kg/qcm}$.

Fig. 228.



Drehbolzen für den Bremshebel.

Fig. 229.

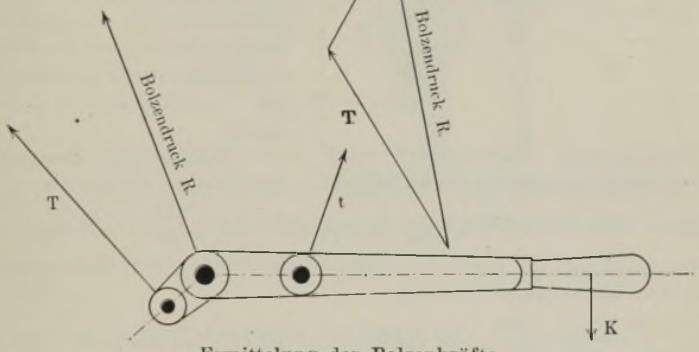


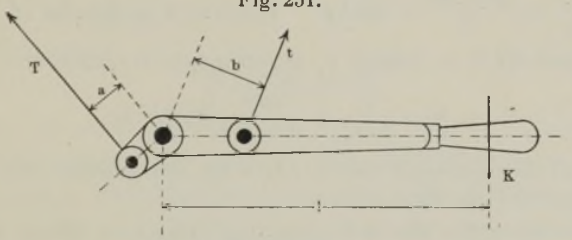
Fig. 230.

Ermittelung der Bolzenkräfte.

Bremshebel.

Die Dimensionen des Hebels sind vorläufig in der Konstruktion anzunehmen und die Anstrengung nachträglich zu kontrollieren. Maß-

Fig. 231.

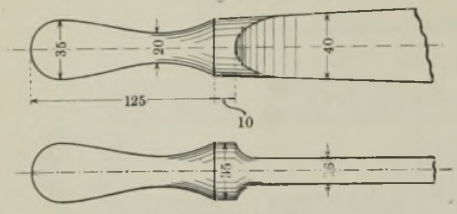


Bremshebel.

gebend ist immer das größte auf den Hebel einwirkende Moment. Dasselbe beträgt in Fig. 206 (S. 112)

$$M_b \sim K.l,$$

Fig. 232.



Bremshebelgriff.

und in vorstehender Fig. 231

$M_b \sim Kl - tb$, bzw. $K.l.$

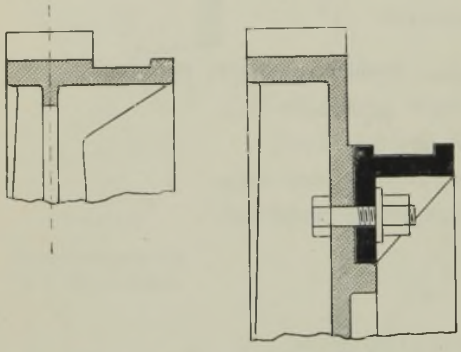
Es muß dann der Biegungsgleichung

$$M_b = \frac{xy^2}{6} k_b,$$

mit $k_b \leqq 600$ kg/qcm genügt sein, wenn x die Breite und y die Höhe des Hebels ist.

Fig. 233 und 234 zeigen Bremsscheiben, welche direkt an das benachbarte Stirnrad gegossen bzw. geschraubt sind.

Fig. 233. Fig. 234.



Verbindung der Bremsscheiben mit Stirnrädern.

Beispiel. Berechne eine einfache Bandbremse für ein größtes abzubremsendes Moment von 6000 kgcm an der Bremswelle gemessen, welche 500 Umdrehungen in der Minute macht.

Gewählt wird: Bremsscheibendurchmesser 400 mm; $a = 50$ mm; $l = 600$ mm. Die Umfangskraft der Bremsscheibe wird $\frac{6000}{20} = 300$ kg.

Bandspannungen bei einem Umschlingungswinkel von 270° und nacktem Band mit $\mu = 0{,}18$ bei richtiger Wartung:

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{300}{2{,}34 - 1} = 224 \text{ kg}; \qquad T = te^{\mu\alpha} = 224 \,.\, 2{,}34 = 524 \text{ kg}.$$

Bremsgewicht:

$$K = t\,\frac{a}{l} = 224 \cdot \frac{5}{60} \simeq 18{,}7 \text{ kg}.$$

Bei schlechter Wartung wird mit $\mu = 0{,}4$, also $e^{\mu\alpha} = 6{,}6$, nach Tabelle 26:

$$t = \frac{K\,.\,l}{a} = \frac{18{,}7\,.\,60}{5} = 224 \text{ kg}; \qquad T = t\,.\,e^{\mu\alpha} = 224\,.\,6{,}6 = 1480 \text{ kg}.$$

Bremsband für $T = 1480$ kg, $k_z = 800$ kg/qcm für Stahl, $\delta = 3$ mm,

$$b = \frac{T}{\delta\,.\,k_z} = \frac{1480}{0{,}3\,.\,800} \simeq 6{,}2 \text{ cm}.$$

Bei zweireihig gesetzten Nieten von 8 mm Durchmesser und 1 mm Zugabe für Abnutzung wird das Band 80×4.

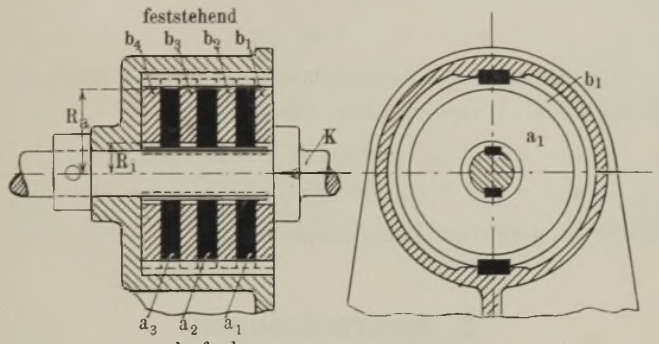
Bei Berechnung des Bandes für $\mu = 0{,}18$, also $T = 524$ kg, hätte sich mit $k_z = 600$ kg/qcm ein Querschnitt 30×4 ergeben, so daß bei 1 mm Abnutzung die Anstrengung für $\mu = 0{,}4$, also $T = 1480$ kg auf 1645 kg/qcm gestiegen wäre.

Die Bremskraft am Scheibenumfang beträgt bei $\mu = 0{,}4$ $P = T - t = 1480 - 224 = 1256$ kg, während nur 300 kg abzubremsen sind. Die Bremse würde hiernach schroff wirken, wenn nicht das Gewicht entsprechend verschoben würde.

4. Lamellenbremsen.

Dies sind Scheibenbremsen mit seitlicher Bremsfläche. Um den axialen Druck bzw. die Flächenpressung zu verringern, ordnet man statt eines einfachen Scheibenpaares mehrere Scheiben an, die abwechselnd

Fig. 235.



Lamellenbremse.

teils mit der Welle, teils mit dem feststehenden Bremsgehäuse verbunden sind, sich aber in ihrer Achsenrichtung frei verschieben lassen. Auf diese Weise pflanzt sich der Anpressungsdruck von einem Scheibenpaar zum anderen fort.

Bezeichnet

R die abzubremsende Umfangskraft mit Rücksicht auf die dynamischen Zusatzkräfte, gemessen am mittleren Halbmesser der Bremsflächen,

K den zur Erzeugung von P erforderlichen axialen Anpressungsdruck,

n die Anzahl der reibenden Bremsflächen,

μ den Reibungskoeffizient,

so gilt die Beziehung

$$P = K . \mu . n.$$

Als Material wird Gußeisen auf Rotguß oder auf Vulkanfiber bei sauberster Bearbeitung der ebenen oder unter Umständen auch keilförmig gestalteten Bremsflächen verwendet. Die Scheiben sind in der Mitte zweckmäßig auszusparen, weil, wie bei den Spurzapfen, die spezifische Pressung nach der Mitte zu wächst und außerdem die Wärme am Umfang besser abgeführt werden kann.

Wenn die Bremsen als Senkbremsen verwendet werden und in diesem Falle größere Energiemengen zu vernichten haben, dann läßt

man die Bremsflächen am besten in einem Ölbade laufen. Hierbei ist

$$\mu \text{ zu } 0{,}05,$$

ohne Ölbad μ zu 0,1

anzunehmen.

Während bei Benutzung als Halte- oder Stoppbremse der spezifische Druck in den Bremsflächen bis

$$k = 6 \text{ kg/qcm}$$

betragen darf, hat man bei Senkbremsen dafür zu sorgen, daß die für 1 qcm Bremsfläche zu vernichtende Arbeit

$k.v < 10$ bei schlechter Wärmeabführung,

$k.v < 30$ bei guter Wärmeabführung ist.

Beispiele ausgeführter Lamellenbremsen S. 134 und 136.

5. Sperradbremsen.

Bei Winden gewöhnlicher Art ist in der Regel ein Sperrad und eine Handbremse in getrennter Anordnung angebracht. Das Sperrad soll dann die Last im aufgewundenen Zustande schwebend erhalten und die Handbremse dient zum gleichförmigen Herablassen der Last.

Diese getrennte Anordnung hat den Nachteil, daß der Arbeiter zunächst die Sperrklinke bei festgehaltener Kurbel auslösen muß, bevor er die Bremse anziehen kann. Die verschiedenen Handgriffe, welche zum Herablassen der Last bei einfachen Bremsen vorgenommen werden müssen, können ein Herabstürzen der Last zur Folge haben, wenn der Arbeiter die Kurbel nach dem Ausklinken und vor dem Anziehen der Bremse losläßt.

Diese Nachteile vermeidet man durch eine zweckmäßige Kombination von Bremse und Sperrad, wodurch die Sperrad- oder Lösungsbremsen entstehen. Man kann dann beim Lastsenken sofort die Kurbel loslassen und die Last durch Lüften des Bremshebels herabbremsen, ohne daß man die Sperrklinke anzuhaken braucht.

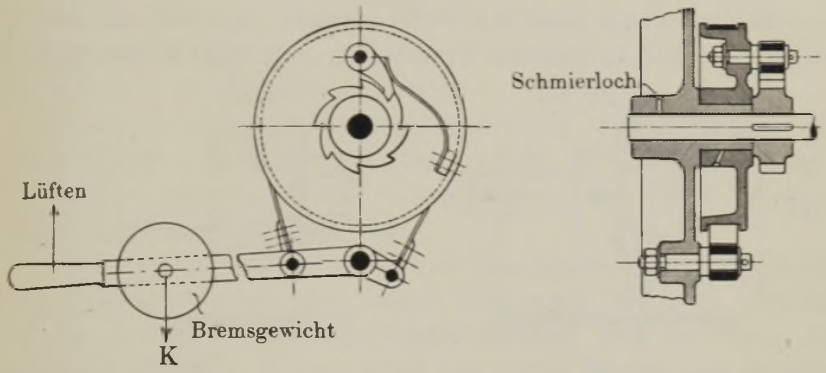
Die Lüftbremsen sind beständig durch eine konstante Gewichts- oder Federbelastung angezogen. Es muß dann die stets gebremste Scheibe bei der einen Drehrichtung ein Lastaufwinden gestatten, bei der entgegengesetzten Drehrichtung das Sinken der Last so lange verhindern, bis der Bremshebel gelüftet worden ist.

Die Bremswirkung dieser Sperrbremsen kann nur nach einer Seite erfolgen.

Beckersche Sperradbremse.

Die Bremsscheibe sitzt lose auf der Bremswelle. Das Bremsband ist durch die Belastung des Hebels stets gespannt. Das Sperrad ist

Fig. 236.



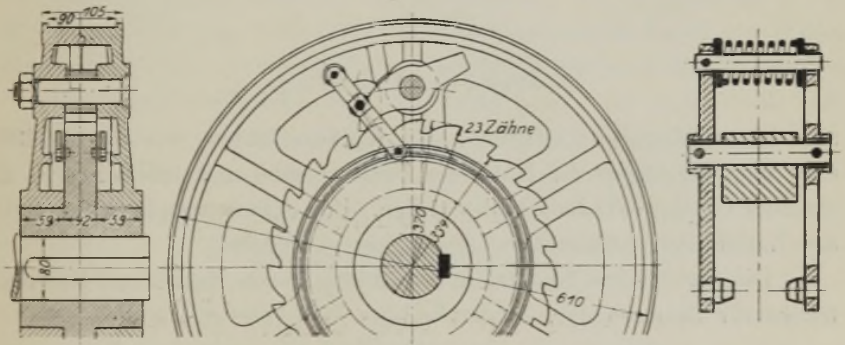
Beckersche Sperradbremse.

auf die Welle aufgekeilt und der Bolzen der Sperrklinke ist in dem Boden der Bremsscheibe befestigt.

Lastheben: Die Bremsscheibe dreht sich nicht, weil sie durch das gespannte Band gehalten wird. Das Sperrad gleitet infolgedessen unter der Sperrklinke hinweg.

Last schwebt: Die schwebende Last sucht die Bremswelle rückwärts zu drehen; die Zähne des Sperrades legen sich gegen die Sperr-

Fig. 237. Fig. 238. Fig. 239.



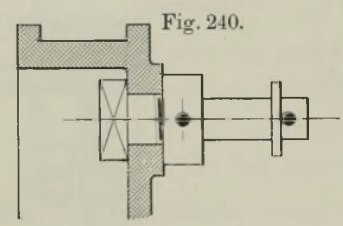
Sperradbremse mit gesteuerten Klinken.

klinke, finden aber einen Widerstand, weil die Bremsscheibe mit dem Klinkenbolzen durch das gespannte Bremsband an der Drehung verhindert ist.

Lastsenken. Sobald man den Bremshebel lüftet, treibt die sinkende Last die Bremswelle an und Sperrad nebst Bremsscheibe drehen sich. Das Lüften der Bremse hat vom Arbeiter in der Weise zu erfolgen, daß ein gleichmäßiges Herabsinken der Last stattfindet.

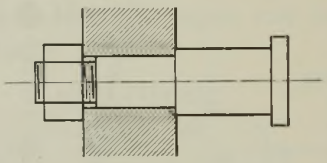
Beim Lastheben wird die Bremsscheibe beständig durch das gespannte Bremsband gegen die Welle gedrückt. Um die dadurch entstehende schädliche Reibung fernzuhalten, setzt man die Bremsscheibe

Fig. 240.



Klinkenbolzenbefestigung.

Fig. 241.



Bolzenbefestigung.

Fig. 242.

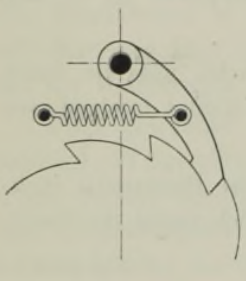


Fig. 243.

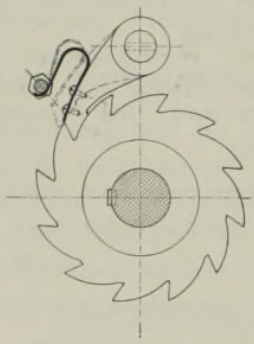
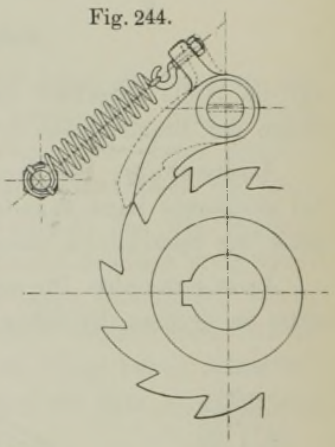


Fig. 244.



Anordnung von Klinkenfedern.

auf das verlängerte Lagerauge des Windenschildes, wie in Fig. 236, oder man verlängert die Nabe der Bremsscheibe und läßt dieselbe in die Bohrung des Windenschildes treten. Für entsprechende Schmierung der Laufflächen ist durch Schmierlöcher zu sorgen.

Die Fig. 240 bis 244 stellen Anordnungen von Bolzen und Klinkenfedern für Bremsen dar.

6. Selbsttätige Bremsen.

Die von Hand bedienten Senkbremsen eignen sich nicht für zuverlässige Regelung der Senkgeschwindigkeit und zum Anhalten der Last in jeder beliebigen Höhe, insbesondere nicht für lebhaften Betrieb

und hohe Leistungen, weil schon geringe Änderungen im Hebelausschlag schroffen Wechsel im Bremsdruck und sehr erhebliche Unterschiede in der Bremswirkung hervorrufen, die sich nur bei außergewöhnlicher Übung vermeiden lassen.

Die Bremsen müssen deshalb bei Maschinenantrieb selbsttätig wirken. Soweit es sich um mechanische Bremsen handelt, sind zwei Konstruktionslösungen zu unterscheiden: a) die Ausbildung der Lastdruckbremsen, b) die Schleuderbremsen.

Letztere scheiden aus, weil sie kleine Lasten langsamer senken als große, so daß z. B. der leere Lasthaken, der im allgemeinen ebenso oft wie eine angehängte Last zu senken ist, eine störend langsame Senkgeschwindigkeit zur Folge hat.

Ein Abbremsen der beträchtlichen Ankermassen bei Motorantrieb durch Senkbremsen ist nach beiden Richtungen hin nicht möglich. Soll die lebendige Arbeit der Triebwerkmassen auch im Sinne des Lasthebens verrichtet werden, so ist eine zweite Bremse, eine Magnet- oder elektrische Bremse erforderlich.

a) Lastdruckbremsen.

Das Prinzip dieser Lastdruckbremsen oder Senksperrbremsen besteht in der Betätigung der Bremsorgane durch die Last selbst. Hierbei wird der Lastrückdruck durch Seilzug, Schnecke oder Gewinde zur Bremsung herangezogen.

Da das Drehmoment des Reibungswiderstandes etwas größer als das von der Last erzeugte Drehmoment sein muß, so ist beim Senken die Differenz beider Momente zu überwinden, bei Handbetrieb durch die Kurbel oder das Haspelrad, bei Maschinenantrieb durch den Motor. Das Heben bedingt eine Ausschaltung der Bremswirkung durch Gesperre.

Die Lastdruckbremse wird zweckmäßig nur als Senkbremse verwendet. Wollte man sie gleichzeitig zur Verzögerung der Massen als Stoppbremse verwenden, so müßte das Reibungsmoment gegenüber dem Lastmoment sehr groß gewählt werden. Dadurch würde aber ein übermäßig hoher Arbeitsverbrauch beim Senken bedingt, der für alle Lasten annähernd gleich groß ist und etwa dem Heben der halben Last gleichkommt. Es ist deshalb noch eine besondere Stoppbremse erforderlich, die als Magnetbremse in Verbindung mit der Lastdruck-Senkbremse Fernsteuerung gestattet.

Der Reibungswiderstand während des Lastsenkens ändert sich nicht proportional mit der Last, weil der Reibungskoeffizient μ mit wachsender Belastung sinkt. Es ist deshalb zweckmäßig, die Metallreibflächen im

Ölbad laufen zu lassen, damit μ möglichst konstant bleibt. Hierbei ist im Mittel $\mu = 0{,}05$.

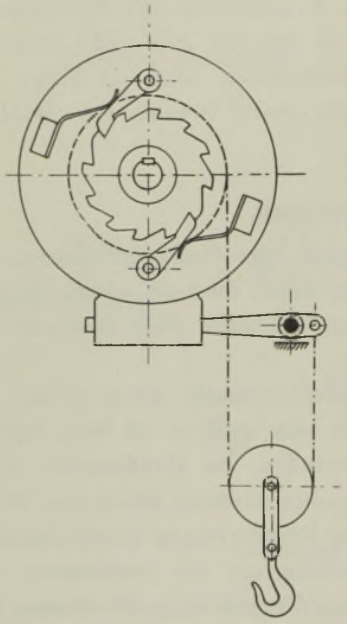
Für richtige Wärmeableitung gilt nach S. 126

$$k \cdot v \leqq 30.$$

1. Seil-Lastdruckbremsen.

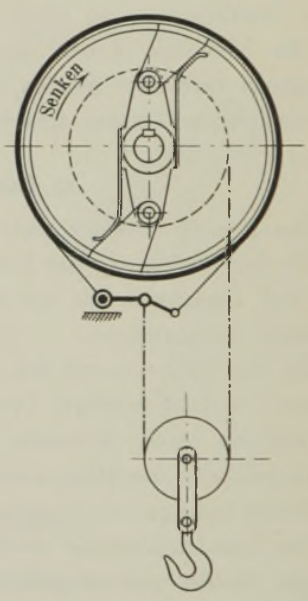
Nach Fig. 245 wird das sonst an einem festen Punkt angebrachte Seilende mit dem Bremshebel verbunden. Die lose auf der Welle sitzende Bremsscheibe wird also stets gebremst. Die Verbindung mit der Welle erfolgt entweder durch ein aufgekeiltes Sperrad, dessen Klinkenbolzen im Bremsscheibenboden befestigt sind, oder durch ein

Fig. 245.



Klotzbremse mit Zahngesperre, durch Seilzug betätigt.

Fig. 246.



Bandbremse mit geräuschlosem Gesperre, durch Seilzug betätigt.

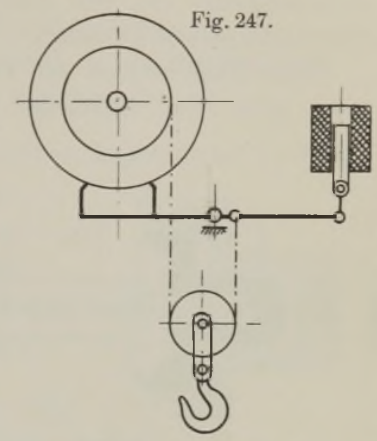
geräuschloses Gesperre mit aufgekeiltem Klinkenträger und als Keilnute ausgebildetem Bremsscheibeninnenrand nach Fig. 246.

Während des Senkens ist infolge der Wirkungsweise der Gesperre Kupplung zwischen Bremsscheibe und Welle vorhanden und der unter dem Einfluß der Last stehende Bremshebel erzeugt den erforderlichen Bremswiderstand. Während des Hebens kann sich die Bremswelle ungehindert drehen, weil das Gesperre wirkungslos ist, die gebremste Scheibe also stehen bleibt.

Das Gesperre kann durch Anordnung eines Magneten vermieden werden. Beim Senken ist der Magnet stromlos, die Bremse also angezogen. Beim Heben erhält der Magnet Strom, lüftet also die Bremse.

Eine besondere Stoppbremse läßt sich entbehren, wenn das Bremsmoment gegenüber dem Lastrückdruckmoment groß ausgeführt und die Bremse während des Senkens von diesem Überschuß entlastet wird, indem der Magnet mit vorgeschaltetem Widerstand Strom erhält.

Fig. 247.



Klotzbremse mit Magnet durch Seilzug betätigt.

2. Schnecken-Lastdruckbremsen.

Bei Schneckengetrieben sucht die durch die Last erzeugte Umfangskraft des Schneckenrades die Schneckenwelle in ihrer Achse zu verschieben. Dieser Druck wird zur Erzeugung eines Reibungswiderstandes benutzt, dessen Moment dem Lastmoment das Gleichgewicht hält.

Der zur Erzielung des Reibungswiderstandes beim Senken erforderliche Anpressungsdruck wächst im gleichen Verhältnis mit der Last. Man wählt den Bremswiderstand $^1/_5$ bis $^1/_3$ größer als den Lastzug.

Beim Senken muß der Überschuß: Bremswiderstand — Lastzug durch den äußeren Antrieb überwunden werden. Beim Heben wird die Bremse durch ein Gesperre oder durch einen Magnet abgeschaltet.

Die nachstehend beschriebenen Lastdruckbremsen von Becker, Lüders und Bolzani dienen dem Handbetrieb, besonders bei Schneckenflaschenzügen und Laufkatzen.

Bei elektrischem Antrieb wird die Reibfläche zweckmäßig als Lamellenfläche ausgebildet, wie die beschriebene Lastdruckbremse der Benrather Maschinenfabrik zeigt. Eine besondere Stoppbremse wird hier häufig bei sehr groß gewähltem Sicherheitsüberschuß unter Inkaufnahme eines hohen Stromverbrauches weggelassen.

Schnecken-Lastdruckbremse
von E. Becker.

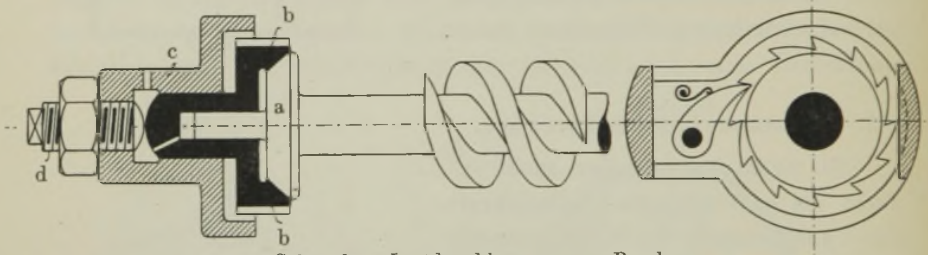
Auf der Schneckenwelle sitzt der Vollkegel *a*, welcher von dem axialen Schneckendruck, den die aufzuwindende Last erzeugt, in den Hohlkegel *b* gedrückt wird. Dieser Hohlkegel *b* stützt sich gegen die

Druckschraube d, welche in einer fest mit dem Gestell des Hebezeuges verbundenen Büchse c sitzt.

Der Hohlkegel b ist ferner an seinem äußeren Umfange als Sperrrad ausgebildet und wird durch eine eingreifende Sperrklinke an der Rückwärtsdrehung gehindert.

Beim Emporwinden der Last gleiten nun die Zähne des Sperrrades unter dem Sperrkegel hinweg und die vermöge des axialen

Fig. 248.



Schnecken-Lastdruckbremse von Becker.

Schneckendruckes gekuppelte Schneckenwelle dreht sich mit dem Hohlkegel b, weil die Reibung in der Kegelkupplung größer ist, wie zwischen dem Zapfen des Hohlkegels und dem Stützzapfen. Nach Loslassen der Kurbel oder des Haspelrades wird die Last schweben bleiben, weil der bei hängender Last stets ausgeübte Kupplungsdruck die beiden Kegel der Kupplung verbindet und der Sperrkegel das Sinken der Last hindert.

Das Lastsenken wird durch Drehen am Haspelrade in der Senkrichtung erreicht, wodurch der Reibungswiderstand in der Kegelkupplung überwunden wird.

Diese Drucklagerbremse, für welche nachstehende Rechnung durchzuführen ist, fällt in ihren Dimensionen sehr klein aus.

Berechnung.

Es bedeute:

P den Haspelzug beim Heben der Last,
a den Kurbelarm,
K den Zahndruck in Richtung der Schneckenachse,
α den Steigungswinkel des Schneckengetriebes.
r den Schneckenradius,
$\mathfrak{r}$ den Halszapfenhalbmesser,
$\mathfrak{r}_1$ den Spurzapfenhalbmesser,
μ den Zapfenreibungskoeffizienten,

$\varrho = 7^0$ den Reibungswinkel des Schneckenmaterials unter Berücksichtigung der Zahn- und Schraubenreibung,
b den mittleren Bremskegelhalbmesser,
P_1 den Haspelzug beim Rücktrieb,
W den Umfangswiderstand in der Kegelkupplung,
$\mu_1 = tg\,\varrho_1$ den Reibungskoeffizienten in den Bremsflächen,
β den halben Kegelwinkel der Kegelkupplung.

Die Rücktriebkraft ist unter Einsetzung umgekehrter Vorzeichen bestimmt durch die Schraubengleichung:

$$P_1 = \frac{K[r\,tg(\alpha - \varrho) - \mu r_1]}{a + \mu r}.$$

Der Umfangswiderstand des Bremskegels ergibt sich mit

$$P_1 . a = W b$$

zu

$$W = \frac{K[r\,tg(\alpha - \varrho) - \mu r_1]}{a + \mu r} \cdot \frac{a}{b}.$$

Als Beziehung zwischen Einpressungsdruck K und Umfangskraft W haben wir die unter dem Abschnitt „Keilräder" entwickelte Gleichung

$$W = \frac{\mu_1 K}{\sin\beta + \mu_1 \cos\beta},$$

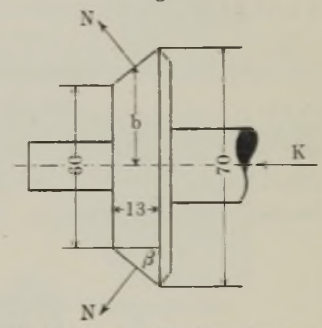
und mit $tg\,\varrho_1$ für μ_1

$$W = \frac{K . \sin\varrho_1}{\sin(\beta + \varrho_1)}.$$

Aus den beiden Werten für W ergibt sich:

$$\sin(\beta + \varrho_1) = \frac{(a + \mu r) b . \sin\varrho_1}{[r\,tg(\alpha - \varrho) - \mu r_1] . a}$$

Fig. 249.



Vollkegel der Lastdruckbremse.

In der Regel nimmt man β (= 21°) an und bestimmt den mittleren Bremskegelhalbmesser b aus der Gleichung:

$$b = \frac{a[r\,tg(\alpha - \varrho) - \mu r_1]\sin(\beta + \varrho_1)}{(a + \mu r)\sin\varrho_1}.$$

Gebräuchliche Ausführungswerte für Flaschenzüge:

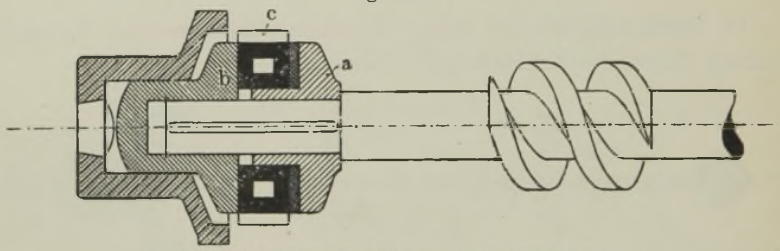
$\alpha = 22^0$; $\beta = 21^0$ ($\beta = 28^0$ ist Grenzwert).
$\varrho = 7^0$; $\mu = 0{,}08$; $\mu_1 = tg\,\varrho_1 = 0{,}08$.

Die Breite des Bremskegels ermittelt sich wie bei den Konuskupplungen aus der zulässigen spezifischen Pressung.

Schnecken-Lastdruckbremse
von Lüders (D. R.-P. Nr. 32820).

Die Kegelkupplung der Beckerschen Konstruktion ist bei dieser Lastdruckbremse durch eine Lamellenkupplung ersetzt. Zwischen den beiden durch Feder mit der Welle verbundenen schmiedeeisernen Druckscheiben a und b, von denen die linke mit einem Stützzapfen

Fig. 250.



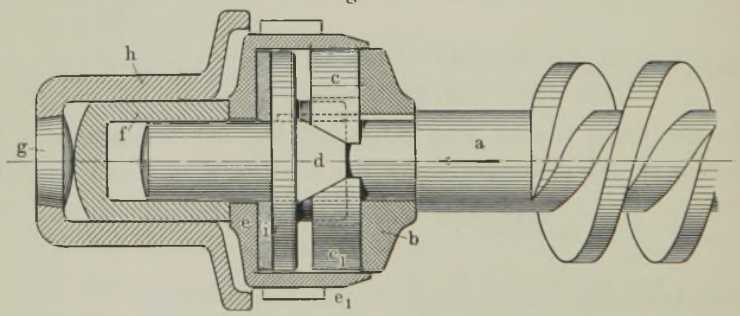
Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders.

versehen ist, sitzt lose das Sperrad c, welches wieder den Rückgang der Last hindert. Zwischen dem aus Bronze gegossenen und mit Fettkammer versehenen Sperrade c und der Druckscheibe a ist eine Lederscheibe angebracht, welche die Lamellenkupplung elastisch gestalten soll.

Schnecken-Lastdruckbremse
von Bolzani (D. R.-P. Nr. 75977).

Die Schneckenwelle a wird durch die Last längs in der Richtung des Pfeiles belastet. Es drückt infolgedessen Bund b der Welle die beiden halbringförmigen Bremsbacken c und c_1 gegen die schiefen

Fig. 251.



Maximbremse von Bolzani.

Flächen der keilförmigen Ansätze der auf der Welle axial verschiebbaren, aber undrehbar befestigten Scheibe d. Dadurch wird eine Spreizung der Bremsbacken gegen die Zylinderfläche der Bremsmuffe e_1

hervorgerufen, während der Längsdruck auf die Keilflächen durch die Scheibe *d* sich gegen die Ebene *e* der Bremsmuffe stützt. Die weitere Druckübertragung findet dann von der Bremsmuffe auf die lose Spurbüchse *f*, von dieser schließlich auf den Spurzapfen *g* statt, der sich in dem festen Lager *h* des Flaschenzuggehäuses oder Windengestelles befindet.

Schnecken-Lastdruckbremse

der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, Cöln (D. R.-P. Nr. 130820).

Diese Bremse ist statt des bei den anderen Konstruktionen üblichen Spurzapfens und Sperrades mit einem Kugellager und einem Walzengesperre ausgestattet.

Nach Fig. 252 und 253 ist das linke Ende der Schneckenwelle *g* in dem Bremsgehäuse *a* gelagert und trägt innerhalb derselben eine mit ihr fest verbundene Reibungsscheibe *f*. Außerdem liegt im Gehäuse *a* eine Reibrollenscheibe *c*, deren keilförmige Aussparungen für die Rollen *d* so gestaltet sind, daß sich die Scheibe *c* im Gehäuse *a*

Fig. 252.

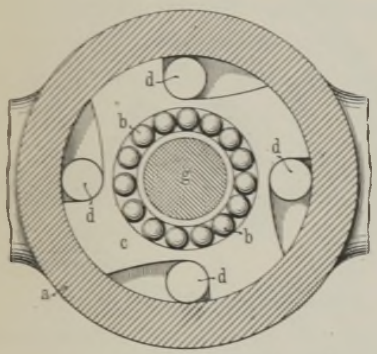
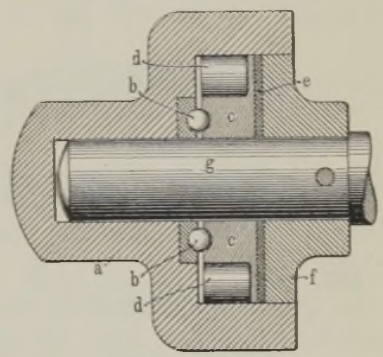


Fig. 253.



Rücklaufbremse der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.

in der Aufwinderichtung frei drehen kann. Beim Drehen nach der anderen Richtung dagegen bremst sich die Scheibe *c* im Gehäuse *a* mittels der Rollen *d* fest.

Um die Drehung der Scheibe *c* im Gehäuse *a* möglichst zu erleichtern, ist zwischen beiden ein Kugellager *b* statt der sonst üblichen Stützzapfen angeordnet, während zwischen den Scheiben *fc* behufs Erhöhung der Reibung eine Lederscheibe *e* liegt.

Die Wirkungsweise ist folgende: Beim Heben der Last wird die Schneckenwelle *g* nach rechts gedreht. Hierbei ist die Reibung infolge des Kugelstützlagers sehr gering. Hört die Kraftwirkung auf, so wird durch den Rücktrieb der Last die von der Scheibe *f* mitgenommene

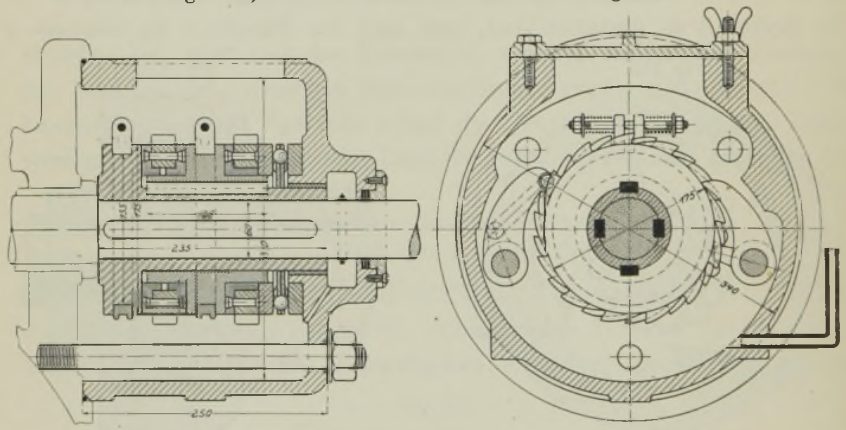
Friktionsscheibe c durch die Rollen d im Gehäuse a festgebremst. Da nun zwischen c und e nach wie vor Reibungsschluß besteht, so kann die Last nicht sinken. Erst durch Ziehen an der Haspelkette im Sinne der Senkrichtung kann ein Senken der Last bewirkt werden. Walzen- und Kugelgesperre eignen sich nur für ganz kleine Kräfte, da eine gleichmäßige Anlage der einander gegenüberliegenden Sperrteile nicht zu erwarten ist.

Schnecken-Lastdruckbremse

der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Benrather Werk.

Die in Fig. 254 und 255 abgebildete Bremse ist in die Hauptwinde eines Viermotorenkranes für 30 t Tragkraft und 21 m Spannweite eingebaut. Der Hubmotor leistet bei 540 Uml./min. 26 PS und treibt die Trommel von 500 mm Durchmesser durch ein doppelgängiges Schnecken-

Fig. 254[1]. Fig. 255.



Schnecken-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik.

getriebe 1:15 und ein Stirnrädervorgelage 1:4. Hubgeschwindigkeit 2,4 m/min. Die elastische Kupplung zwischen Motor- und Schneckenwelle dient einer elektromagnetischen Luftbremse als Bremsscheibe.

Die Lastdruckbremse selbst ist mit einem Kugelstützlager am Ende der Schneckenwelle in eine vollständig geschlossene, gegen das Schneckengehäuse geschraubte gußeiserne Büchse mit Ölbad eingebaut und besteht aus einem doppelten Lamellensatz mit zwei Sperrädern. Die drei Bremsflächen der lose eingesetzten Sperräder sind mit Vulkanfiber belegt. Die beiden Sperrklinken, von denen die eine als Zahn, die andere als Haken ausgeführt ist, arbeiten geräuschlos mit Selbst-

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1103.

steuerung durch einen Stellzaum nach Fig. 259 (S. 140). Die Klinken sind zwischen zwei Stiften auf den Stehbolzen untergebracht.

Beim Heben gestatten die Sperrklinken freie Drehung der Sperrscheiben, es findet keine Bremsung statt. Bei der Bewegungsumkehr werden die Sperrscheiben durch die Klinken festgehalten, es findet Bremsung statt.

Bezeichnet mit Bezug auf die Fig. 254 und 255

Z den Zahndruck des auf dem Gewinde verschiebbaren Ritzels beim Lastrücktrieb,

R den Halbmesser des Ritzels,

M_s das durch den Rücktrieb der Last erzeugte und zu bremsende Moment,

K den durch die Schraube erzeugten Axialdruck,

r den mittleren Halbmesser der Schraube im Gewinde,

α den Steigungswinkel der Schraube,

ϱ den Reibungswinkel derselben,

R_a und R_i den äußeren und inneren Halbmesser der Bremsscheibe,

M_B das durch den Druck K in den Bremsflächen erzeugte Reibungsmoment,

so ist zunächst das Moment, welches die Welle im Sinne des Senkens zu drehen sucht,

$$\boldsymbol{M_s = ZR.}$$

Die Reibungsverluste im Triebwerk von der Lastwelle bis zur Bremswelle unterstützen hierbei die Bremse, so daß die Momente mit den vorsichtshalber hoch einzuschätzenden Wirkungsgraden zu multiplizieren sind.

Soll die Last frei schweben, so muß das Reibungsmoment in den Bremsflächen größer sein ($^1/_5$ bis $^1/_3$) als das durch den Rücktrieb des Ritzels ausgeübte Moment, also

$$\boldsymbol{M_s < M_B.}$$

Zur Bestimmung von M_B ermitteln wir zunächst die axiale Druckkraft der Schraube unter Vernachlässigung des Schraubenstützmomentes zu

$$K = \frac{M_s}{r\,tg(\alpha + \varrho)}.$$

Dann ist das Moment bei einer Bremsfläche

$$M_B = K\mu \cdot \frac{R_a + R_i}{2}$$

und bei n reibenden Ringflächen wie in Fig 235:

$$\boldsymbol{M_B = n\,K\mu \cdot \frac{R_a + R_i}{2}.}$$

3. Gewinde-Lastdruckbremsen.

Dieser Bremstyp beruht auf der Westonschen Anordnung (Fig. 272, S. 149), bei welcher der fehlende Axialdruck der Schnecke durch Gewinde künstlich erzeugt wird.

Vorgang beim Heben: Trieb *a* wird durch den Lastrückdruck am Drehen gehindert und axial gegen das Sperrad *b* gedrückt. Dieses

Fig. 256.

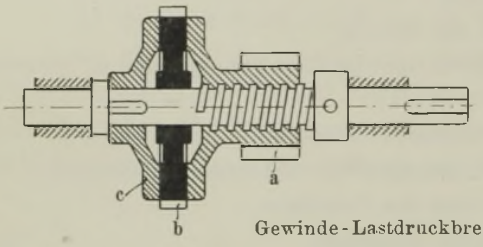
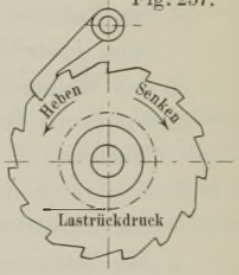


Fig. 257.



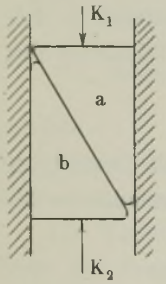
Gewinde-Lastdruckbremse.

wird folglich samt der Gegenscheibe *c* mitgenommen, wobei die Sperrzähne unter der Klinke hinweggleiten (eventuell geräuschlose Klinken).

Schweben: Der Rücktrieb wird durch die Klinke gehindert.

Senken: Dasselbe kann nur durch Rückwärtsdrehen der Kurbel erfolgen. Das zunächst durch die Reibung an *b* am Drehen gehinderte Ritzel wird zurückgezogen, die Kupplung gelüftet, wobei die Last sinkt. Fängt das durch die Last gedrehte Ritzel sich relativ schneller an zu drehen als die im gleichen Sinne laufende Welle, so wird *a* gegen *b* gepreßt und dadurch gebremst, bis wieder durch die Kurbel ein Lüften erfolgt. Es entsteht also ein kontinuierliches selbsttätiges Öffnen und Schließen der Bremse.

Fig. 258.



Wirkungsprinzip der Gewinde-Lastdruckbremsen.

Das Prinzip[1]) der Bremswirkung läßt sich durch zwei Keile *a* und *b* darstellen, die zwischen zwei festen Führungen (den Bremsflächen) gleiten. Die durch den Lastrücktrieb erzeugte Kraft K_1 wirkt auf Keil *a*, die zur Spannung erforderliche Gegenkraft K_2 auf Keil *b*. Die obige Konstruktion eignet sich nur für kleine Hubhöhen und geringe Lasten in Flaschenzügen, Laufkatzen und kleinen Winden. Da aber beim Senken das zu überwindende Reibungsmoment der Bremskupplung mit der Last wächst, so ist die zum Senken verbrauchte Arbeit für Motorleistung sehr ungünstig.

[1]) Böttcher, „Krane“ S. 213.

Bei den zahlreichen, nach obigem Prinzip entstandenen „Senksperrbremsen mit Lüftspiel“ wird daher eine Herabsetzung des Senkwiderstandes angestrebt. Die Erwartungen, daß sich nach den guten Erfahrungen mit Gewinde-Lastdruckbremsen mit Lüftspiel für Handbetrieb dieselben auch bei elektrischem Betriebe bewähren würden, haben sich nicht erfüllt. Dieser Bremstyp kommt deshalb für elektrischen Antrieb nur noch vereinzelt zur Anwendung und verschiedene Fabriken haben diese Konstruktion ganz fallen lassen.

Die Nachteile sind folgende: Der durch das Lüftspiel bedingte tote Gang innerhalb des Triebwerkes verursacht bei den großen Beschleunigungen der miteinander zu kuppelnden starren Teile heftiges Stoßen und Klemmen in der Bremse. Die Bremswirkung tritt stoßweise ein und wird ruckweise unterbrochen, um so mehr, je weniger feinfühlig und elastisch die Bremse ist.

Gewinde-Lastdruckbremse
der Deutschen Maschinenfabrik, Duisburg.

Das Sperrad *a* sitzt lose auf einer zweiteiligen Rotgußbüchse *d* zwischen den beiden Klemmkuppelscheiben *b* und *c* auf der Welle, die durch Stirnrädervorgelege unmittelbar von dem Elektromotor der Winde angetrieben wird.

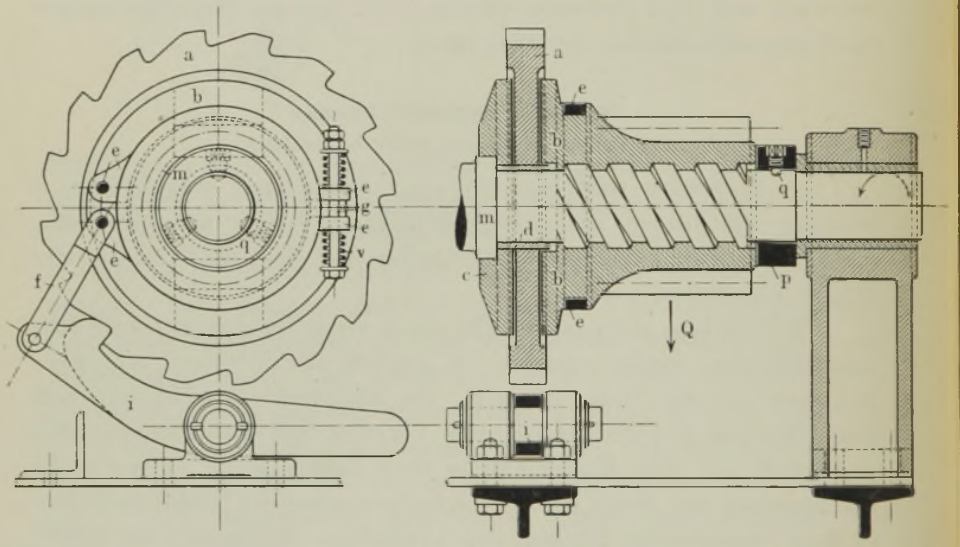
Die Scheibe *c* stützt sich links gegen einen Bund *m* mit zwei Mitnehmerflächen, welche zwischen die Angüsse der Scheibe *c* eingreifen und diese mit der Welle kuppeln. Die Muffenscheibe *b* ist mit dem Ritzel für den Antrieb der nächsten Vorgelegewelle zusammengegossen und greift mit dem Muttergewinde ihrer langen Hülse in das steile Flachgewinde der Welle ein. Die Kupplungsscheibe *b* nimmt außerdem in einer eingedrehten Ringnut den zweiteiligen Stellzaum *e* der Sperrklinke *i* auf, dessen Reibungsschluß durch einen Klemmbolzen *g* mit untergelegten Spiralfedern *v* genau nach Bedürfnis eingestellt werden kann und vermittelst der Lenkschiene *f* die Klinke selbsttätig ein- und auslegt.

Zum Heben der Last *Q* wird die Welle (Fig. 259) entgegengesetzt dem Uhrzeigerlauf im Sinne des Pfeiles (Fig. 260) angetrieben, das von der Last zurückgehaltene Ritzel *b* dadurch bis zum Schluß der Reibkupplung nach links geschraubt und gleich im Beginn der Bewegung die Sperrklinke *i* durch den Reibungsschluß ihres Steuerzaumes mittels der Lenkstange *f* nach außen gedrängt. Sobald man den Motor abstellt, sucht sich die Welle unter dem Einfluß der Last rückwärts zu drehen. Die kleine, hierbei im Sinne der Lastsenkung

eintretende Bewegung führt die Sperrklinke durch den Stellzaum selbsttätig in die Eingriffslage zurück und hindert das weitere Sinken der Last, die ihrerseits das Spannwerk der Kupplung geschlossen hält.

Bei umgekehrtem Antrieb der Welle durch Umsteuern des Motors zum Senken der Last, sucht die Druckschraube die Kupplung zu lüften, weil der Reibungsschluß der Kupplung und die Sperrklinke anfänglich die Drehung des gegen die Sperrscheibe a angepreßten Ritzels b hindern und ihm nur das lineare Ausweichen nach rechts gestatten. Sobald aber die Lüftung so weit geht, daß die Ritzelscheibe b unter der Einwirkung des Lastzuges selbsttätig vorzueilen beginnt, wirkt diese Drehung sofort wieder im Sinne des Zusammen-

Fig. 259. Fig. 260.



Senksperrbremse der Deutschen Maschinenfabrik.

schraubens der Kupplung und bringt die Last wieder unter die Gewalt der Brems- und Sperrwirkung. Der Lüftungsweg ist durch den Stellring p begrenzt.

Durch nicht genügende Schmierung der Schraube oder zu reichliches Ölen der Bremsflächen wird während des Betriebes der axiale Bremsdruck bzw. der Reibungswiderstand in den Bremsflächen verringert, so daß obige Bedingung $M_s < M_B$ unter Umständen nicht mehr erfüllt wird. Die Last bleibt dann nicht mehr frei schweben, sondern sinkt beschleunigt herab.

Beim Entwurf ist besonderer Wert auf die Schmiervorrichtung der steilgängigen Schraubenspindel sowie der reibenden Bremsflächen

zu legen, deren schnelle Wärmeableitung bei angestrengtem Betrieb ebenfalls von Wichtigkeit ist. Die spezifische Pressung in den Bremsflächen soll 6 bis 7 kg/qcm nicht überschreiten.

4. Schrägzahn-Lastdruckbremse
nach Windhoff.

Um auch bei Stirnräderübertragung einen axialen Druck zu erhalten, stellt man die Zähne der Stirnräder schief. Der Druck wird auf eine Lamellenkupplung übertragen, welche die Welle mit dem Sperrad kuppelt.

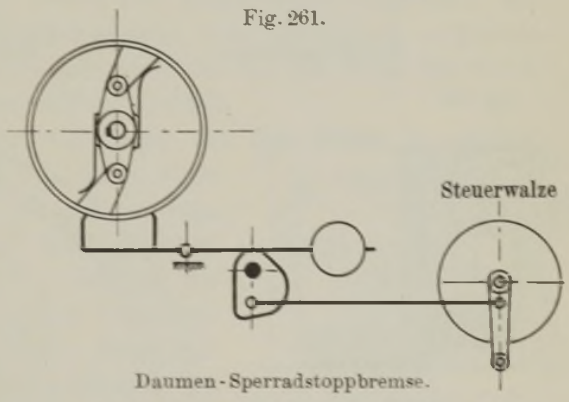
Anwendung bei Hand- und elektrischem Betrieb.

Die Ausschaltung beim Heben erfolgt durch Gesperre oder Magnet beim Senken.

Daumen-Sperradstoppbremse [1]).

Bei dieser wird der durch Gewicht oder Feder belastete Bremshebel durch einen mit der Steuerwalze verbundenen Daumen während des Senkens angehoben. Die Bremsscheibe sitzt lose auf der Welle und wird durch ein Gesperre mit derselben gekuppelt. Während des Hebens ist die Bremsscheibe durch die jetzt schleifenden Sperrdaumen vom Triebwerk gelöst. Da der Daumen vom Steuerschalter aus durch Gestänge betätigt werden muß, so ist die Bremse nur für Nachsteuerung verwendbar. Sie eignet sich für Stirnradübersetzung, weil ein Sinken der Last beim Anlaufbeginn ausgeschlossen ist. Diese Stoppbremse kann gleichzeitig bei Schneckengetriebe als Senkbremse verwendet werden, wenn bei der Rückwärtsdrehung der Steuerwalze nur der Bremshebel gelüftet wird, ohne daß der Schalter Strom erhält. Mit aufgekeilter Bremsscheibe ohne Gesperre und mit symmetrisch ausgebildetem Daumen, der sowohl während des Hebens als auch während des Senkens den Bremshebel lüftet, kann die Daumenbremse bei Schneckenradübertragung (auch bei steilgängiger Schnecke) ebenfalls als Stoppbremse Verwendung finden.

Fig. 261.



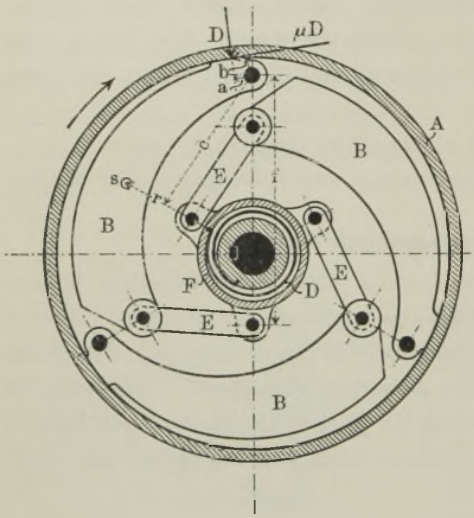
Daumen-Sperradstoppbremse.

[1]) Diese Bremse ist nicht als Lastdruckbremse zu betrachten.

b) Zentrifugalbremsen.

Zentrifugalbremsen oder Schleuderbremsen sind selbsttätige Bremsen, welche durch die Zentrifugalkraft drehbarer, durch die sinkende Last bewegter Massen betätigt werden. Da bei schwebender Last die rotierenden Massen in Ruhe sind, ist keine Zentrifugalkraft, also keine Bremskraft vorhanden. Zentrifugalbremsen können daher nie als Stopp-, sondern nur als Senkbremse Verwendung finden. Die Bremskraft wächst mit zunehmender Zentrifugalkraft, d. h. mit zunehmender Tourenzahl der Welle, also mit zunehmender Senkgeschwindigkeit.

Fig. 262.



Zentrifugalbremse.

Zentrifugalbremse
von Becker.

Die in Fig. 262 und in Fig. 263 bis 268 abgebildete

Fig. 263.

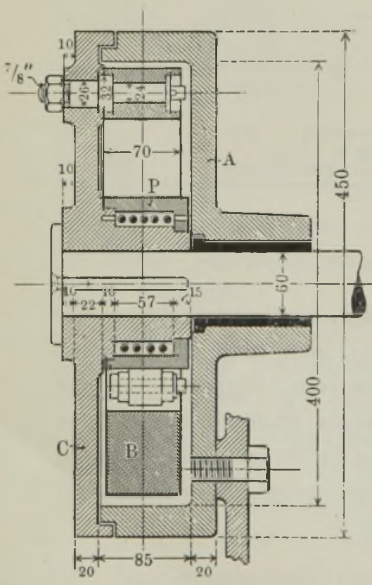
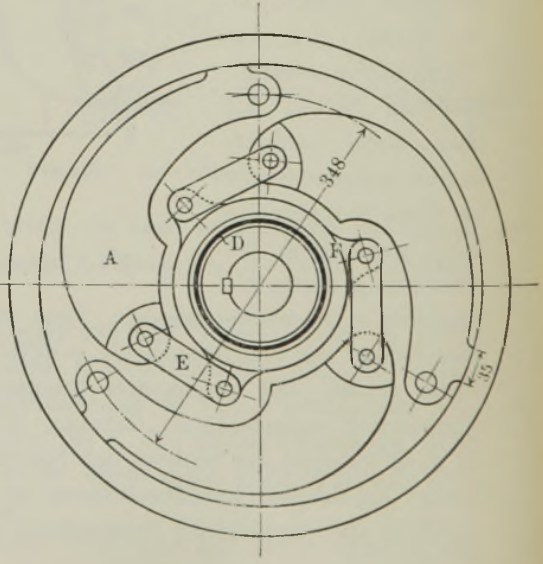


Fig. 264.



Zentrifugalbremse.

Bremse besteht in der Hauptsache aus dem festgestellten Gehäuse A, den drei Bremsklötzen B, der mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe C und der Feder D. Die Drehbolzen der Bremsklötze sind in

Fig. 265.

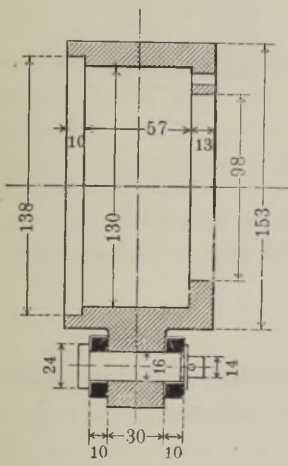
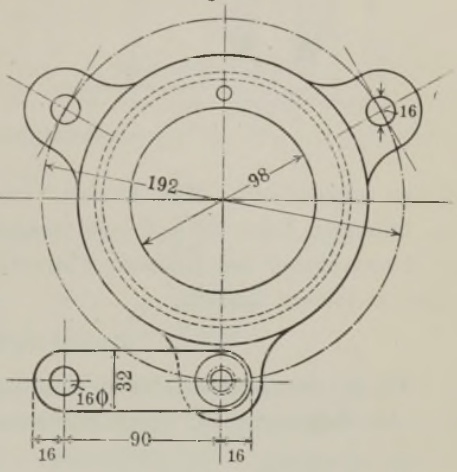


Fig. 266.

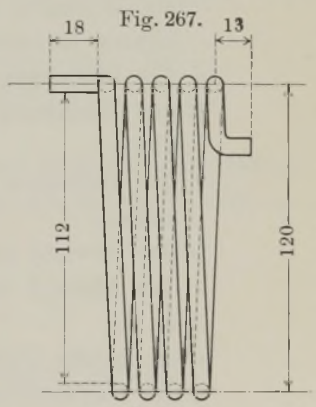


Federgehäuse zur Zentrifugalbremse.

der Scheibe befestigt. Die Klötze sind ferner derart ausgebildet, daß die Fliehkraft mittels Hebelübersetzung den Bremsdruck vergrößert, und daß große Massen in großem Abstande von der Welle angebracht werden können; daher sichelförmige Gestalt.

Um ein gleichmäßiges Anschlagen der drei Klötze zu erzielen, sind dieselben durch Schienen E mit einer Büchse F verbunden, die lose auf der Nabe der Scheibe C sitzt. Damit sich beim Lastaufwinden die Bremsklötze nicht an die Trommelwandung anlegen, muß die Zentrifugalkraft bis zu einer gewissen Tourenzahl ausgeglichen sein. Man bewerkstelligt das Abziehen der Klötze von der Trommelwandung durch eine in der Büchse F angebrachte Spiralfeder, von der das eine Ende an der Büchse, das andere an der Scheibennabe befestigt ist. Das Spannen der Feder wird durch Drehen der Büchse ermöglicht.

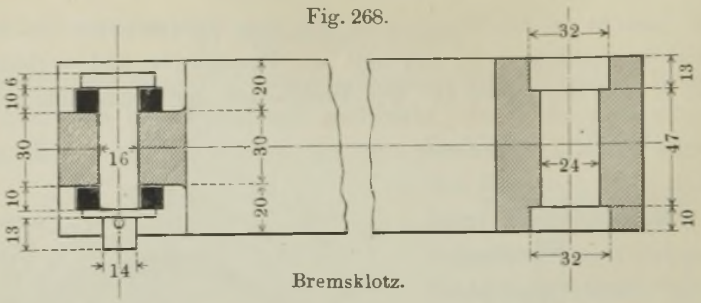
Fig. 267.



Feder.

Da die Klötze bei einer geringen Umdrehungszahl der Bremswelle sehr schwer ausfallen, bzw. der Durchmesser der Bremse ein sehr großer wird, so sind Zentrifugalbremsen möglichst auf schnell laufenden

Fig. 268.



Bremsklotz.

Wellen anzuordnen. Man ist dann imstande, die Geschwindigkeit der frei fallenden Last bis auf jede Geschwindigkeit herabzudrücken, falls die Konstruktion bei kleinerer Umlaufzahl und großen Umfangskräften nicht zu schwer ausfällt.

Berechnung.

Da die drei Bremsklötze vollständig gleichmäßig wirken, so braucht man der Rechnung nur einen Klotz zugrunde zu legen.

Es bezeichne:

- D den Druck eines Bremsklotzes gegen den Trommelumfang bei der größten Umdrehungszahl der Bremswelle;
- a den Hebelarm des Anpressungsdruckes D in bezug auf den Drehbolzen;
- b den Hebelarm der Klotzreibung μD in bezug auf den Drehbolzen;
- c den Hebelarm der Fliehkraft im Schwerpunkt S des Bremsklotzes, bezogen auf den Drehzapfen;
- μ den Reibungskoeffizienten der Gleitflächen $= 0{,}1$;
- F den Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz;
- f den Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen;
- G das Gewicht eines Bremsklotzes;
- r den Abstand des Klotzschwerpunktes von der Wellenmitte in m;
- n die größte Umdrehungszahl der Bremse pro Minute;
- g die Fallbeschleunigung $= 9{,}81$ m.

Die Fliehkraft C des Bremsklotzes bestimmt sich durch die Gleichung:

$$C = \frac{mv^2}{r} = \frac{G}{g} \cdot \frac{4 r^2 \pi^2 . n^2}{r . 60 . 60} = G \frac{r . n^2}{900}.$$

An einem Klotze wirken der Klotzdruck D, die Klotzreibung μD, die Fliehkraft und der Federzug F. Die Gleichgewichtsbedingung für diese drei Kräfte drückt sich aus durch die um den Drehpunkt des Klotzes angeschriebene Momentengleichung:

$$C.c - D.a - \mu D.b - F.f = 0.$$

Bezeichnet man den auf den Bremstrommelumfang wirkenden Rücktrieb der Last mit $3P$, so muß für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze $\mu D = P$ sein, und hiermit folgt nach der Momentengleichung:

$$P\left(\frac{a}{\mu} + b\right) + F.f = \frac{G.r n^2 c}{900},$$

$$G \geqq \left[P\left(\frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c}\right) + F\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r n^2}.$$

Bei der Wahl der Federspannung ist zu berücksichtigen, daß die Bremse kleinere Lasten bereits bei geringerer Umlaufzahl bremst, als die Grenzlast, für die sie noch ausreichen soll. Läuft die Bremse umgekehrt, so unterstützt die Bremsreibung den Bremsdruck. Es ist dann für $\frac{b}{c} - \frac{b}{c}$ zu setzen. Man vermeidet aber diese Anordnung, weil die wachsende Zentrifugalkraft durch die Klotzreibung plötzlich unterstützt wird und dadurch ruckweises Anziehen der Klötze eintritt (Erzitterungen).

Den Einfluß kleinerer Lasten auf die Senkgeschwindigkeit prüft man nach der Gleichung

$$n = \sqrt{\left[P\left(\frac{a}{\mu.c} + \frac{b}{c}\right) + F\frac{f}{c}\right]\frac{900}{rG}}.$$

Hierin ist wieder die dieser kleineren Last entsprechende Umfangskraft am Bremstrommelumfang mit $3P$, also die auf einen Klotz entfallende Umfangskraft mit P bezeichnet.

Übliche Ausführungswerte:

$$a = b,$$

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{12} \text{ (Hebelübersetzung im Klotz)},$$

$$\frac{f}{c} = \frac{3}{2}.$$

Gesamtfederspannung = 15 bis 21 kg,

also $F = 5$ bis 7 kg.

Beispiel. Für einen Laufkran von 1500 kg Tragkraft ist die Zentrifugalbremse zu berechnen. Um die Geschwindigkeit der sinkenden Last innerhalb zulässiger Grenzen zu halten, darf die Bremswelle nur etwa 200 Touren pro Minute machen.

Nehmen wir den inneren Durchmesser der Bremstrommel zu 400 mm an, so ermittelt sich die an diesem Umfange zu vernichtende Umfangskraft zu 120 kg. Wir zeichnen nun zunächst die Bremse in ihrer Ansicht nach Gutdünken derart auf, daß wir daraus den Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte bestimmen können. Den Schwerpunkt findet man in bequemer Weise, wenn man sich den Klotz in Papier ausschneidet und die Schwerlinien durch Aufhängung nach zwei Richtungen hin bestimmt. Der Schnittpunkt der Schwerlinien ist dann der Schwerpunkt.

Wir entnehmen dem vorläufigen Entwurfe folgende Verhältnisse:

$$r = 150\,\text{mm}, \qquad a = b = 26\,\text{mm}, \qquad c = 208\,\text{mm};$$

also

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8}, \qquad \frac{f}{c} = \frac{270}{208} = 1{,}3.$$

Nehmen wir ferner die Federspannung pro Klotz zu 6,5 kg an, so ergibt sich das Klotzgewicht aus der Gleichung:

$$G = \left[P\left(\frac{a}{\mu \,.\, c} + \frac{b}{c}\right) + F\,\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r\,n^2},$$

$$G = \left[\frac{120}{3}\left(\frac{1}{0{,}1\,.\,8} + \frac{1}{8}\right) + 6{,}5\,.\,1{,}3\right]\frac{900}{0{,}15\,.\,200^2}$$

$$G \sim 10\,\text{kg}.$$

Die Bremsklotzdicke ergibt sich nach Ermittelung der Klotzfläche zu 65 mm.

Hängt nur die halbe Last am Kranhaken, so macht die Bremswelle bei einer Umfangskraft von $\frac{120}{2} = 60\,\text{kg} = 3\,P$, also $P = \frac{60}{3}$

$$n = \sqrt{\left[\frac{60}{3}\left(\frac{1}{0{,}1\,.\,8} + \frac{1}{8}\right) + 6{,}5\,.\,1{,}3\right]\frac{900}{0{,}15\,.\,10}} \simeq 147$$ Umdrehungen pro Minute,

d. h. die Zentrifugalkraft ist bereits bei 147 Umdrehungen so groß, daß sie dem kleineren Lastrückdruck das Gleichgewicht hält.

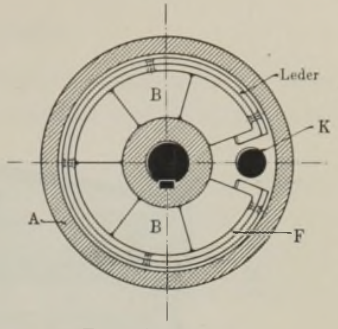
Zentrifugalbremse

von Stauffer.

Diese in Fig. 269 dargestellte Schleuderbremse ist wesentlich einfacher gestaltet wie die Beckersche Zentrifugalbremse, leidet aber an dem Nachteile, daß die Klötze infolge der mangelnden Hebelübersetzung in den Klötzen bedeutend schwerer ausfallen. Die Bremse besteht aus sechs bis acht Bleiklötzen B, welche durch eine äußere, mit Leder versehene Ringfeder F zusammengehalten werden und in einem Trommelgehäuse untergebracht sind. Durch eine eingreifende Knagge K, welche entweder an einem benachbarten Zahnrade oder an einer besonderen Mitnehmerscheibe sitzt, werden die Bleiklötze gezwungen, an der Umdrehung der Bremswelle teilzunehmen. Bei zu-

nehmender Senkgeschwindigkeit überwindet die Zentrifugalkraft der Klötze die Kraft der umschließenden Ringfeder und preßt dieselbe mit der Lederseite gegen das Bremsgehäuse A, wodurch die Umfangskraft vernichtet wird. Die Bremse wird nach der als zulässig angenommenen Senkgeschwindigkeit, welche 20 bis 40 m pro Minute beträgt, berechnet. Um dieselbe Schleuderbremse auch bei kleineren Umfangskräften verwenden zu können, bringt man die Bleiklötze in Zellen unter, deren Füllungen der Bremsgröße entsprechen.

Fig. 269.



Zentrifugalbremse von Stauffer.

Zentrifugalbremse mit Keilnuten.

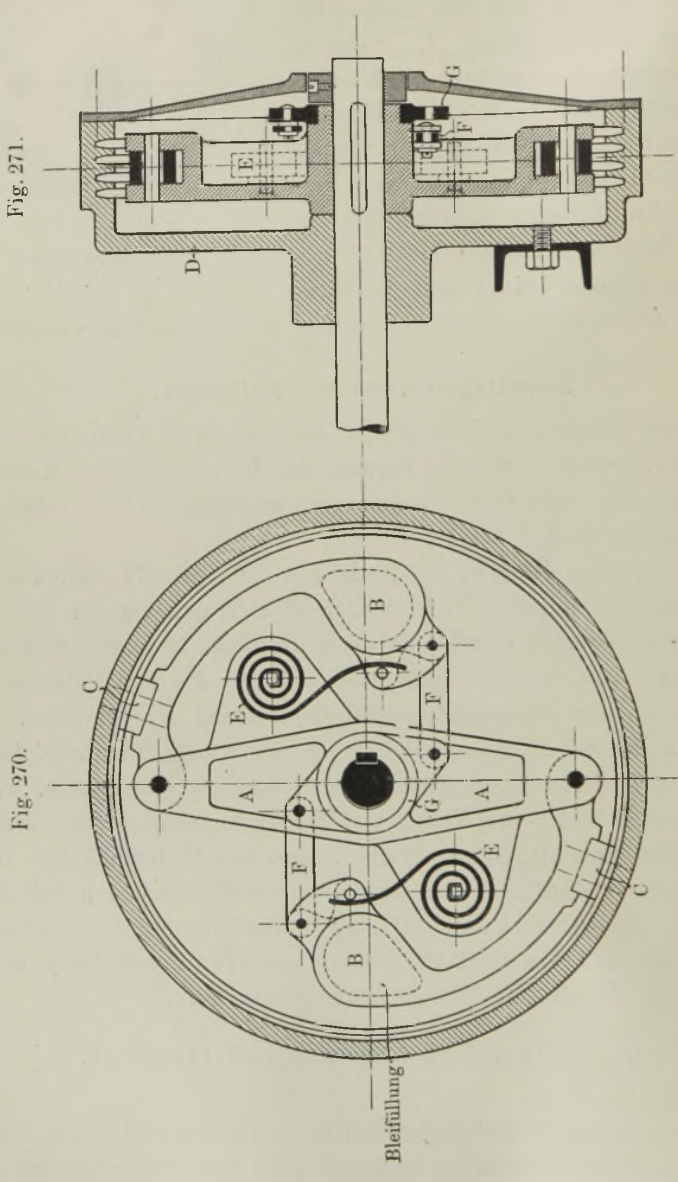
Um die Bremsklotzwirkung der Beckerschen Zentrifugalbremse zu erhöhen, versehen manche Firmen die Reibflächen mit Keilnuten, welche nach den unter Keilreibungsrädern angegebenen Gesichtspunkten zu konstruieren sind.

Eine derartige Bremse, welche in Fig. 270 und 271 abgebildet ist, besteht aus den auf die Welle aufgekeilten Tragarmen A, an denen die mit Druckkämmen versehenen keulenförmigen Bremsklötze B drehbar gelagert sind, so daß beim Ausschwingen die Druckkämme C in die Keilnuten der festgehaltenen Bremstrommel D eingreifen. Zum Verhindern des vorzeitigen Ausschlagens der Klötze sind zwei Spiralfedern E auf vierkantigen Stiften der Tragarme angebracht, welche mit den freien Enden die Klötze von der Trommel abziehen. Um ein gleichzeitiges Ausschlagen zu erzielen, sind die Schleuderklötze durch Schienen F mit einer lose auf der Tragarmnabe sitzenden Scheibe G verbunden. Die Druckkämme C sind besonders auf die Klötze geschraubt, so daß sie nach Abnutzung leicht ausgewechselt werden können, ohne die ganzen Schwungarme zu erneuern.

Kurzer Überblick über Schleuderbremsen.

Nachteile:

1. Geringe Senkgeschwindigkeit des leeren Hakens und kleiner Lasten.
2. Schleuderbremsen allein genügen nicht zum Schweben der Last. Es müssen stets noch Haltebremsen (Handbremsen) oder Sicherheitskurbeln vorhanden sein, damit die Last jederzeit in beliebiger Höhe zum Halten gebracht werden kann.



Zentrifugalbremse mit Keilnuten.

7. Sicherheitskurbeln.

Läßt man bei einer gewöhnlichen Winde die Last nur mit Hilfe der Bremse sinken, so wird die Kurbel mit rotieren und gefahrbringend für den danebenstehenden Arbeiter sein.

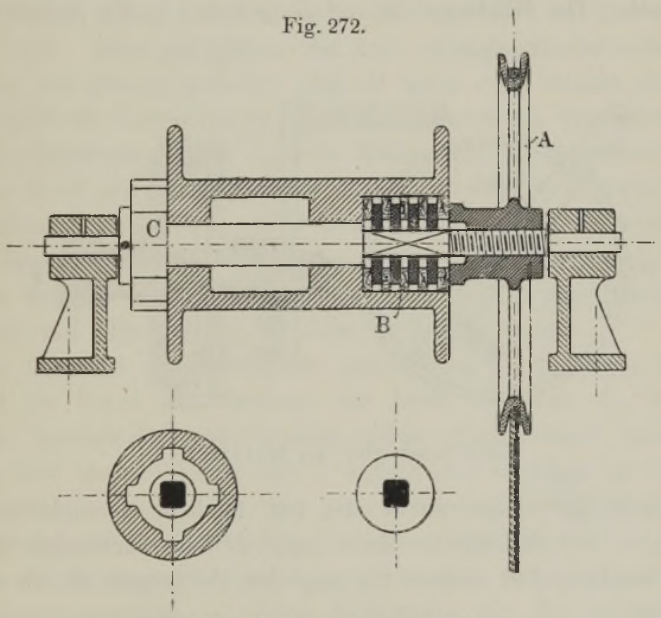
Bei den meisten Winden vermeidet man nun allerdings diesen Übelstand dadurch, daß man die Kurbelwelle in axialer Richtung verschiebt und dadurch mit dem anderen Getriebe außer Eingriff bringt. Die Kurbelwelle steht nun beim Lastsenken still, doch waren hierzu mehrere Handgriffe erforderlich.

Um derartige Handgriffe, welche immer einige Umsicht von seiten des Arbeiters verlangen, zu vermeiden, hat man Sicherheitskurbeln konstruiert.

Sicherheitshaspel mit Lamellenkupplung von Weston.

Der in Fig. 272 dargestellte Sicherheitshaspel besteht aus einem in der Nabe mit flachem Gewinde versehenen Haspelrade A, welches

Fig. 272.



Sicherheitshaspel von Weston.

sich nach links auf die Welle aufschrauben läßt, aus einer Lamellenkupplung B, der Trommel und dem Sperrade C, welches mit der Welle verbohrt ist.

Beim Aufwinden der Last schraubt sich das Haspelrad oder die an dessen Stelle angebrachte Kurbel gegen die Lamellen, preßt dieselben zusammen und nimmt durch den erzeugten Reibungsschluß die Trommel mit, wobei das Sperrad unter der Klinke hinweggleitet.

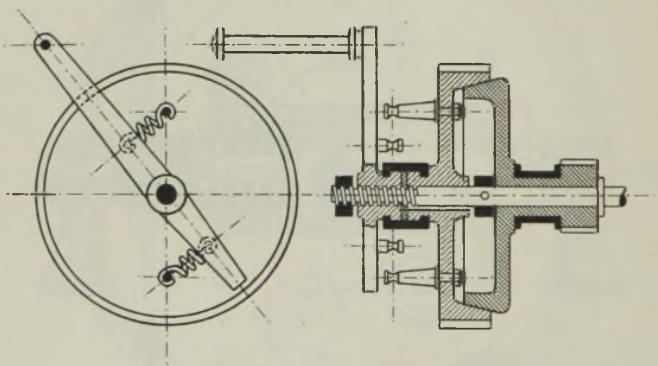
Die gehobene Last wird beim Loslassen der Kurbel oder des Haspelrades durch das Sperrad am Zurückgehen gehindert. Beim Lastsenken muß das Haspelrad etwas zurückgedreht werden. Dadurch lösen sich die Lamellen der Kupplung, die Trommel wird frei und kann, da sie lose auf der Welle sitzt und nicht mehr durch das Sperrad gehalten wird, rückwärts laufen, während die Welle mit dem Haspelrade stehen bleibt. Der Druck in axialer Richtung wird durch den Druck des Gewindes aufgehoben.

Sicherheitskurbel

von Weidtmann in Dortmund (D. R.-P. Nr. 31966).

Die Lamellenkupplung ist bei dieser Konstruktion durch eine Konuskupplung ersetzt. Der Vollkegel ist mit einem Ritzel verbunden und sitzt zwischen einem Bund und einem Stellring lose auf der Kurbelwelle. Der Hohlkegel ist auf einer Feder in der Achsenrichtung

Fig. 273. Fig. 274.



Sicherheitskurbel von Weidtmann.

verschiebbar und kann durch die mit flachem Gewinde versehene Kurbelnabe, mit welcher er durch eine Schelle verbunden ist, verschoben werden. Der äußere Umfang des Hohlkegels ist als Sperrad ausgebildet.

Soll die Last aufgewunden werden, so dreht man die Kurbel in der Richtung, bei welcher die Konuskupplung geschlossen wird. Die Reibung zwischen den Kegelflächen verursacht dann die Mitnahme des Antriebrades.

Damit beim Loslassen der Kurbel die Last schweben bleibt, sind zwischen Kurbel und Kupplung zwei Spannfedern angebracht, welche die Kurbel bis zur vollständigen Kupplung im Sinne des Lastantriebs zu drehen suchen. Die Sperrklinke hindert dann die Rückwärtsdrehung der gekuppelten Teile.

Um die Last zu senken, muß durch Rückwärtsdrehen der Kurbel mittels der Verbindungsschelle der Vollkegel aus dem Hohlkegel gezogen werden, wodurch die Last frei wird. Dreht man die Kurbel nur so viel rückwärts, daß die Kegelflächen mehr oder weniger aufeinander schleifen, so kann man die Last mit beliebiger Geschwindigkeit herabbremsen.

Die Berechnung der Konuskupplung gestaltet sich im Prinzip nach S. 132 (Berechnung einer Lastdruckbremse).

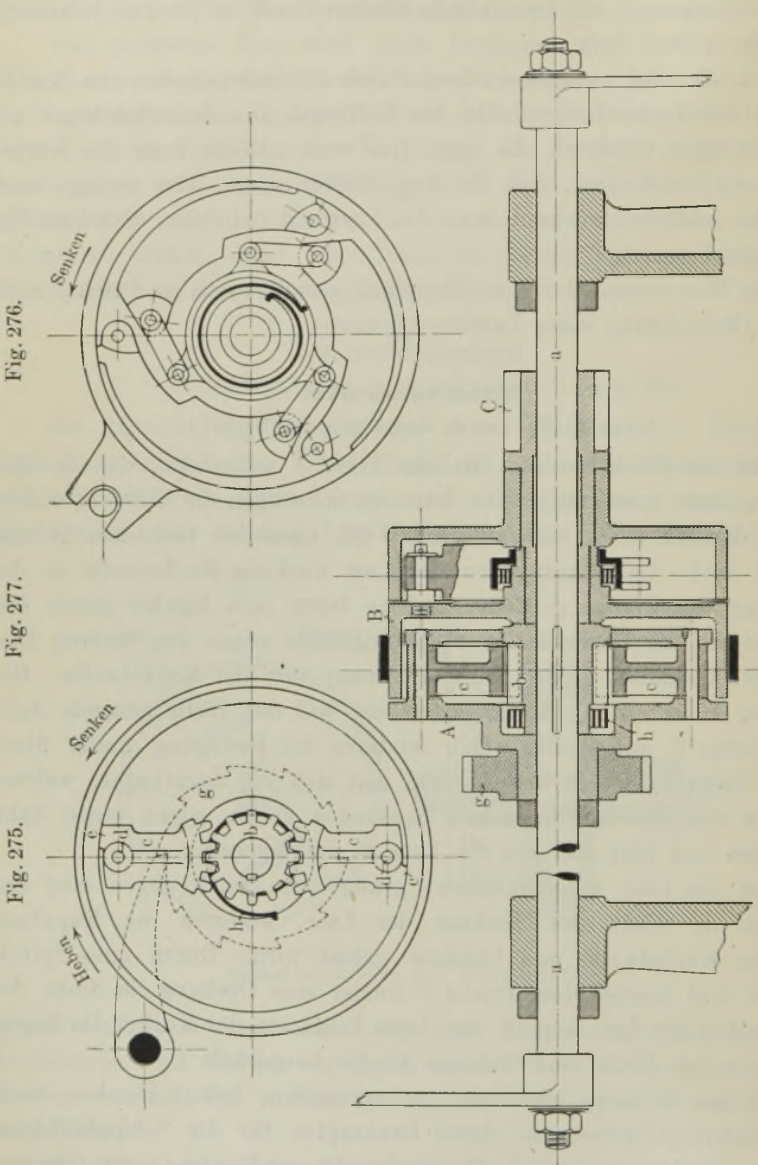
Sicherheitskurbel

von E. Becker in Berlin (Fig. 275 bis 277).

Auf der Kurbelwelle a ist ein Trieb b aufgekeilt, der in zwei Zahnsegmente c eingreift. Die letzteren schwingen um Stifte d, welche in die Wände eines lose auf der Welle sitzenden Gehäuses A eingesetzt sind. Beim Aufwinden der Last wird die Kurbelwelle in der Richtung des Pfeiles gedreht, und es legen sich hierbei durch den Zahneingriff die Druckflächen e der Segmente gegen den inneren Umfang des Gehäuses B und kuppeln dieses mit der Kurbelwelle. Das Gehäuse B ist auf die verlängerte, lose auf der Welle sitzende Nabe des Triebes C aufgekeilt, welch letzteres die Bewegung weiter überträgt. Beim Loslassen der Kurbeln legt sich ein Sperrkegel, welcher stets in das mit A verbundene Sperrad g greift, gegen einen Zahn desselben und hält dadurch die Last in der Schwebe.

Um die Last niederzulassen, genügt ein Druck gegen eine der Kurbeln im Sinne des Senkens der Last, wodurch die Kupplung zwischen Kurbelwelle und Gehäuse gelöst wird. Durch eine Spiralfeder h wird hierbei dem Triebe C immer eine Drehung im Sinne des Aufwindens der Last erteilt, also beim Loslassen der Kurbel die Kupplung zwischen Welle und Gehäuse wieder hergestellt.

Um ein Bremsen von Hand zu vermeiden, bringt Becker noch eine Zentrifugalbremse an, deren Drehzapfen für die Schleuderklötze in der Kupplungstrommel B angebracht sind und deren Bremsgehäuse fest mit dem Windengestell verbunden ist. Ein warm aufgezogener schmiedeeiserner Ring soll das Gehäuse B vor dem Zerspringen schützen.



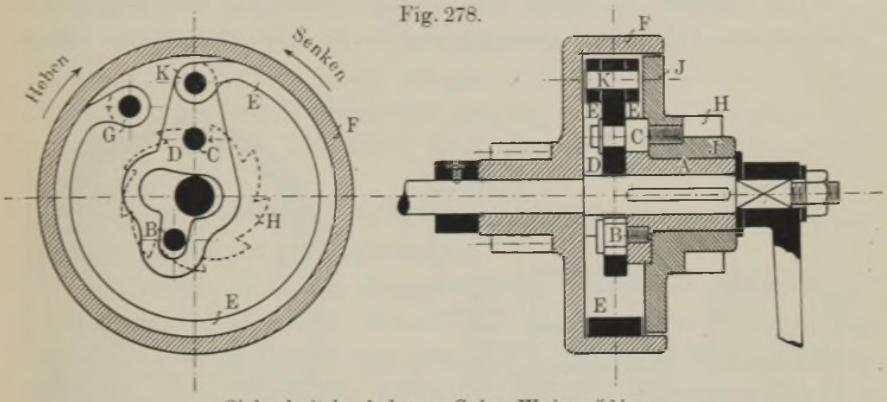
Sicherheitskurbel von Becker.

Sicherheitskurbel

von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Auf der Kurbelwelle festgekeilt sitzt die Muffe A, in welcher der Mitnehmerzapfen B befestigt ist. Dieser Zapfen B betätigt beim Drehen der Kurbel in der Hubrichtung den doppelarmigen, um den Bolzen C drehbaren Spannhebel D, welcher eine Ringfeder E auseinander spreizt und gegen die lose auf der Kurbelwelle sitzende, mit einem Zahnrad zusammengegossene Kupplungstrommel F drückt. Der eine Bolzen G

Fig. 278.



Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller.

der mit Spannung eingesetzten Feder E ist in einer mit dem Sperrrade H versehenen, lose auf A sitzenden Scheibe J befestigt, welche auch den Drehbolzen C des Spannhebels enthält. Der zweite Befestigungsbolzen K der Feder ist im Spannhebel angebracht. Das Heben der Last erfolgt nun durch Drehen der Kurbel in der Hubrichtung, wodurch Kupplungsschluß mit der Trommel F hergestellt wird. Beim Loslassen der Kurbel schwebt die Last, weil die mit Spannung eingesetzte Feder den Kupplungsschluß von A und F aufrecht erhält und die Rückwärtsdrehung durch das Sperrad gehindert wird. Durch Zurückdrehen der Kurbel in der Senkrichtung wird die Feder zusammengezogen und die Kupplung gelüftet.

Anwendungsgebiet der Sicherheitskurbeln.

Sicherheitskurbeln finden nur noch eine beschränkte Anwendung, weil sie sich nur für größere Förderhöhen als 5 m eignen, dann aber meist elektrischer Antrieb vorteilhafter ist. Bei kleinerem Hub sind Lastdruckbremsen vorzuziehen. Sie kommen ferner nur für Stirnräderübersetzung in Betracht und dann zweckmäßig nur für einfache Übersetzung, weil sonst das Hakengewicht unnötig schwer gemacht werden muß.

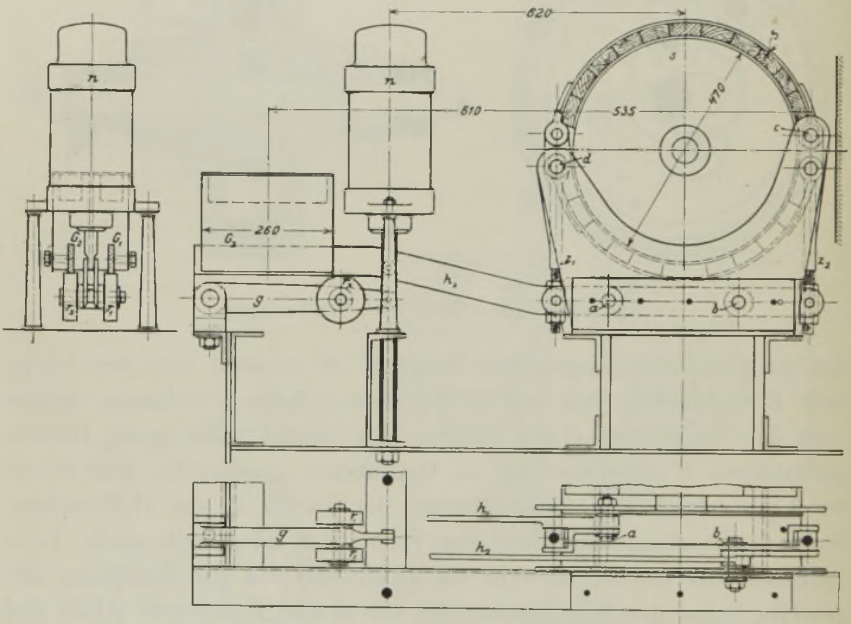
8. Elektromagnetische Bremsen.

Die in den elektrischen Stromkreis eingeschalteten Bremsmagnete kommen nur für elektrisch betriebene Hebezeuge in Betracht.

Im Prinzip wird hierbei die Wirkung einer vom Strom durchflossenen Spule auf einen Eisenkern dazu benutzt, um eine beständig durch Gewicht oder Feder angezogene Band- oder Backenbremse während der Arbeitsperiode zu lüften.

Der Solenoid empfängt den Strom gleichzeitig mit dem Motor, wodurch der Ankerkern angezogen und die Bremse gelüftet wird. Beim

Fig. 279.



Elektromagnetische Lüftbremse.

Ausschalten des Motors wird der Solenoid stromlos und das Hebelgewicht bzw. die Feder zieht Bremsband oder Bremsbacke wieder an.

Die Anordnung einer elektromagnetischen Lüftbremse geht aus Fig. 279 hervor[1]).

Die Bremse ist als Doppelzaumbremse konstruiert, so daß jede Bremszaumhälfte für sich zum Abbremsen der Last dient, beide Hälften aber zusammen wie eine Doppelbackenbremse arbeiten. a und b sind die festen Drehzapfen der Spannhebel h_1 h_2 für die beiden mit Holz

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 20.

und außerdem noch auf der Lauffläche mit einem 5 mm starken Vulkanfiberband gefütterten Bremsbänder. h_1 und h_2 spannen die Bremshälften unabhängig voneinander durch getrennte Gewichte G_1 und G_2, werden aber durch den Gegenhebel g mittels der Rollen r_1 und r_2 von der Zugstange des Solenoidkernes im Elektromagnet n gemeinsam gelüftet.

Der obere Bremszaum ist um den Bolzen c, der untere um den Bolzen d drehbar.

Man findet gewöhnlich die gewichtsbelastete Bandbremse mit Holzfutter als Haltebremse mit elektromagnetischer Lüftvorrichtung, vor allem bei der Hubbewegung, wo der Lüftmagnet keinesfalls fehlen sollte. Das gegliederte Holzfutter verbürgt ein gutes Anliegen. Vorteilhaft ist es noch, das Band durch ein nachstellbar eingerichtetes Gelenk zu teilen.

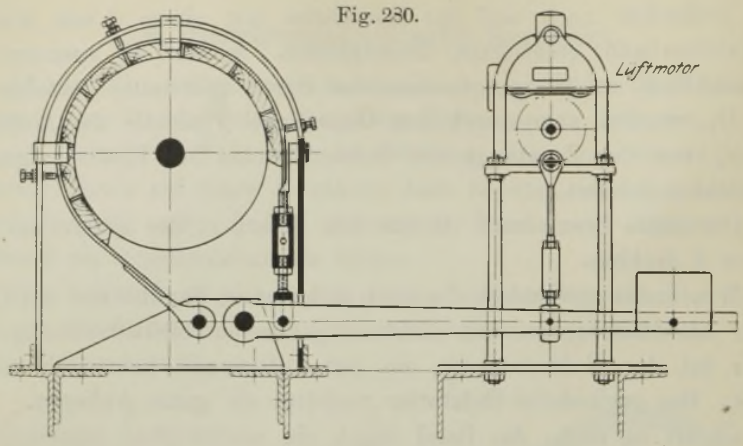
Wenn größere Massen zu bewältigen sind, so erhalten die Bremsen mehrere Windungen des Bremsbandes.

Zweckmäßig ist es, in diesem Fall das Bremsband durch Druckspitzen abzustützen, weil dadurch ein gleichmäßiges Abheben des Bremsbandes gewährleistet wird (Fig. 280). Hier ist an Stelle der sonst üblichen Lüftmagneten ein Lüftmotor gewählt; Lüftmotoren wendet man nur bei Drehstrombetrieb an. Vorteil ist, daß der Lüftmotor leichter anspringt als der Lüftmagnet, der sich außerdem nicht so leicht rechnerisch bestimmen läßt und im Betrieb sehr empfindlich ist; im Preis ist kein wesentlicher Unterschied vorhanden.

Bei größeren Massen wendet man vielfach Backenbremsen an. In Fig. 283 liegt der Drehpunkt fest, so daß Gefahr vorhanden ist, daß nur eine Bremsbacke anliegt, wenn die Länge der Zugstangen nicht sehr genau eingestellt ist. Dieser Übelstand ist bei der Konstruktion Fig. 285 vermieden.

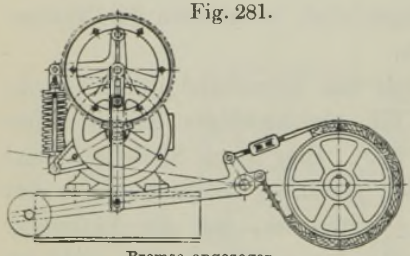
Gute Bremslüfteinrichtungen sind vor allen bei denjenigen Motoren wertvoll, die kleine Bewegungen veranlassen sollen, wo es also darauf ankommt, die in Bewegung gesetzten Teile schnell wieder still zu setzen, besonders da, wo die Bewegungsrichtung häufig wechselt. Hier ist auch die Vereinigung mit Federreibkupplungen angebracht, da sie dann den Motor schnell bremsen, während das Getriebe infolge der in Bewegung befindlichen Massen noch eine kurze Drehung ausführen kann, dann aber durch die Eigenwiderstände von selbst zur Ruhe kommt. Selbstverständlich muß dann die Motorseite der Kupplung als Bremsscheibe ausgeführt werden. Mitunter setzt man noch eine zweite Bremsvorrichtung in das Getriebe.

Fig. 280.



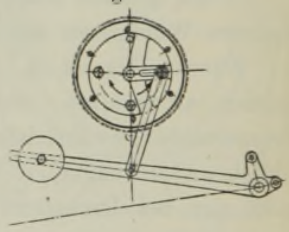
Einfache Bandbremse mit Lüftmotor und Stützschrauben [1]).

Fig. 281.



Bremse angezogen.

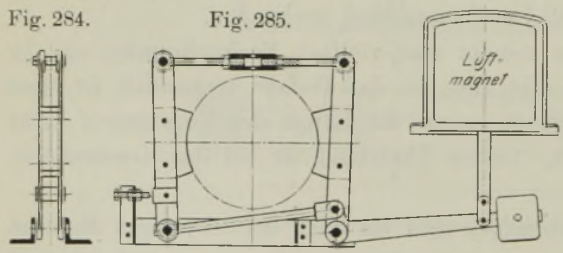
Fig. 282.



Bremse gelüftet.

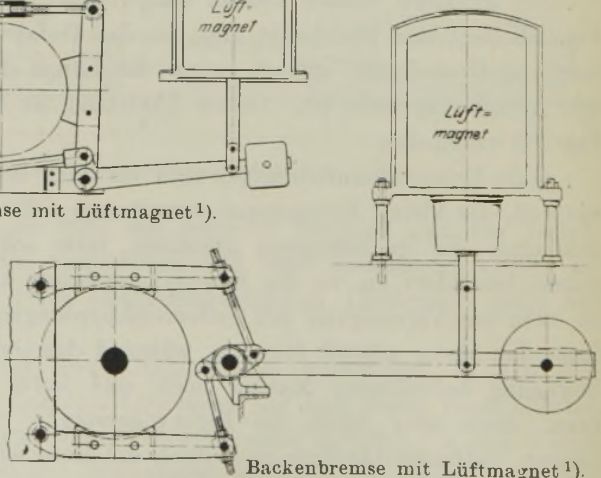
Verbindung des Motorbremsmagneten für Drehstrom mit einer Bandbremse.

Fig. 284. Fig. 285.



Backenbremse mit Lüftmagnet [1]).

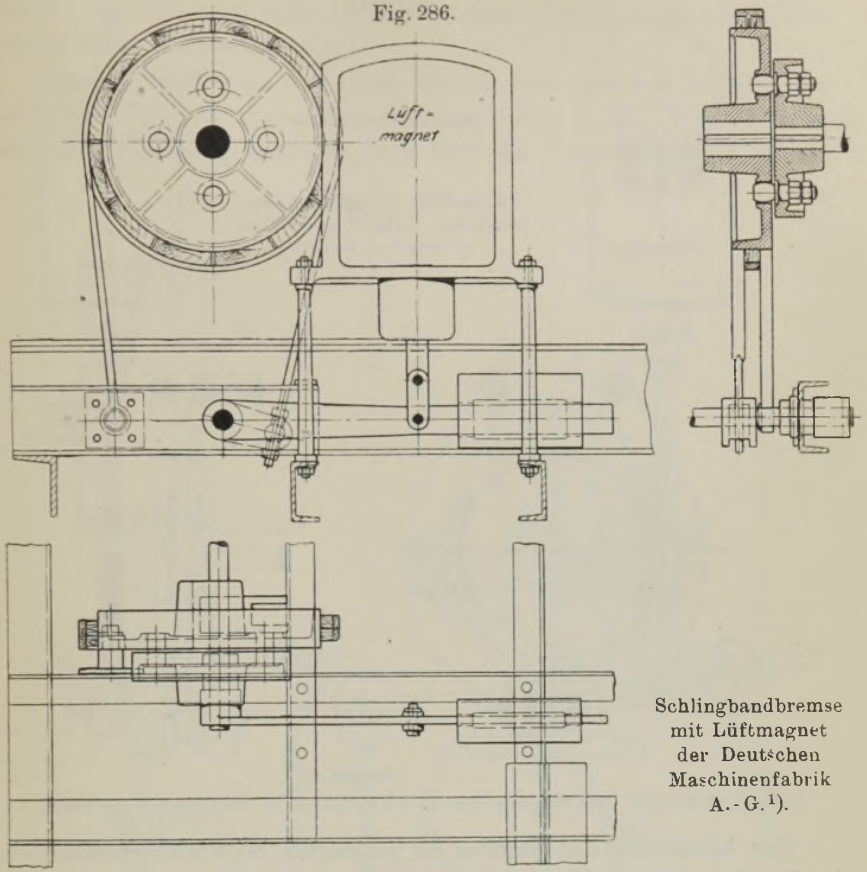
Fig. 283.



Backenbremse mit Lüftmagnet [1]).

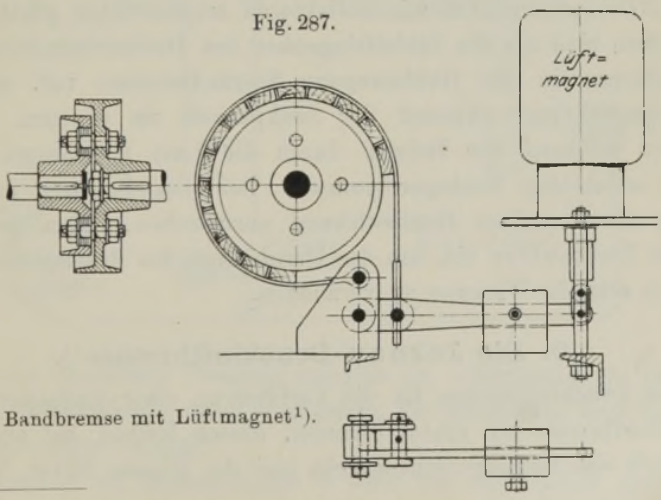
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859. Frölich: Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.

Fig. 286.



Schlingbandbremse mit Lüftmagnet der Deutschen Maschinenfabrik A.-G.[1]).

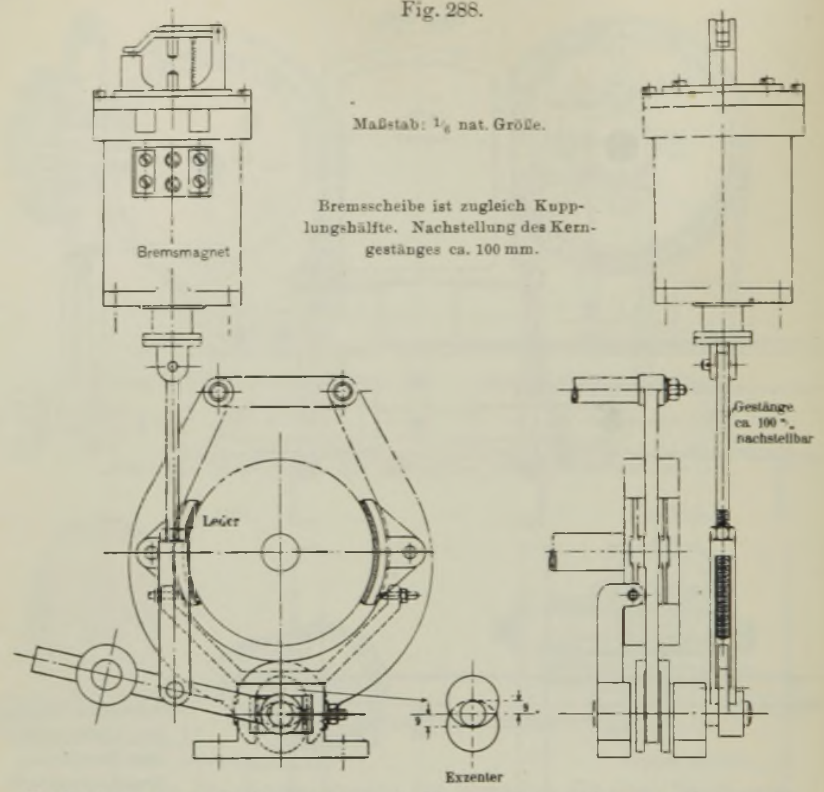
Fig. 287.



Bandbremse mit Lüftmagnet[1]).

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859.

Fig. 288.



Backenbremse mit Lüftmagnet von C. Haushahn in Stuttgart-Feuerbach.

Das Abbremsen der Motoren ist wesentlich bei Gleichstrombetrieb, da die Gleichstromanker mit Kollektoren empfindlicher gegen häufiges Umsteuern sind als die Schleifringanker des Drehstrommotors.

Kommen in der Hubbewegung Sperradbremsen vor, so ist der Bremsmagnet nur während der Senkperiode zu erregen, da diese Bremsen während des Hebens durch die Last geschlossen bleiben; ebenso selbsttätige Senksperrbremsen. Bei allen Bremsen ist die Erzielung einer sanften Bremswirkung anzustreben. Man baut daher vielfach Luftpuffer ein, um das Herabfallen des Bremsgewichtes und dadurch schroffe Wirkung zu vermeiden.

9. Die Jordan-Druckluftbremse[1]).

Die Druckluftbremse ist die Verbindung einer einfachen Backen- oder Bandbremse mit einem Zylinder, dessen Kolben bei eintretender Druckluft das Bremsgewicht anhebt und die Bremse lüftet, beim Ent-

[1]) Ausgeführt von Dr.-Ing. Franz Jordan, Berlin-Friedenau.

weichen der Druckluft aber die Bremse unter der Wirkung des Bremsgewichtes zum Einfallen bringt.

Die Druckluft wird von einem kleinen Kompressor *b* geliefert, der durch das Hubwerk mittels Zahnräder getrieben wird. Ein angeschlossener Luftbehälter *d* sammelt einen größeren Druckluftvorrat. Sobald

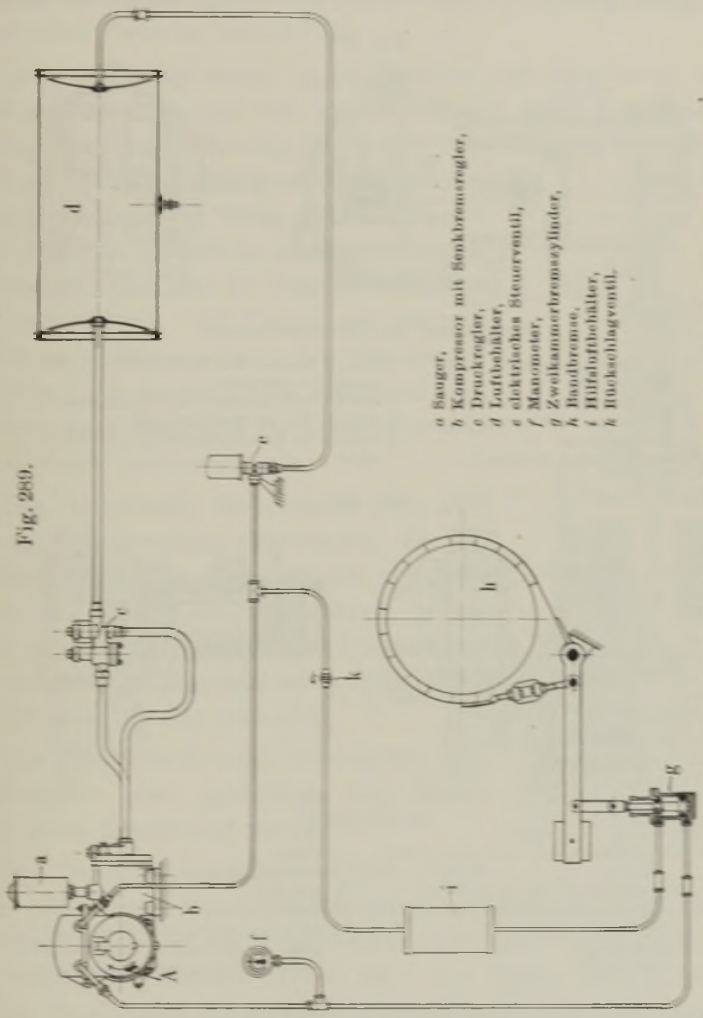


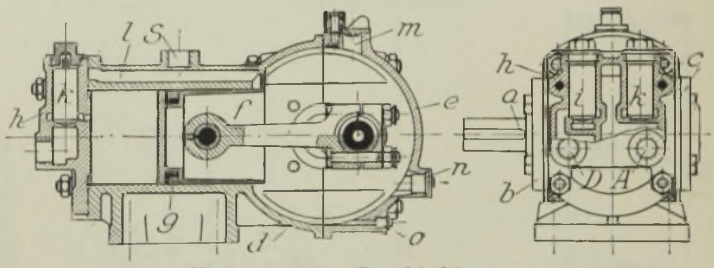
Fig. 289. Anordnung der Druckluftbremse für normale Laufkranwinden.

in diesem eine bestimmte Pressung erreicht ist, unterbricht ein Druckregler *c* die Luftförderung des Kompressors, der selbsttätig beim Sinken des Druckes wieder einsetzt.

Die Pressung im Bremszylinder *g* wird für das Lüften und Anziehen der Bremse entweder durch ein Handsteuerventil oder bei Fern-

steuerung durch ein elektrisches Steuerventil *e* gesteuert. Ein vom Windwerk angetriebener Schwunggewichtsregulator, der sogenannte Senkbremsregler (mit *b* verbunden) regelt in Abhängigkeit von der Fördergeschwindigkeit die Druckluftpressung im Bremszylinder *g* derart, daß die Lasten unabhängig von ihrer Größe mit gleichmäßiger Geschwindigkeit gesenkt werden. Diese selbsttätig durch die Maschine

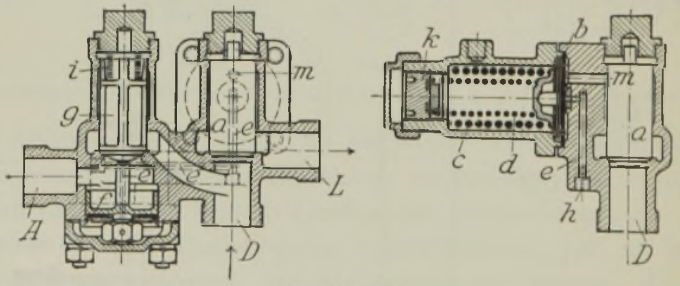
Fig. 290.



Kompressor zur Druckluftbremse.

a gekröpfte Kurbelwelle,
b und *c* Lager,
d und *e* zweiteiliges Gehäuse,
f Kolben mit Dichtungsring *g*,
h Ventilgehäuse,
i Druckventil, *k* Saugventil,
l Kanal, welcher den Kurbelraum mit dem Saugraum verbindet,
S Stutzen für Anschluß eines Luftfilters,
D Stutzen für die Druckleitung,
A Stutzen für Ausschalterleitung vom Druckregler.

Fig. 291.



Druckregler.

A Ausschaltleitung nach dem Kompressor,
D Druckleitung vom Kompressor,
L Leitung zum Luftbehälter,
a Rückschlagventil,
b Membrane,
c, *d* Federn,
f Kolben,
g Ausschaltventil,
h Schraube,
k Regulierschraube,
m Bohrung, durch welche der Raum unter der Membrane dauernd unter Pressung des Luftbehälters steht.

gesteuerte Geschwindigkeit kann der Führer nach Belieben zwischen Null und dem begrenzten Höchstwert leicht verändern.

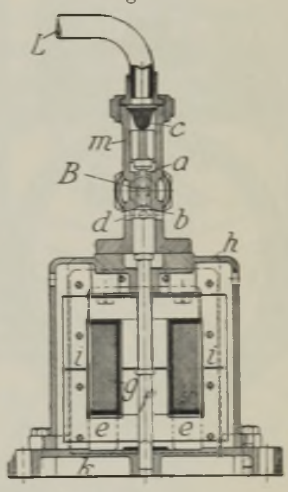
Fig. 290 zeigt den einfach wirkenden Kompressor. Das Saugvolumen beträgt 0,83 Liter, die minutliche Umlaufzahl 150 ÷ 350, die Pressung bis 5 at, das Antriebsmoment bei 5 at etwa 19 kgm. Beim Vorwärtsgang saugt Kolben *f* die aus dem Kurbelgehäuse vom Kolben

verdrängte Luft durch Saugventil *k* an. Beim Rückwärtsgang wird diese Luft im Zylinder verdichtet und durch Druckventil *i* nach dem Luftbehälter gefördert. Das Kurbelgehäuse füllt sich unterdessen aus Saugleitung *S* mit frischer Luft.

Der Druckregler (Fig. 291) dient dazu, den Kompressor auf eine bestimmte Luftpressung einzustellen und ihn leer arbeiten zu lassen, sobald diese Pressung erreicht ist.

Sinkt die Luftpressung im Luftbehälter um etwa 0,1 at, so geht die Membrane auf ihren Sitz zurück und die unter dem Kolben befindliche Druckluft entweicht durch eine feine Bohrung der Schraube *h* ins Freie. Das Ausschaltventil *g* und der Kolben *f* werden dann durch die Feder *i* nach unten gedrückt, so daß die Ausschaltleitung *A* abgeschlossen wird und der Kompressor wieder Luft fördern kann. Bei Kranen mit geringer stündlicher Leistung kann der Druckregler wegfallen. Die hierbei zuviel geförderte Luft entweicht dann durch den als Sicherheitsventil ausgebildeten Senkbremsregler.

Fig. 292.



Elektrisches Steuerventil.

a Einlaßventil, *b* Auslaßventil, *c* Sieb, *d* Löcher des Ventilgehäuses für den Austritt der Druckluft, *e* Anker des Magnets, *f* Druckstange, *g* Spule, *h* Magnetgehäuse, *i* Pole, *k* Grundplatte, *m* Ventilgehäuse.

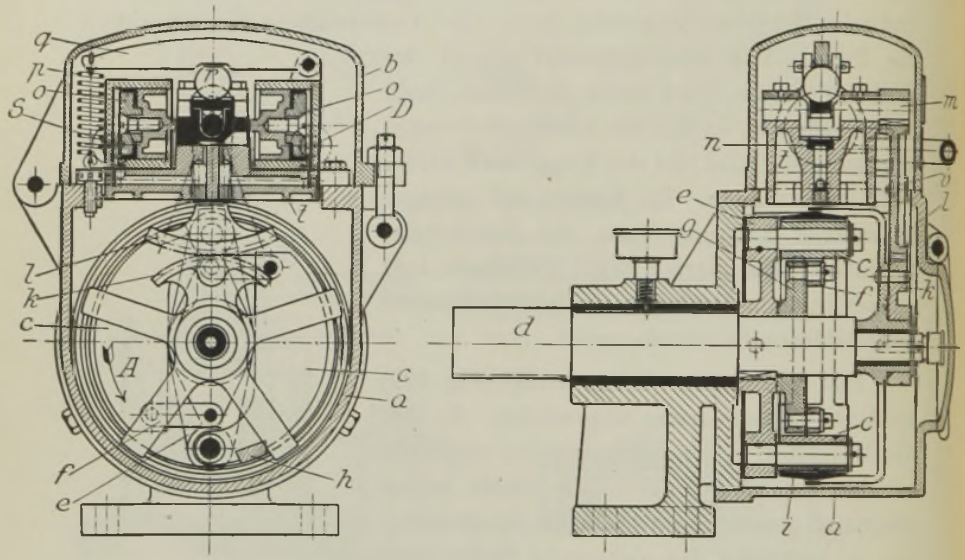
Das elektrische Steuerventil (Fig. 292) wird für Fernsteuerung angewendet. Es läßt die Druckluft in den Bremszylinder eintreten, sobald der Strom durch die Spule seines Magneten geschickt wird. Ist die Spule stromlos, so verbindet das elektrische Steuerventil den Zylinder mit der Außenluft.

Das Steuerventil wird unmittelbar vom Motorschalter oder unabhängig von diesem durch einen Druckknopf gesteuert.

Der Senkbremsregler (Fig. 293) regelt durch Einstellung der Druckluftpressung im Bremszylinder die Senkgeschwindigkeit. Er wird von jenem Triebwerk angetrieben, dessen Geschwindigkeit geregelt werden soll. Der Regler besteht aus einer kleinen, im Gehäuse *a* befindlichen Zentrifugalbremse und dem durch Haube *b* abgedeckten Bremsdruckregler. Beim Anlassen des Hubwerkes strömt bei der linken Drehrichtung des Reglers die vom Steuerventil kommende Druckluft in den linken Zylinder und bringt die Kolben *o*, den Schieber *n* und Schleifring *i* in die rechte Einstellung. Die Druckluft gelangt dann unter den Schieber hindurch in den rechten Zylinder

und in den Bremszylinder. Ist im Bremszylinder die Luftpressung so groß geworden, daß die Last durch die Bremse nicht mehr gehalten wird, so verschließt der Schieber, durch die Zentrifugalbremse gesteuert, sofort bei Beginn der Senkbewegung den zum Bremszylinder führenden Kanal. Die Bremse kann sich daher nicht weiter lüften und ohne gefährliche Beschleunigung wächst die Senkgeschwindigkeit auf ihren höchsten Wert. Die drei auf den Schieber wirkenden Kräfte, wie Verstellkraft der Zentrifugalbremse und der beiden Kolben suchen sich

Fig. 293.



Senkbremsregler.

a Gehäuse,
b Haube,
c Schwunggewichte der Zentrifugalbremse,
d Welle,
e Halter,
f Lenker,
g Ausgleichhebel,
h Gleitbecken aus Pappelholz,
i drehbarer Schleifring auf Welle *d*,
k Zahntrieb, fest verbunden mit Schleifring *i*,
l Zahntrieb der Kurbelwelle *m*,
t Grundplatte,
n Schieber,
S Rohrleitung vom Steuerventil,
D Rohrleitung zum Bremszylinder,
o Kolben der Druckzylinder,
p Feder,
q Hebel,
r Stahlkugel.

während des Senkens das Gleichgewicht zu halten und zwingen den Schieber, die Abschlußstellung des zum Bremszylinder führenden Kanals zu wahren.

Sämtlichen Belastungsschwankungen trägt der Schieber sofort durch Ein- und Auslassen von Luft Rechnung, unabhängig von der Zentrifugalbremse, noch ehe eine Geschwindigkeitsänderung der Last eintritt.

Die Bremse ist während der ganzen Zeit des Lastsenkens angezogen und auch bei Leerlauf der Maschine heben sich die Bremsbacken nur soweit ab, um ein Schleifen der Backen zu vermeiden.

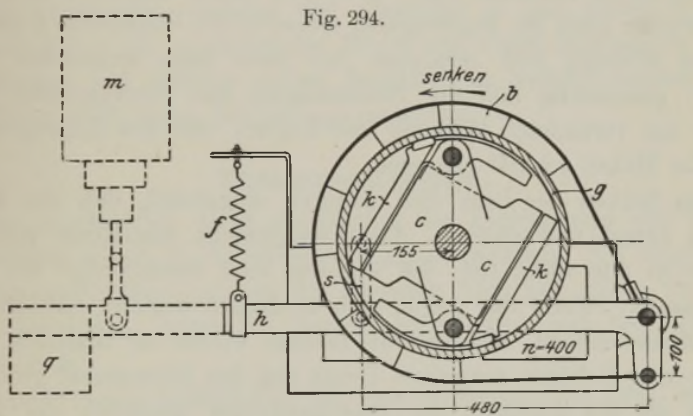
Die Jordanbremse ist bisher in Montage, Gießerei- und Verladekrane für 5 bis 60 Tonnen und Motorleistungen von 6 bis 170 PS eingebaut worden und hat sich dort gut bewährt.

10. Gesteuerte Fliehkraftbremse

von E. Becker[1]), Berlin-Reinickendorf.

Die neue Beckerbremse benutzt den Fliehkraftregler nicht mehr zur unmittelbaren Betätigung der Bremse, sondern sie benutzt ihn nur als Vorspann, so daß dadurch eine große Bremsleistung erreicht wird. Nach Fig. 294 ist das Gehäuse g des Fliehkraftreglers nicht mehr wie bei der alten Ausführung fest mit dem Windengestell verschraubt,

Fig. 294.



Anordnung der gesteuerten Fliehkraftbremse.

sondern lose drehbar. Der von den Fliehklötzen kk auf den Umfang des Gehäuses ausgeübte Reibungswiderstand überträgt sich durch eine Schubstange s auf das Band der Bremse, welche die Senkleistung aufzunehmen hat.

In den Regler sind zwei Elektromagnete c eingebaut, die mittels eines Vorschaltwiderstandes vom Führerstande aus mehr oder weniger stark erregt werden können und dadurch die Wirkung der Fliehkraft

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1925. Prof. Kammerer: Versuche mit einer elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse der Firma E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

mehr oder weniger abschwächen. Man kann daher den Regler auf verschiedene Geschwindigkeitsstufen einstellen, vermag also kleine Lasten schneller als große zu senken.

Während des Hebens öffnet der Fliehkraftregler die Bremse, sobald er in der Hubrichtung umläuft.

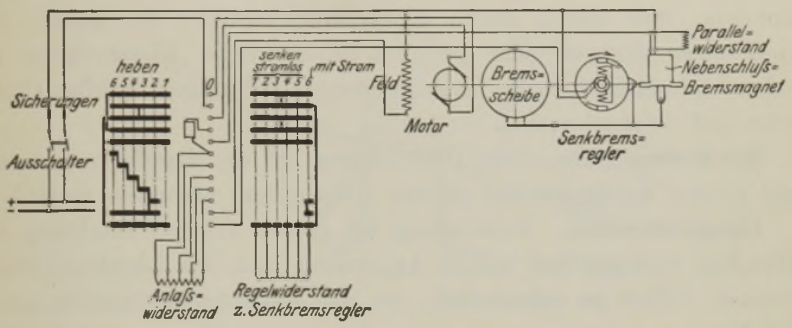
Zum Festhalten der Last kann eine besondere Magnetbremse eingebaut werden. Es kann aber auch die Fliehkraftsenkbremse gleichzeitig als Stoppbremse verwendet werden. Hierzu ist nur ein Belastungsgewicht g am Bremsgestänge erforderlich, welches die Bremse mit einer Kraft schließt, die zum Verzögern der Massen und zum Festhalten der Last ausreicht, ferner ein Elektromagnet m, der dieses Belastungsgewicht anzuheben vermag. Bremsgewicht, Magnet und Regler wirken in der Weise zusammen, daß Gewicht und Regler die Bremse zu schließen versuchen, während der Magnet sie lüften will; beim Heben sind Regler und Magnet bestrebt, die Bremse zu öffnen, während das Gewicht sie schließen will. Sobald der Elektromagnet ausgeschaltet wird, werden auch die Reglerspulen stromlos, die Fliehklötze k kommen voll zur Wirkung und verzögern den nach oben steigenden leeren Haken; gleichzeitig läßt der Bremsmagnet das Bremsgewicht fallen; infolge der vereinigten Wirkung des Reglers und des Bremsgewichtes wird der Haken schnell gebremst.

Das Senken der Last wird dadurch eingeleitet, daß der Bremsmagnet erregt und dadurch das Bremsgewicht angehoben wird: die Bremse ist nun völlig frei, die sinkende Last beschleunigt die Triebwerkmassen. Sobald der Regler sich zu drehen beginnt, entsteht auch ein Gehäusemoment, welches die Bremse wieder zu schließen sucht. Ist der vom Gehäuse ausgeübte Druck auf den Bremshebel größer geworden als die Zugkraft des Bremsmagneten abzüglich des Bremsgewichtes, dann wird der Bremshebel in die Schlußlage gedreht und bleibt in dieser Lage, solange die Last gesenkt wird. Soll die Last wieder stillgehalten werden, so wird der Bremsmagnet ausgeschaltet; da der Bremshebel sich bereits in der Schlußlage befand, so braucht er keinen Schleifweg zurückzulegen; es steigt also augenblicklich die Bremskraft um den durch das Bremsgewicht hervorgerufenen Betrag. In dem Maße, wie die Geschwindigkeit sich mindert, nimmt der Reglerdruck ab, bis schließlich nur die Wirkung des Bremsgewichtes bleibt. Die Verzögerung beginnt daher unverzüglich und nimmt gegen Schluß des Endlaufes ab: die Last wird also genau und stoßlos gebremst.

Der umlaufende Teil des Reglers bildet ein einziges Stahlgußstück, in das die zwei Spulen eingelassen sind und das die beiden Gelenke

für die Fliehklötze trägt. Letztere sind ebenfalls einfache Stahlgußstücke, die mit Reibplatten aus Stahl ausgerüstet sind und abnehmbare Ausgleichstücke aus Flacheisen tragen. Das Gehäuse des Reglers

Fig. 295.



Schaltbild zur gesteuerten Fliehkraftbremse von E. Becker.

ist auf Kugellagern drehbar und überträgt in der Ausführung sein Moment durch ein angegossenes Ritzel auf einen Zahnsektor, damit eine Bremse von beliebig großer Senkleistung betätigt werden kann. Der Strom wird durch Schleifringe zugeführt.

Zusammenfassung.

Bei Handbetrieb dient die Bremse als Haltebremse und für die Senkperiode meist als Senkbremse (Regulierbremse). Als Stopp- oder Verzögerungsbremsen wirken die Bremsen hier nur gegen Ende des Lastniederganges, wenn die Senkgeschwindigkeit auf Null gebracht werden muß.

Handbremsen ermöglichen ein genaues Senken der Last, wenn sie vom Führer unmittelbar betätigt werden können. Sie sind also nur für Hebemaschinen anwendbar, deren Steuermann direkt neben dem Hubwerk steht, wie dies bei den meisten Drehkranen der Fall ist. Kann der Führerstand aber nicht durch Gestänge, sondern nur durch Kontaktleitungen mit dem Hubwerk verbunden werden, wie dies fast bei allen Laufkranen der Fall ist, dann kommen die selbsttätigen Bremsen oder die elektromagnetischen Bremsen außer der später zu behandelnden reinen elektrischen Bremsung (Kurzschlußbremsung und Leonardschaltung) in Betracht.

Klotzbremsen fallen bei gleicher Leistung größer als Bandbremsen aus. Sie greifen wegen der Starrheit der Klotzhebel auch härter an, besitzen aber einen kürzeren Lüftweg, was für Bremslüftmagnete erwünscht ist. Einfache Klotzbremsen beanspruchen die Welle auf Biegung,

deshalb sind bei größeren Drehmomenten Doppelklotzbremsen zu verwenden. Sie sind besonders vorteilhaft, wenn die Bremsung für beide Drehrichtungen erfolgen soll, weil sich ein genaues Abheben der Klötze leicht erreichen läßt. Als Senkbremsen eignen sich Klotzbremsen nicht besonders, weil leicht starke Erwärmung eintritt; als Halte- und Stoppbremse dagegen sehr geeignet. Zylindrische Klotzbremsen bei großen Umfangskräften, Keilnutklotzbremsen bei kleinen Kräften (Fahrwerke und Schwenkwerke).

Bandbremse. Bei einer Drehrichtung ist die Bandbremse wegen ihrer großen Reibfläche und starken Übersetzung besonders vorteilhaft.

Lamellenbremsen. Verwendung bei großer Arbeitsvernichtung, anhaltendem Betriebe und axialer Anpressung, also bei Lastdruck-Senkbremsen. Ölbad ist erforderlich, um den Reibungskoeffizienten gleich zu halten.

Kegelbremsen nur bei Flaschenzügen mit Handbetrieb.

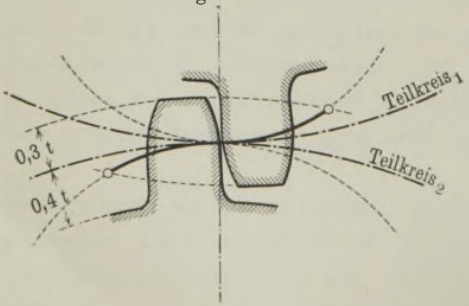
Sperradbremsen (mit geräuschlosem Gesperre) bei Hand- und bei elektrischem Betriebe. Bei letzterem als Magnetlüftbremsen.

Selbsttätige Bremsen. Lastdruckbremsen nur als Senk- und Haltebremsen verwendet, deshalb eventuell noch Magnetbremse als Stoppbremse erforderlich, wenn die Triebwerkmassen auch beim Heben gebremst werden sollen. Beim Lastsenken ist das überschüssige Moment zu überwinden. Schleuderbremsen sind nur als Senkbremsen zu verwenden.

Zahnräder.

Bei den Hebezeugen kommt die im allgemeinen Maschinenbau übliche Einteilung der Zahnräder in Kraft- und Arbeitsräder nicht scharf zum Ausdruck. Eigentliche Arbeitsräder kommen nur wenig vor.

Fig. 296.



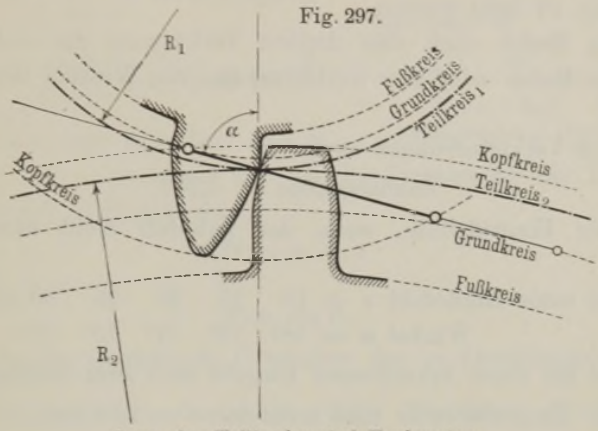
Lage des Teilkreises bei Zykloiden.

Man unterscheidet daher

1. Langsam laufende Räder. Hierher gehören die Räder für Handbetrieb, aber auch die langsam laufenden Räder schwerer Trommeln und deren erste Vorgelege bei Motorbetrieb.
2. Schneller laufende Räder für Motorbetrieb.

Während bei langsam laufenden Rädern für die Zahnabmessungen lediglich Festigkeitsrücksichten maßgebend sind, kommt bei schneller laufenden auch noch die Abnutzung in Frage.

Fig. 297.



Lage des Teilkreises bei Evolventen.

Verzahnung. Winden- und Kranräder werden meist mit Evolventenverzahnung hergestellt, weil von der Achsenentfernung ohne Nachteil abgewichen werden kann und deshalb das Einhalten der Stichmaße nicht die Genauigkeit verlangt wie bei Zykloidenverzahnung. Außerdem bietet die Evolventenverzahnung bei der Bearbeitung der Zahnflanken auf den Spezialmaschinen verschiedene Vorteile, weil Evolventenfräser leichter herzustellen sind als Zykloidenfräser.

Nur bei Zähnezahlen unter 9 wird Zykloidenverzahnung angewendet, mit welcher sich noch die Trieblinge mit 4 Zähnen für Zahnstangenwinden entwerfen lassen.

Während bei Zykloidenverzahnung allgemein für die Zahnfußhöhe 0,4 t und für die Zahnkopfhöhe 0,3 t gewählt wird, erfordert die Evolventenverzahnung zur Vermeidung von Eingriffsstörungen schon bei geringen Übersetzungen eine Verschiebung derart, daß die Zahnkopfhöhe des größeren Rades verkürzt wird, während der Zahnfuß unter möglichster Beibehaltung der ganzen Zahnhöhe von 0,7 t verlängert wird. Umgekehrt erhält dann das kleine Rad Zähne mit großer Zahnhöhe und verkürztem Zahnfuße.

Man bestimmt die Kopfhöhe des großen Rades und dadurch die Verschiebung der Zahnhöhen so, daß man den Kopfkreis des großen Rades durch den Berührungspunkt der unter der üblichen Neigung von 75° gelegten Eingriffslinie am Grundkreise des kleinen Rades schlägt und von hier die ganze Zahnhöhe 0,7 t abträgt.

Unter Einhaltung des üblichen Spielraumes von $0{,}1\,t$ zwischen Kopf- und Fußkreis ergibt sich durch Abtragung von $0{,}7\,t$ die Zahnhöhe des kleinen Rades in bezug auf den Teilkreis, sofern dadurch die Zähne nicht zu spitz werden.

Häufig findet auch eine direkte Verkürzung der Zahnkopfhöhe des großen Rades oder eine Verkleinerung des Winkels der Eingriffslinie statt.

Übliche Verkleinerungen sind

$$\text{Zahnkopfhöhe} = 0{,}25\,t,$$

Winkel der Eingriffslinie, wenn der Zahnfuß nicht unterschnitten sein soll:

bei einer Zähnezahl $z =$	10	15	20	25	30 und mehr,
Winkel $\alpha =$	68°	70°	72°	73°	75°.

Maßgebend für einen brauchbaren Eingriff sind zwei Bedingungen:

die Eingriffsstrecke muß mindestens $= 1{,}5\,t$ sein;

die Zähne dürfen sich nicht klemmen.

Die im Teilkreise gemessene Zahnstärke wird

für roh gegossene Räder . . . . . $s = \frac{19}{40}\,t,$

entsprechend einem Spielraum $= \frac{1}{20}\,t,$

für sauber bearbeitete Räder . . . . $s = 0{,}5\,t.$

Bei dem neuerdings zur Anwendung gekommenen Fräsverfahren (Abwälzverfahren) kann man noch Übersetzungen von 1:12 bis 1:13 ohne Bedenken anwenden und erhält dabei noch Wirkungsgrade, die mit doppeltem Vorgelege nicht zu erreichen sind.

Teilung für langsam laufende Räder. Ist

t die Teilung in cm,

b die Zahnbreite $= \psi . t$,

s die Zahnstärke,

h die Zahnhöhe,

P der Zahndruck,

c der Festigkeitskoeffizient,

n die Umgangszahl des Rades pro Minute,

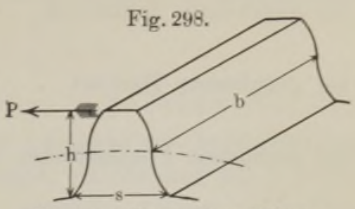
N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,

so ermittelt sich die Teilung nur mit Rücksicht auf die Festigkeit aus der Biegungsgleichung:

$$P . h = \frac{b\,s^2}{6} \cdot k_b.$$

Setzt man im Mittel $s = 0{,}5\,t$ bis $0{,}55\,t$, und für h den üblichen Wert $0{,}7\,t$, so wird

Fig. 298.



Beanspruchung eines Zahnes.

$$P = b\,t\,\frac{0{,}5^2}{6\,.\,0{,}7}\cdot k_b = b\,.\,t\,.\,0{,}06\,k_b$$

bis

$$P = b\,t\,\frac{0{,}55^2}{6\,.\,0{,}7}\cdot k_b = b\,.\,t\,.\,0{,}07\,k_b.$$

Bezeichnet man den Wert $0{,}06\,k_b$ bzw. $0{,}07\,k_b$ mit c, so lautet die für die Berechnung der Zahnräderteilung geltende Grundgleichung:

$$\boldsymbol{P = c\,.\,b\,.\,t} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

oder mit $\frac{b}{t} = \psi$

$$P = c\,\psi\,t^2.$$

Ist nicht der Zahndruck P, sondern das zu übertragende Moment M_d in kgcm gegeben, so ist in obiger Gleichung $P = \frac{M_d}{r}$ und $r = \frac{z\,t}{2\,\pi}$ zu setzen. Mit $\frac{b}{t}$ erhält man dann den Ausdruck:

$$\boldsymbol{t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{c\,.\,\psi\,.\,z}\cdot M_d}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ist in der letzten Gleichung M_d durch N auszudrücken.

Bezeichnet

N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,

n die Umdrehungszahl der Welle pro Minute,

v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im Teilkreisradius r,

so ist, wenn v in m und r in cm ausgedrückt wird,

$$v = \frac{2\,r\,.\,\pi\,.\,n}{100\,.\,60} \quad \text{und} \quad N = \frac{P\,.\,v}{75}.$$

Durch Kombination beider Gleichungen ergibt sich das Drehmoment $M_d = P\,.\,r = 71\,620\,\frac{N}{n}$. Mit diesem Wert geht Gleichung 2) über in

$$\boldsymbol{t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\,.\,\psi\,.\,z}\cdot\frac{N}{n}}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 3)$$

Will man die Biegungsanstrengung k_b selbst in den Gleichungen haben, so entwickeln sich aus der aufgestellten Biegungsgleichung folgende in der Literatur häufig vorkommende Teilungsgleichungen, und zwar, je nachdem man die Stärke des Zahnfußes mit $s = 0{,}5\,t$ oder $s = 0{,}55\,t$ einsetzt,

bei gegebenem Zahndruck . $t = 3{,}75$ bis $4{,}15 \sqrt{\frac{P}{k} \cdot \frac{t}{b}}$,

bei gegebenem Moment . . $t = 4{,}45$ bis $4{,}73 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}}$,

bei gegebenen Pferdestärken $t = 398$ bis $423 \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}}$

(k_b in kg/qmm und t in mm).

Gewöhnlich ist für Gußeisen

$$k_b = 300 \text{ kg/qcm}, \quad \text{und demnach} \quad c = 18 \text{ bis } 21.$$

Für Winden, welche mit großer Unterbrechung oder nicht häufig mit der vollen Belastung arbeiten, darf k_b bis auf 400 kg/qcm erhöht werden, so daß

$$c = 24 \text{ bis } 28$$

wird.

Außerdem ist noch bei der Wahl von c Rücksicht auf die Tourenzahl erforderlich.

Man findet für Gußeisen bei langsam laufenden Trommelrädern

$$c = 28 \div 30,$$

bei den schneller laufenden Vorgelegen je nach Tourenzahl

$$c = 18 \div 24.$$

Verwendet man zur Erzielung kleinerer und leichterer Räder Stahlguß, so kann $k_b = 500$ kg/qcm gesetzt werden. Damit wird

$$c = 30 \text{ bis } 35.$$

Auch hier zeigen neuere Ausführungen je nach Tourenzahl verschiedene Werte: für langsam laufende Trommelräder mit Motorbetrieb

$$c = 60,$$

für die mittleren Vorgelege

$$c = 40 \div 50.$$

Bei tragbaren Zahnstangenwinden, bei denen es sich um möglichste Leichtigkeit handelt, werden die mit vier Zähnen versehenen Trieblinge aus Schmiedeeisen, welches durch Einsetzen gehärtet wird, hergestellt. Man findet hier Ausführungen, bei denen k_b 1600 bis 3000 kg/qcm beträgt, also

$$c = 96 \text{ bis } 210.$$

Mit Rücksicht darauf, daß ruckweises Anziehen der Kurbel und etwa zwischen die Radzähne geratene Körper den Zahnbruch begünstigen können, geht man mit der Teilung, falls dieselbe klein ausfallen sollte, nicht unter

$$7\pi \text{ bis } 8\pi.$$

Zahnbreite. Für Windenräder und dergleichen mit Handbetrieb genügt

$$b = 2\,t, \quad \text{also} \quad \psi = \frac{b}{t} = 2.$$

Wird aus irgend welchen Gründen $b > 2\,t$, so ist die Formel $P = c.b.t$ nicht ohne weiteres gültig, da sie nur den Längsbruch berücksichtigt, während dann die Gefahr des Eckbruches, welche nur bei $b = 2\,t$ annähernd gleich der des Längsbruches, maßgebend wird. Eine Vergrößerung von b über $2\,t$ steigert also die Festigkeit nicht. Daher ist zu rechnen, wenn

$$b > 2\,t, \qquad P = c.2\,t.t = 2\,c\,t^2.$$

Teilung für schneller laufende Räder. Die Berechnung erfolgt nach den für langsam laufende Räder aufgestellten Teilungsformeln.

Gewöhnlich rechnet man nach

$$\boldsymbol{P = 2\,c\,t^2},$$

also mit $b = 2\,t$, und berücksichtigt die Abnutzung[1]) dadurch, daß man bei langsam laufenden Rädern

$$b = 2 \div 2{,}5\,t,$$

und bei schneller laufenden Rädern

$$b = 3 \div 4\,t$$

setzt. Bei letzteren ist gute Lagerung — möglichst auf beiden Seiten — vorzusehen, so daß Eckbruch nicht so leicht zu erwarten, und gleichmäßige Verteilung des Zahndruckes über die ganze Breite erzielt wird.

Konstruktion des Radkörpers. Stärke des Zahnkranzes in der Regel $0{,}5\,t$ mit schwacher Verjüngung von 1:40 bis 1:60 nach außen hin.

Die Arme erhalten ⊥-, +- oder I-förmigen Querschnitt. Anzahl der Arme gewöhnlich 4 bis 6. Als Anhalt dient die Gleichung

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D},$$

wenn D der Raddurchmesser in mm ist.

Verhältnis der Armbreite zur Rippenhöhe wie 5:1; Rippendicke $= \frac{1}{5}\cdot$ Armbreite. Der Armquerschnitt am Nabenanschluß ist nach der Gleichung

$$P.y = W.k_b \cdot \frac{1}{4}$$

---

[1]) Die häufig angeführte Gleichung $c = 20 - \sqrt{n}$ ist im Hebezeugbau nicht zu gebrauchen. Sie ist nur für Dauerbetrieb gültig und versagt auch hier schon bei $n = 250$.

zu kontrollieren, worin P = Umfangskraft, y = Abstand von Nabenumfang bis Teilkreis, W = Widerstandsmoment des Armquerschnittes und $k_b \leqq 300$ kg qcm. Nabendurchmesser $\simeq 2 \times$ Wellendurchmesser, Nabenlänge $\simeq 1{,}5$ bis $2 \times$ Wellendurchmesser.

Material und Bearbeitung. Für Handbetrieb kommt meistens Gußeisen zur Verwendung. Bei motorischem Antrieb werden die Räder häufig zur Beschränkung der Dimensionen und der Abnutzung aus Stahlguß hergestellt. Außerdem kommt noch bei elektrischem Antrieb für die Räder auf der Motorwelle Rohhaut und Phosphorbronze in Frage.

Die langsam laufenden Räder bleiben in der Regel unbearbeitet. Mit Ausnahme der schmiedeeisernen Trieblinge der Zahnstangenwinden kommt Bearbeitung der Zahnflanken für Handbetrieb überhaupt nicht in Betracht.

Bei größeren Umdrehungszahlen — etwa von 0,6 m/sec Umfangsgeschwindigkeit ab (entsprechend $n = 150$ bei kleinen Rädern von 80 ÷ 90 mm Durchmesser) — werden die Zähne gefräst. Insbesondere ist bei den ersten Übersetzungen elektrisch betriebener Hebezeuge peinlich genaue Herstellung auf guten Spezialmaschinen erforderlich.

Tabelle 27.

Zusammenstellung der Grenzwerte k_b und c für Zahnräder.

	Betriebsart	Häufige Vollast		Seltene Vollast	
		k_b	c	k_b	c
Gußeisen	bei auftretenden Stößen	200	12—14	250	15—17
	schneller laufende Vorgelege	300	18—21	350	21—24
	langsam laufende Trommelräder	400	24—28	450	28—30
Stahlguß	schneller laufende Vorgelege	500	30—35	600	36—42
	langsam laufende Trommelräder	700	42—50	800	50—60
Phosphorbronze	im Mittel	500	30—35	600	36—42
Schmiedeeisen	für Zahnstangenwinden	1600	96—112	3000	180—210
Rohhaut	im Mittel	140	8—10	170	10—12

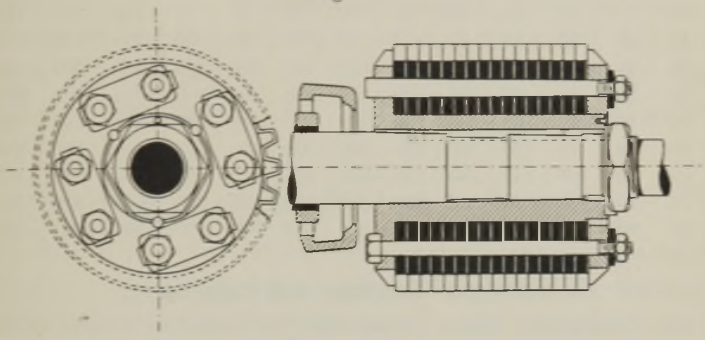
Rohhautritzel. Bei elektrischem Antriebe werden die direkt auf der Elektromotorwelle sitzenden Ritzel aus Rohhaut hergestellt. Das Rad, welches aus einzelnen, nach Fig. 299 durch Schrauben zusammengepreßten Lederscheiben besteht, ist zu fräsen und mit seitlichen Stirnplatten aus Eisen- oder Rotguß zu versehen. Selbstredend muß das eingreifende Stirnrad ebenfalls bearbeitet sein. Diese Räder dürfen nicht geschmiert werden, weil das Leder vom Öl aufgeweicht wird.

Wie in der vorstehenden Tabelle angegeben ist, kann für Rohhauträder je nach Häufigkeit der Grenzlast

$$c = 8 \text{ bis } 12$$

gesetzt werden. Eckbruch kommt hierbei wegen der vorhandenen Elastizität nicht in Frage.

Fig. 299.



Rohhautritzel.

Man erachtet heute den Rohhautantrieb bei Stirnräderübertragung nicht mehr für unbedingt erforderlich. Bei genauer Bearbeitung und reichlicher Schmierung ist das Geräusch für Phosphorbronze auf Stahl oder Gußeisen, oder Stahl auf Stahl nicht allzu störend.

Zähnezahl. Mit Rücksicht auf möglichst gedrängte Konstruktion wählt man für die Trieblinge

bei Handbetrieb	10	bis 12	Zähne,
bei maschinellem Antrieb	15	„ 20	„
für die schwereren Räder an der Trommel aber meist		12	„

Wirkungsgrad. Als mittleren Wert des Wirkungsgrades eines Zahnräderpaares kann man für normale Verhältnisse mit $\mu = 0{,}16$ bis $0{,}1$ annehmen:

$$\eta = 0{,}94 \text{ bis } 0{,}96.$$

Der Wirkungsgrad einer Vorgelegewelle beträgt etwa $\eta = 0{,}97$, folglich Wirkungsgrad einer Zahnrädervorlegewelle:

$$\eta = 0{,}94 \,.\, 0{,}97 \sim 0{,}91$$
$$\text{bis } \eta = 0{,}96 \,.\, 0{,}97 \sim 0{,}93,$$

bei guter Wartung:

$$\text{bis } \eta = 0{,}95.$$

Tabelle 28. **Gewichte von Zahnrädern in kg.**
(Nach ausgeführten Rädern zusammengestellt.)

z	=	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	120
t =	25	5	6	8	10	15	20	25	30	35	40	50	60	75
	30	8	10	12	16	20	30	35	45	55	65	75	85	110
	35	12	15	20	28	35	45	67	75	100	115	130	150	190
	40	15	20	25	33	40	60	75	95	110	150	150	175	220
	45	20	35	45	60	70	95	130	160	190	230	270	310	400
	50	25	40	55	75	90	125	165	210	250	300	350	410	550
	55	35	55	80	100	130	180	230	290	350	350	500	600	750
	60	40	70	100	130	160	230	300	370	450	550	650	780	950
	65	50	85	120	160	195	280	360	450	580	650	800	950	1200
	70	60	100	140	190	225	320	420	520	650	760	900	1100	1400
	75	70	120	180	240	290	400	540	650	800	1000	1200	1500	1700
	80	90	140	220	290	350	480	650	780	950	1200	1400	1600	2000

Tabelle 29. **Gewichte von Zahnrädern.**
(Aus dem Kataloge der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau).

Zähnezahl z	Teilung in Millimetern						
	20—40	41—50	51—60	61—70	71—80	81—90	91—100
	Multiplikator M						
20— 30	3	4	5	6	7	8	9
31— 50	4	5	6	7	8	9	10
51— 70	5	6	7	8	9	10	11
71— 90	6	7	8	9	10	11	12
91—120	7	8	9	10	11	12	13
121—150	8	9	10	11	12	13	14
151—200	9	10	11	12	13	14	15
201—250	10	11	12	13	14	15	16
251—300	11	12	13	14	15	16	17

Gewicht $= z.t.b.M$ (t und b in dcm).

Schneckengetriebe.

Schneckengetriebe kommen bei Hebezeugen hauptsächlich dann zur Anwendung, wenn es sich um starke Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen handelt. Im ersteren Falle, welcher namentlich für Handbetrieb in Frage kommt, wird die eingängige Schnecke verwendet, welche neben der intensiven Übersetzung gleichzeitig den Vorteil der Selbsthemmung besitzt. Dieser Vorteil, welcher eine Bremsvorrichtung

überflüssig macht, wird allerdings durch einen sehr geringen Wirkungsgrad (40 bis 50 Proz.) erkauft.

Für Windwerke mit maschinellem Antrieb, bei denen die Verwendung einer eingängigen Schnecke die Wahl eines stärkeren, also auch teueren Motors gegenüber dem Zahnräderantrieb bedingen würde, nimmt man steilgängige Schnecken mit zwei und drei Gängen, welche einen erheblich höheren Wirkungsgrad ergeben. Allerdings tritt dann der Nachteil ein, daß das Getriebe größer ausfällt und daß dasselbe nicht mehr die Eigenschaft der Selbsthemmung besitzt, so daß also besondere Sperrwerke, welche die Last schwebend erhalten, angebracht werden müssen.

Verzahnung der Schneckengetriebe [1]).

Arbeitsprofile der Schnecken. Für die zunächst zu ermittelnden Zahnstangenprofile der Schnecken kommen als Begrenzungslinien Evolventen und Zykloiden in Betracht.

Genauere Untersuchungen haben ergeben, daß Evolventenschnecken nicht nur wegen der leichteren genauen Herstellung, sondern auch wegen der günstigeren Eingriffsverhältnisse vorzuziehen sind. Zykloidenschnecken liefern verwickelte Eingriffsverhältnisse und bieten auch nicht in allen Schnitten vorteilhafte Schmiegung.

Die Unempfindlichkeit der Evolventenräder in bezug auf kleine Abweichungen von dem Achsenabstand der Entwurfszeichnung besteht für Evolventen-Schneckengetriebe nicht, weil hier nur der Mittelschnitt reine Evolventenverzahnung besitzt, in allen übrigen Eingriffsebenen aber die Schnittprofile von der Grundform stark abweichen und dem Evolventengesetz nicht mehr unterworfen sind.

Die Ermittelung der Radzahnprofile erstreckt sich darauf, daß man zu den bereits bestimmten Zahnstangenprofilen der Schnecke die zugehörigen Eingriffslinien und Radzahnprofile konstruiert.

Zu beachten ist ferner, daß die Begrenzung der Eingriffsstrecken des Schneckengetriebes durch die beiderseitigen Zahnkopfkreise nicht immer die wirkliche Eingriffsdauer bestimmt, sondern daß unter gewissen Verhältnissen der tatsächliche Eingriff schon vor dem Eintritt der Schneckenkopfbahnen in die Eingriffslinien aufhören kann.

---

[1]) Ernst, Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe mit Evolventen- und Zykloidenverzahnung und ihr Einfluß auf die Dauer der Triebwerke. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 1229, 1313, 1423 und 1466. — Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 936 und 968; 1898, S. 1156.

Die Kopfhöhe der Evolventenschnecken und zugehörigen Radzähne ist auf $0{,}25\,t$ im Mittelschnitt zu beschränken und bei weniger als 28 Zähnen des eingreifenden Rades noch niedriger zu wählen. Für ein 24zähniges Rad erhält man mit der Kopfhöhe $0{,}23\,t$ noch gute Verhältnisse.

Material und Herstellung. Bei Handbetrieb werden entweder Schneckenrad und Schnecke aus Gußeisen hergestellt und beide bleiben unbearbeitet, oder man schneidet die Schnecke auf der Drehbank aus einem vollen Stahlzylinder und läßt dieselbe dann in das gußeiserne unbearbeitete Schneckenrad eingreifen.

Für Schneckengetriebe mit hohen Umlaufszahlen, wie solche namentlich bei Elektromotorenantrieb vorkommen, ist die Bearbeitung beider Teile unerläßlich. Man verwendet dann als Material für das Schneckenrad Phosphorbronze und fräst die Zähne mit einer besonderen Frässchnecke in den Radumfang ein. Damit nicht das ganze Rad aus der teueren Phosphorbronze hergestellt werden muß, stellt man nur den Radkranz aus diesem Material her und schraubt ihn nach Fig. 314 oder 315 (S. 188) auf den gußeisernen Radkörper auf. Die Stahlschnecke wird wieder auf der Drehbank aus dem Vollen geschnitten. Derartig hergestellte Getriebe ertragen eine verhältnismäßig hohe Belastung und zeichnen sich bei reichlicher Schmierung durch sanften geräuschlosen Gang aus.

Beziehung zwischen Last und Kraft.

Bezeichnet

P_0 die ideelle Antriebskraft am Kurbelarm,
P die wirkliche Antriebskraft am Kurbelarm,
a die Länge des Kurbelarmes,
Q die zu hebende Last an der Trommel,
R_1 den Trommelradius,
R den Radius des Schneckenrades,
K die Umfangskraft des Schneckenrades in Richtung der Schneckenachse,
t die Teilung des Schneckenrades,
z die Zähnezahl des Schneckenrades,
b die Zahnbreite des Schneckenrades,
s die Ganghöhe der Schnecke,
i die Gangzahl der Schnecke ($i = 1$ bei eingängiger, $i = 2$ bei zweigängiger Schnecke),
η den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes,

so ist

$$P_0\, 2a\pi = K.s,$$

oder

$$P_0\, 2a\pi = \frac{Q R_1}{R} \cdot s.$$

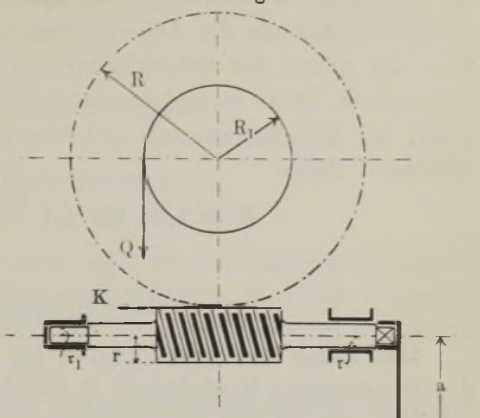
Führt man die Zähnezahl in die Gleichung ein, so wird mit der Beziehung

$$2R\pi = zt \text{ und } s = it$$

$$P_0 . a = Q R_1 \cdot \frac{i}{z},$$

und mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades das wirkliche Antriebsmoment

Fig. 300.



Berechnungsskizze zum Schneckengetriebe.

$$P . a = \frac{Q . R_1}{\eta} . \frac{i}{z} \quad \text{oder} \quad M_{\text{Schnecke}} = \frac{M_{\text{Trommel}}}{\eta} . \frac{i}{z}$$

und demnach das Übersetzungsverhältnis:

$$\frac{\text{Nutzbares Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{\eta . P . a}{Q R_1} = \frac{i}{z},$$

d. h. die Schnecke entspricht einem Zahnrade von i Zähnen.

Der Schneckendurchmesser ist demnach ohne Einfluß auf das Verhältnis von $P : Q$.

Bezeichnet ferner

a den Steigungswinkel des Schraubenganges,
r den Schneckenradius,
$\mathfrak{r}$ den Halszapfenradius,
$\mathfrak{r}_1$ den mittleren Spurzapfenradius,
μ den Zapfenreibungskoeffizienten (0,1),
ϱ den Reibungswinkel,

so beträgt das Moment, welches zum Drehen der Schnecke aufzuwenden ist, ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände in den Lagern der Schneckenwelle

$$M = P . a = K . r . tg(\alpha + \varrho),$$

und mit Berücksichtigung der Lagerreibungen

$$P . a = K . r . tg(\alpha + \varrho) + \underset{\text{Spurzapfen}}{\mu K \mathfrak{r}_1} + \underset{\text{Halszapfen}}{\mu P \mathfrak{r}},$$

also der wirkliche Kurbeldruck

$$P = \frac{K[r\, tg(\alpha + \varrho) + \mu \mathfrak{r}_1]}{a - \mu \mathfrak{r}}.$$

Um den Reibungen in den Lagern von vornherein, also ohne vorherige Bestimmung der Lagerabmessungen, Rechnung zu tragen, kann man die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste bei gewöhnlichem Spur- und Zapfenlager auf etwa 10 Proz. der Antriebskraft, bei Kugellagern auf höchstens 2 bis 5 Proz. der Antriebskraft schätzen. Daher

$$P = 1{,}05 \text{ bis } 1{,}1 \frac{K \cdot r\, tg(\alpha + \varrho)}{a}.$$

Wirkungsgrad.

Man erhält den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, wenn man den theoretischen Kurbeldruck P_0 durch den wirklichen Kurbeldruck P dividiert. Es ist also der Wirkungsgrad der Schneckenwelle

$$\eta_s = \frac{P_0}{P} = \frac{r \cdot tg\alpha}{\frac{[r\, tg(\alpha + \varrho) + \mu r_1] \cdot a}{a - \mu r}} = \frac{r\, tg\alpha (a - \mu r)}{a[r\, tg(\alpha + \varrho) + \mu r_1]}.$$

Setzt man wieder für die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste in den Schneckenlagern 10 bzw. 5 Proz. der Antriebskraft, so wird

$$\eta_s = \frac{0{,}9\, tg\, \alpha}{tg(\alpha + \varrho)} \text{ bis } \frac{0{,}95\, tg\, \alpha}{tg(\alpha + \varrho)}.$$

Der Wirkungsgrad wächst mit dem Steigungswinkel α und ist insbesondere vom Reibungskoeffizienten zwischen Schnecke und Schneckenrad μ_1 abhängig [1]).

Er verringert sich bei dickflüssigem Öl mit geringer Öltemperatur (siehe S. 183 „Schmiermaterial"), und insbesondere auch dann, wenn der Zahndruck erheblich unter den der Vollbelastung sinkt. So ist z. B. nach Stribeck[1a]) bei einer zweigängigen Schnecke mit $n = 352$ bei 750 kg Zahndruck $\eta = 90$ Proz., während bei 100 kg Zahndruck η nur noch 45 Proz. betrug und bei noch kleineren Drücken auf 30 Proz. sank.

Der Reibungskoeffizient μ_1 und damit der Reibungswinkel ϱ beträgt mit Berücksichtigung der Beziehung $\mu_1 = tg\, \varrho$:

a) für minderwertige Ausführung; Schnecke und Rad aus Grauguß, unbearbeitet, aber eingelaufen und geschmiert:

$$\mu_1 = 0{,}15 \qquad \varrho = 8^0\, 50';$$

[1]) Literatur über Versuche mit Schneckengetrieben: a) Stribeck, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 936 und 1898, S. 1156; b) Ernst, ebenda 1900, S. 1229; c) Westberg, ebenda 1902, S. 915.

b) für gute Ausführung, gehärtete Stahlschnecke auf Bronze, gefräst, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0{,}1 \qquad \varrho = 6^0;$$

c) für vorzügliche Ausführung, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0{,}05 \qquad \varrho = 3^0;$$

d) desgl. bei hohen Gleitgeschwindigkeiten:

$$\mu_1 = 0{,}02 \qquad \varrho = 1^0\,10'.$$

Der Wirkungsgrad ist also auch noch von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Für ein gußeisernes Schneckengetriebe z. B., dessen Steigungswinkel $5^0\,42'$ bei $8\,\pi$ Ganghöhe, 30 Zähnen und 200 kg Zahndruck betrug, wurde durch Versuche bei

360 600 und 900 Umdrehungen in der Minute
bzw. 1,5 2,5 „ 4,0 m/sec Gleitgeschwindigkeit

ein Wirkungsgrad $\eta_s = 0{,}67$ $0{,}71$ „ $0{,}74$ ermittelt.

Für ein doppelgängiges Schneckengetriebe, Stahl auf Bronze, mit einem Steigungswinkel $17^0\,40'$, ergab sich der Wirkungsgrad für Gleitgeschwindigkeiten von 1,5 bis 6,5 m, entsprechend 350 bis 1500 Umdrehungen in der Minute, nahezu konstant, nämlich $\eta_s = 0{,}9$.

Da aber nicht alle Schneckengetriebe unter den bei Versuchszwecken vorhandenen günstigen Vorbedingungen arbeiten, so können unter Einschluß von 10 Proz. Lagerverlust für die Schneckenwelle nachstehende Wirkungsgrade gesetzt werden:

Tabelle 30. **Wirkungsgrade der Schneckenwellen.**

Steigungswinkel $\alpha =$	4^0	6^0	8^0	10^0	15^0	20^0	25^0
Ausführung a) $\mu_1 = 0{,}15$; $\eta_s =$	0,29	0,35	0,44	0,48	0,56	0,60	0,62
Ausführung b) $\mu_1 = 0{,}1$; $\eta_s =$	0,37	0,45	0,52	0,57	0,64	0,68	0,70
Ausführung c) $\mu_1 = 0{,}05$; $\eta_s =$	0,54	0,60	0,66	0,69	0,74	0,77	0,80

Der Gesamtwirkungsgrad eines Schneckengetriebes, zusammengesetzt aus dem Wirkungsgrade der Schneckenwelle η_s und dem Wirkungsgrade der Schneckenradachse η_t, ergibt sich demnach zu

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_t.$$

Teilung und Schneckendurchmesser.

Die Berechnung der Teilung ist dieselbe wie bei den Zahnrädern. Sie wird hauptsächlich mit Rücksicht auf den Verschleiß entweder aus der Umfangskraft des Schneckenrades, dem Lastmoment, dem Antriebsmoment oder der Anzahl der Pferdestärken zu berechnen sein.

Ist die Umfangskraft des Schneckenrades gegeben, so ist die allgemeine Beziehung

$$K = c.b.t$$

zugrunde zu legen.

Hierin ist zu setzen

für Gußeisen . . . . . $c = 20$ bis 25 kg/qcm,
für Phosphorbronze . . . . . $c = 32$ „ 40 „

Für billige und gedrängte Konstruktionen, z. B. Schneckenflaschenzüge, tritt die Rücksicht gegen Verschleiß in den Hintergrund und man nimmt

für Gußeisen c bis 50 kg/qcm.

Im allgemeinen wird die Zahnbreite im Teilkreisbogen gemessen
bei unvollkommenen Zähnen . . $b = 1{,}5\,t$
bei richtig geformten Zähnen . $b = 2{,}5\,t$ und mehr gewählt.

Ist die Teilung aus dem Antriebsmoment zu berechnen, so folgt aus den Beziehungen

$$P\,2a\pi = \frac{K}{\eta_s} \cdot s = \frac{K}{\eta_s} it \text{ mit } K = cbt \text{ und } b = \psi.t,$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{P.2a\pi.\eta_s}{\psi.c.i}}.$$

Ist das Lastmoment gegeben, so verwendet man die Gleichung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c.\psi.z} \cdot M},$$

und bei gegebener Anzahl der Pferdestärken die Gleichung

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c.\psi.z} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Bei schnell laufenden Schnecken ist für die Teilung auch die Rücksicht auf Erwärmung maßgebend. Es ist dann zu kontrollieren nach der Gleichung[1])

$$N = c_1 i t^2,$$

worin N die zulässige Leistung des Zahndruckes in PS und c_1 ein Wert ist, welcher bei dauerndem Betriebe 0,15 bis höchstens 0,2 nicht überschreiten soll.

Die **Zähnezahl** des Schneckenrades ist von der gewählten Gangzahl der Schnecke abhängig. Bei eingängigen Schnecken ist $i = 1$, bei steilgängigen Schnecken $i = 2$ oder 3 zu setzen. Soll also z. B.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 1160: Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben.

mit einem eingängigen Schneckengetriebe eine Übersetzung 1:25 erzielt werden, so hat das Schneckenrad 25 Zähne zu erhalten, bei einer doppelgängigen Schnecke $2 . 25 = 50$ Zähne und bei einer dreigängigen Schnecke $3 . 25 = 75$ Zähne.

Der **Durchmesser des Schneckenrades** bestimmt sich dann aus der Gleichung

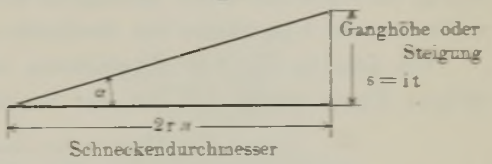
$$z . t = D \pi .$$

Schneckendurchmesser. Bei Bestimmung des Schneckendurchmessers ist stets darauf Rücksicht zu nehmen, daß man eine ausreichend starke Schneckenwelle erhält. Man muß daher, sobald der Steigungswinkel α größer als 8 bis 10° gewählt wird, $i = 2$ oder 3 nehmen.

Wickelt man sich einen Schraubengang ab, so ergibt sich nach Fig. 301 der Schneckendurchmesser zu

$$2r = \frac{i . t}{\pi \, tg \, \alpha} .$$

Fig. 301.



Meistens muß die Rechnung mehrere Male durchgeführt werden, bis man passende Resultate erhält. Ergibt sich bei der Prüfung der Kerndurchmesser zu schwach, so ist entweder t oder i zu vergrößern.

Da die Schnecke auf der Drehbank hergestellt werden muß und die meisten Drehbänke Leitspindeln mit englischem Steigungsmaß haben, so ist die Teilung des Schneckenrades stets in englischen Zoll anzugeben.

Kann eine selbsthemmende Schnecke auch zwei- oder dreigängig sein?

Wie aus der folgenden Gleichung hervorgeht, kann eine Schnecke mit kleinem Steigungswinkel ein- oder mehrgängig hergestellt werden, da nur der Schneckendurchmesser größer wird.

Z. B.: Gegeben mit Rücksicht auf Festigkeit . . . $t = 10\,\pi$,
„ „ „ Selbsthemmung $\alpha = 4°$

Durchmesser aus $D = \frac{i . t}{\pi . tg \, \alpha}$,

demnach

eingängig $D = \frac{1 . 10 . \pi}{\pi . tg . 4°} = 143$ mm,

zweigängig $D = \frac{2 . 10 . \pi}{\pi . tg . 4°} = 286$ mm,

dreigängig $D = \frac{3 . 10 . \pi}{\pi . tg . 4°} = 429$ mm usw.

Kann eine eingängige Schnecke auch mit großem Steigungswinkel hergestellt werden?

Auch dies ist ohne weiteres möglich, nur wird man einen bestimmten, aus obiger Gleichung sich ergebenden Durchmesser einhalten müssen, wenn

die Bedingung gestellt wird, daß normale Zahnlücken im Querschnittsprofil vorhanden sind. Außerdem wäre zu untersuchen, ob der berechnete Durchmesser noch angängig ist.

Z. B.: Gegeben $i = 1$; $t = 10\,\pi$; $\alpha = 22°$, also $tg\,\alpha = 0{,}404$, demnach

$$D = \frac{1 \,.\, 10 \,.\, \pi}{\pi \,.\, 0{,}404} = 25 \text{ mm}.$$

Die Schnecke wäre nicht ausführbar, weil nach Abzug der Fußhöhe mit $2 \,.\, 0{,}4 \,.\, 10 \,.\, \pi = 25{,}12$ mm nichts für den Kern übrig bleibt. Folglich ist zur Erreichung eines größeren Durchmessers eine mehrgängige Schnecke anzuwenden.

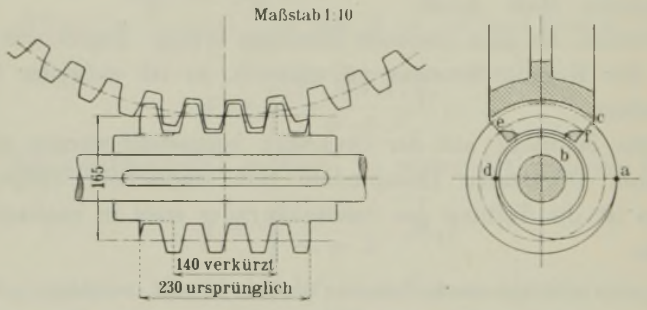
Länge der Schnecke[1]). Nach den üblichen Annahmen ist die Schneckenlänge

$$l = 4 \text{ bis } 6\,t.$$

Nach neueren Betriebserfahrungen sind zu lang gehaltene Schnecken häufig die Ursachen eines unruhigen, mit Stößen verbundenen Ganges, welcher unter Umständen mit Heißlaufen verbunden ist.

Bei dem in Fig. 302 abgebildeten Getriebe einer sehr leistungsfähigen Firma zeigte sich bei der Besichtigung, daß die schraffierten

Fig. 302. Fig. 303.



Schneckengetriebe mit zu lang gehaltener Schnecke.

Flächen stark angegriffen, rauh und abgenützt waren, so daß der Zahnquerschnitt merklich vermindert war (Fig. 303). Im Schneckentrog lag eine ziemliche Menge fein gemahlener Bronzestaub.

Da die Schwankungen regelmäßig auftraten, so wurde die Ursache darin vermutet, daß die zu lange Schnecke den äußersten in Eingriff kommenden Zahn des Rades faßte und den im richtigen Eingriff befindlichen mittleren Zahn abhob. Da der äußerste Gang der Schnecke in üblicher Weise abgerundet war, konnte das Abheben nur stattfinden, wenn der Punkt a in die Linie $b - c$ eingetreten war; das Abheben erfolgte demnach bei jeder Umdrehung der Schraube einmal. Die

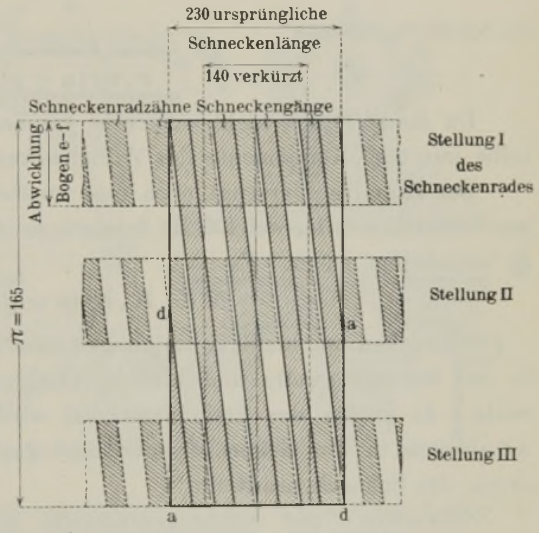
[1]) Betriebserfahrungen an Schneckengetrieben, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 806.

Schnecke wurde dieser Überlegung entsprechend gekürzt und zwar so lange, bis der ungleiche Gang verschwunden war. Die ursprüngliche Länge von 140 mm war damit auf 100 mm verkürzt worden. Es war ferner:

Durchmesser der Schnecke = 165 mm,
Teilung $t = 18\,\pi$,
Zähnezahl des Schneckenrades $z = 50$,
Durchmesser desselben = 900 mm.

Aus diesen Beobachtungen und Erfahrungen ergibt sich, daß die zwischen Schnecke und Schneckenrad vorhandenen Unterschiede in der Teilung, die ihren Grund in der Herstellung sowohl des Rades als auch der Schnecke, sowie im Einbau des Getriebes haben können, Störungen im Eingriff verursachen, die um so stärker auftreten, je länger die Schnecke ist. Es scheint daher zweckmäßig, die Länge des Eingriffes zu beschränken, um diesen störungsfrei stattfinden zu lassen; selbstverständlich muß die Schneckenlänge so groß gewählt werden, daß der Eingriff ständig gewahrt bleibt; hierzu genügen jedoch zwei Zahnflanken völlig. Die Schneckenlänge kann zeichnerisch nach folgendem einfachen Verfahren (Fig. 304) bestimmt werden. Die Schnecke wird im Teilkreis abgewickelt, das Schneckenrad ebenfalls. Nun wird durch einfaches Probieren (Verschieben des auf einem Pauspapier abgewickelten Schneckenradteiles) diejenige Schneckenlänge gesucht, bei welcher noch zwei Zahnflanken im vollen Schneckenprofil arbeiten. Die Schneckenenden ad werden also nicht als arbeitendes Profil gerechnet.

Fig. 304.



Ermittelung der Schneckenlänge.

Schmiermaterial. Als Schmiermaterial ist dickflüssiges Öl vorzuziehen, obwohl bei der nicht ausbleibenden Verdickung des Öles die Wirkungsgrade der Dauerversuche leiden.

Die hohen Wirkungsgrade entsprechen nur dem Beharrungszustande, nachdem das dickflüssige Öl durch die Temperaturerhöhung dünnflüssiger

geworden ist. Z. B.[1]) ist bei einem dreigängigen Schneckengetriebe mit $z = 30$, $t = 25{,}4$ mm, $\alpha = 17^{\circ}34'$

für $P = 5{,}6\, b_1 . t$	bei 36° Öltemperatur,	bei 53° Temperatur,
und $n = 1364$	$\eta = 53{,}5$ Proz.	$\eta = 70{,}6$ Proz.
für $P = 24{,}3\, b_1 . t$	bei 21,2° Öltemperatur,	bei 94,5° Temperatur,
und $n = 1328$	$\eta = 77$ Proz.	$\eta = 80{,}2$ Proz.

Druck in Richtung der Schneckenwelle und in Richtung der Schneckenradwelle.

Der Druck in Richtung der Schneckenachse ist gleich der Umfangskraft K des Schneckenrades. Muß dieser Druck von der Kurbelseite aus ermittelt werden, so ist die Gleichung

$$P = \frac{K r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}{a}$$

zu benutzen, woraus

$$K = \frac{P . a}{r . \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}.$$

Da dieser Druck nicht senkrecht zur Zahnfläche wirkt, so ist derselbe nur eine Komponente des Zahndruckes.

Der Zahndruck erzeugt noch eine zweite Komponente N senkrecht zur Schneckenwelle, welche die Schneckenradwelle in axialer Richtung zu verschieben sucht. Es ist

$$N = K . \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

Schnecken mit kleinem Steigungswinkel besitzen großen Axialdruck in der Schneckenwelle und kleinen Axialdruck in der Schneckenradwelle. Je größer der Steigungswinkel wird, desto kleiner wird der Axialdruck in der Schneckenwelle und desto größer wird der Axialdruck der Schneckenradwelle.

Schnecken- und Schneckenradwelle müssen demnach in ihrer Achsenrichtung abgestützt werden und gehen die verschiedenen Anordnungen aus den nachstehenden Figuren hervor.

Zur vorläufigen Aufzeichnung der Schneckenwelle kann der Durchmesser derselben überschläglich nach der Gleichung für normale Triebwerkwellen

$$d = \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

berechnet werden, in welcher der neben der Verdrehungsspannung noch außerdem auftretenden Biegungsspannung durch Einsetzung eines geringeren k_d mit 120 kg qcm Rechnung getragen ist.

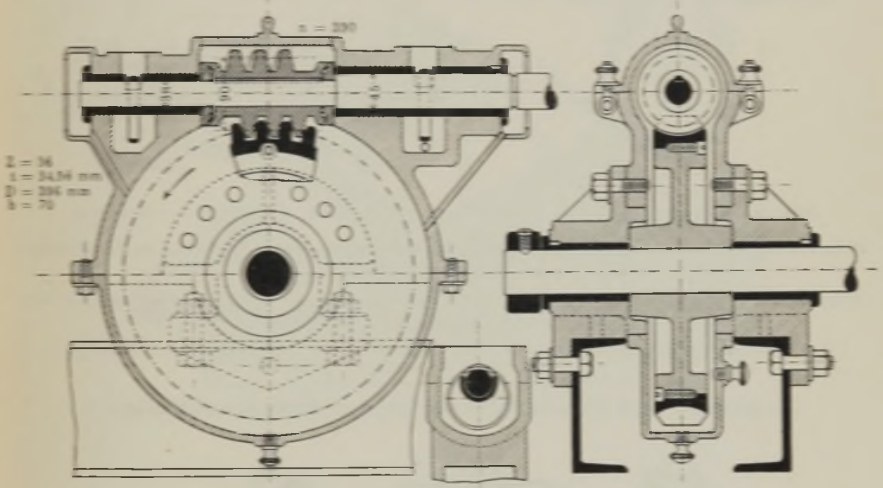
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1551.

Ausführung. Schneckengetriebe mit hohen Umlaufszahlen, wie solche sehr viel im Kran- und Aufzugbau bei direkter Kupplung mit dem Motor vorkommen, erfordern eine äußerst sorgfältige Schmierung. Man baut deshalb das ganze Getriebe in ein Gehäuse ein und kann dann zwei Typen unterscheiden:

Anordnung der Schnecke unter dem Schneckenrade,
Anordnung der Schnecke über dem Schneckenrade.

Die erste Anordnung, bei der die Schnecke vollständig im Öl läuft, leidet an dem Nachteil, daß die Schnecke nicht leicht zugänglich ist, und daß die Schneckenwelle bei direkter Kupplung mit dem Elektromotor im Verhältnis zur Motorwelle zu tief gelagert ist. Ferner findet

Fig. 305. Fig. 306.



Schneckengetriebe mit obenliegender Schnecke, doppeltem, einseitigem Kugelstützlager und Ringschmierlager.

Verunreinigung der Arbeitsflächen durch die von der Schnecke hochgebrachten Schmutz- und Metallteilchen statt. Deshalb ist der Raum unter der Schnecke reichlich zu bemessen, damit sich abgeschliffene Metallteilchen absetzen können, ohne durch die Schnecke von neuem in die Eingriffsflächen getragen zu werden. Neben einem zur Beobachtung des Ölstandes angebrachten Glasfenster ist ein Hahn zum Ablassen des schmutzigen Öles an der tiefsten Stelle anzubringen.

Im allgemeinen werden jetzt obenliegende Schnecken bevorzugt, weil sie durch einfaches Abheben des Gehäusedeckels leichter nachgesehen und überwacht werden können.

Die Schmierung durch das vom Rade gehobene Öl ist hierbei genügend reichlich, selbst wenn der Schneckenradkasten — wie dies meist geschieht — nur im unteren Teile mit Öl gefüllt ist. Ein Abschleudern des Öles durch die Zentrifugalkraft findet erst nach der Schmierung der Arbeitsflächen statt.

Fig. 307.

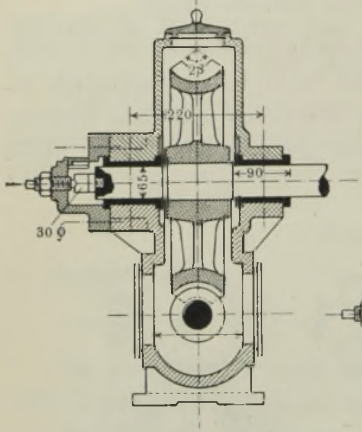
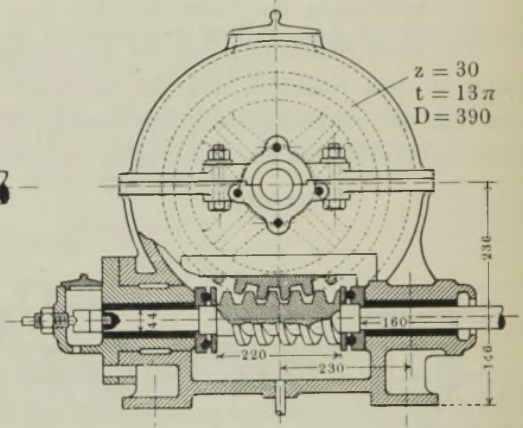


Fig. 308.



Schnecke doppelgängig, d_a = 106 mm, Ganghöhe = 26 π, d_i = 50 mm.

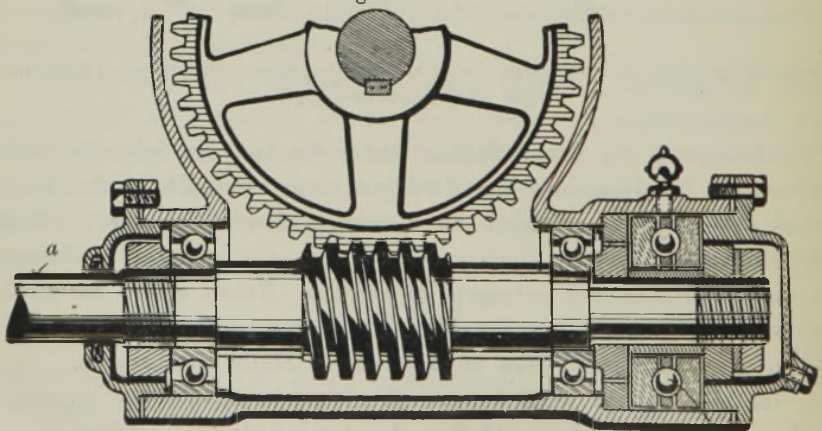
Schneckengetriebe mit untenliegender Schnecke, doppeltem, einseitigem Kugelstützlager und gewöhnlichen Halslagern.

Stützzapfen der Schneckenwelle als Ersatz der Kugellager bei Schadhaftwerden der Kugeln.

Auf beiden Gehäuseseiten Beobachtungsfenster 280 × 180 mm mit 5 mm Glas.

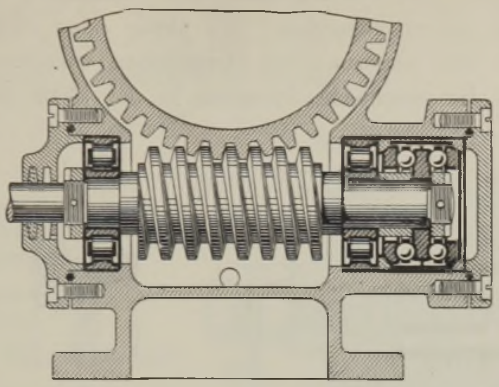
Kugel- und Rollenlagerungen der Schneckenwelle.

Fig. 309.



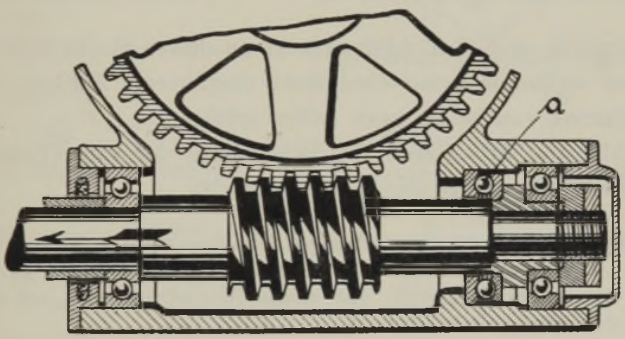
Schneckenwelle für beiderseitig axialen Druck.
Kugelfabrik Fischer.

Fig. 310.



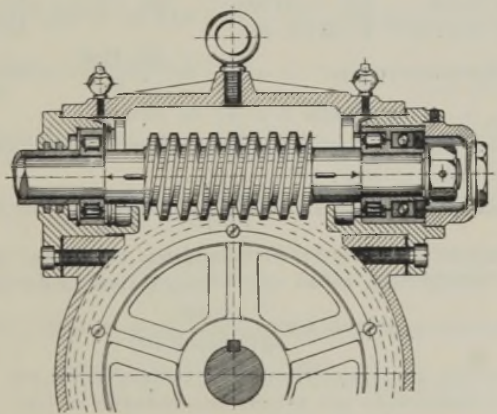
Schneckenwelle mit nach beiden Richtungen wirkendem, abwechslungsweisem Druck und mit Rollenlagern kombiniertem Doppeldrucklager. Norma-Compagnie.

Fig. 311.



Schneckenwelle mit Axialdruck nach einer Seite. Kugelfabrik Fischer.

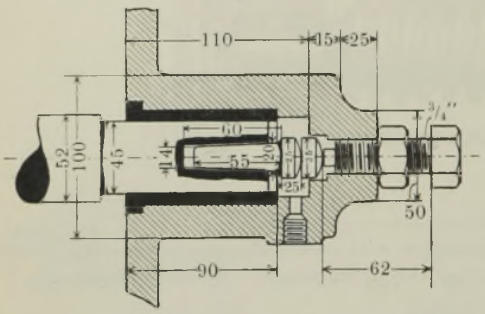
Fig. 312.



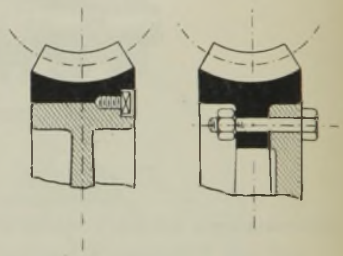
Schneckengetriebe mit Rollenringlager und kombiniertem Rollenringlager für wechselseitigen Axialdruck. Norma-Compagnie.

Fig. 313 zeigt die Konstruktion eines Stützlagers der Schneckenwelle. Hierbei ist zu bemerken, daß ebene oder ringförmige Spurzapfen solchen mit abgerundeten Stirnflächen vorzuziehen sind, weil ja bekanntlich die spezifische Pressung in der Mitte des Zapfens am

Fig. 313. Fig. 314. Fig. 315.



Schlechte Spurzapfenkonstruktion.



Befestigung des Schneckenradzahnkranzes am Radkörper.

größten ausfällt und sich infolgedessen an dieser Stelle kein Öl halten kann. Am vollkommensten sind stets ringförmige Zapfen, bei denen die Schmierung von innen nach außen erfolgt.

Fig. 314 und 315 zeigen die Befestigung der aus Phosphorbronze hergestellten Zahnkränze der Schneckenräder.

Beispiel. Berechne ein doppelgängiges Schneckengetriebe für eine Übersetzung 1 : 20, dessen Schneckenradwelle ein Moment von 31 100 kgcm zu übertragen hat, und dessen Schneckenwelle mit einem Hauptstrommotor von 17 PS und 600 Umdr./min gekuppelt ist.

Schneckenrad: Phosphorbronze gefräst. Mit $c = 35$, entsprechend $k_b = 600$ kg/qcm bei häufiger Vollbelastung, $\psi = 2$, $z = 40$ und $M = 31\,100$ kgcm wird

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi\,M}{c\,.\,\psi\,.\,z}} = \sqrt[3]{\frac{2\,.\,\pi\,.\,31\,100}{35\,.\,2\,.\,40}} = 4{,}12\text{ cm} \sim 1^5/_8'' \text{ (41,27 mm)};$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D = \frac{z\,.\,t}{\pi} = \frac{40\,.\,41{,}27}{\pi} = 525\text{ mm};$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2\,t \sim 85\text{ mm}.$$

Schnecke: Gewählt $\alpha = 18^0$; Siemens-Martin-Stahl; aus dem Vollen geschnitten, gehärtet und poliert.

$$\text{Schneckendurchmesser } 2\,r = \frac{i\,.\,t}{\pi\,.\,tg\,\alpha} = \frac{2\,.\,41{,}27}{\pi\,.\,tg\,.\,18^0} = 80{,}8\text{ mm};$$

Kerndurchmesser: $\sim$ 48 mm; Wirkungsgrad: mit $\varrho = 1^0\,10'$ ($\mu_1 = 0{,}05$), bei vorzüglicher Ausführung, Ölbad und 5 Proz. Verlust in der Schneckenradwelle:

$$\eta = 0{,}95\,.\,0{,}9\,\frac{tg\,18^0}{tg\,(18^0 + 1^0\,10')} = 0{,}8.$$

Komponenten des Zahndruckes: Umfangskraft am Schneckenrade in Richtung der Schneckenwelle mit η-Schneckenradwelle $= 0{,}95$:

$$K = \frac{31\,100}{26{,}25\,.\,0{,}95} = 1248\text{ kg}.$$

Die zweite Komponente des Zahndruckes $\perp$ zur Schneckenwelle ist

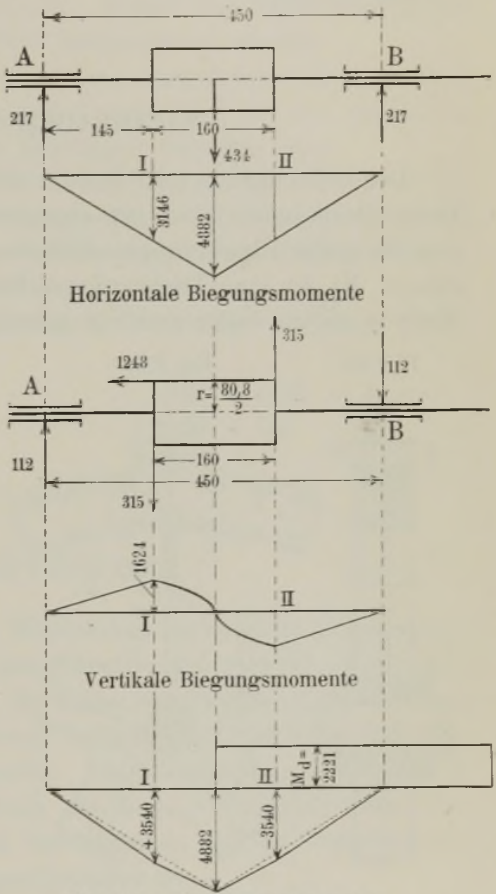
$$N = K \,.\, tg(\alpha + \varrho) = 1248\, tg\ (18^0 + 1^0\,10') = 434\ \text{kg}.$$

Schneckenwelle: Vorläufiger Durchmesser aus

$$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000\,\frac{17}{600}} \simeq 4{,}4\ \text{cm}.$$

Kerndurchmesser war 48 mm. Die Annahmen sind demnach prinzipiell zulässig. Zur genauen Ermittelung der in der Welle auftretenden Anstrengungen ist es erforderlich, die Biegungs- und Torsionsmomente festzustellen.

Fig. 316 bis 320.



Biegungsmomente in der Horizontalebene:

$M_{bH_{max}} = 217 \,.\, 22{,}5 = 4882\ \text{kgcm}$

und im Punkte I bzw. II:

$M_{bH} = 217 \,.\, 14{,}5 = 3146\ \text{kgcm}.$

Biegungsmomente in der Vertikalebene.

Auflagerdrücke (Kräftepaar):

$$A = B = \frac{1248 \cdot \frac{80{,}8}{2}}{450} = 112\ \text{kg}.$$

Größtes Biegungsmoment in I und II:

$M_{bV} = 112 \,.\, 14{,}5 = 1624\ \text{kgcm}.$

Resultierendes Biegungsmoment in I und II:

$M_b = \sqrt{3146^2 + 1624^2} = 3540\ \text{kgcm}.$

Das horizontale Biegungsmoment in der Mitte ist also am größten und demnach maßgebend.

Torsionsmoment: Moment der Schneckenwelle

$$M_{\text{Schnecke}} = \frac{M_{\text{Trommel}}}{\eta} \cdot \frac{i}{z}$$

$$= \frac{31\,100}{0{,}7} \cdot \frac{2}{40} = 2221\ \text{kgcm},$$

wenn η nicht, wie berechnet, mit 0,8, sondern vorsichtshalber mit 0,7 eingesetzt wird; oder aus $P = \frac{N \,.\, 75}{v}$ mit einer Gleitgeschwindigkeit

$$v = \frac{2 r \pi n}{60} = \frac{0{,}0808 \,.\, \pi \,.\, 600}{60} = 2{,}53\ \text{m/sec},$$

$$P = \frac{17 \,.\, 75}{2{,}53} = 504\ \text{kg}, \quad \text{also} \quad M_d = 504 \,.\, 4{,}04 = 2036\ \text{kgcm},$$

infolge der Abrundungen etwas kleiner wie oben.

$$\text{Ideelles Moment mit } \alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 600} \simeq 0{,}5$$

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} = 0{,}35 \cdot 4882 + 0{,}65 \sqrt{4882^2 + (0{,}5 \cdot 2221)^2},$$

$$M_i = 4959 \text{ kgcm}.$$

Damit schließlich aus $M_i = {}^1/_{10}\, d^3 k_b$ mit $k_b = 400$ kg/qcm

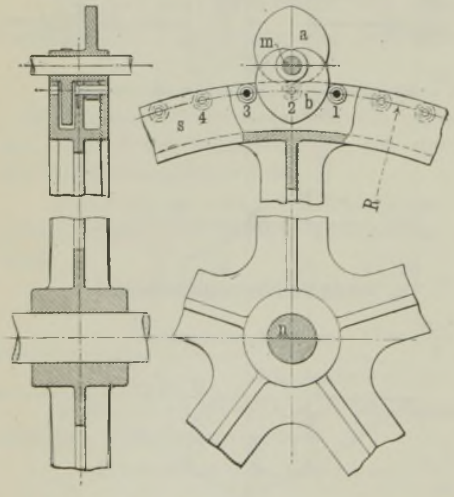
$$d = 4{,}98 \text{ cm}.$$

Kerndurchmesser war 48 mm. Die Anstrengung wird demnach etwas größer, wie angenommen.

Grissongetriebe.

Das Grissongetriebe (D. R.-P. Nr. 93 236, ausgeführt von E. Becker, Berlin-Reinickendorf) ist ein eigenartiges Zahnrädergetriebe, welches sich für große Übersetzungsverhältnisse bei geringen Achsenabständen eignet. Es ist eine Triebstockverzahnung, welche aus einem auf der Welle m mittels Feder und Nut befestigten Daumenrade a, b und dem auf der Welle n festgekeilten Rollenrade besteht.

Fig. 321. Fig. 322.



Grissongetriebe.

Man führt die Verzahnung doppelt aus, indem man die Triebstöcke um eine halbe Teilung bzw. die Zähne um 180° gegeneinander versetzt.

Das Rollenrad besitzt drei Kranzscheiben, zwischen denen auf Bolzen drehbar gelagerte Rollen unter Versetzung um die halbe Rollenteilung in gleichen Abständen angeordnet sind.

Grissongetriebe werden mit Übersetzungen von 1 : 5 bis 1 : 50 ausgeführt. Am häufigsten werden Übersetzungen von 1 : 8 bis 1 : 30 verwendet, weil die Getriebe hier wesentlich billiger werden als doppelte Zahnradvorgelege und bei dem sehr geringen Achsenabstande den Antrieb vereinfachen.

Kleinere Übersetzungen als 1 : 8 bieten gewöhnlichen Zahnradantrieben gegenüber dann einen Vorteil, wenn ein möglichst geringer Achsenabstand verlangt wird. Kleinere Übersetzungen als 1 : 5 sind

mit Grissongetrieben nicht ausführbar, weil die Daumenzähne sonst in die langsam laufende Welle einschneiden und nicht mehr Raum für eine genügend starke Nabe lassen.

Als Baustoff wird für die Daumenräder Kruppscher Gußstahl verwendet, der sich so härten läßt, daß die Arbeitsflächen glashart werden, der Kern aber zähe bleibt. Bolzen und Rollen des Rades bestehen ebenfalls aus Stahl und besitzen glasharte Oberflächen. Der Rollenradkörper selbst besteht aus Grauguß. Rollen und Bolzen sind durch Splinte gesichert und können leicht ausgewechselt werden.

Für die Schmierung sind die Bolzen ausgebohrt und mit einer Fläche versehen, welche mit der darauf sitzenden Rolle eine Ölkammer bildet, in die das Öl durch zwei Bohrungen eintreten kann.

Das ganze Getriebe wird zum Schutz gegen Staub und Schmutz, sowie den Vorschriften der Sicherheitsbehörde entsprechend, mit einem Schutzkasten umgeben, in den so viel Öl gegossen wird, daß der untere Teil des Getriebes dauernd durch das Öl streicht.

Der Wirkungsgrad der Grissongetriebe beträgt bei einer Übersetzung 1 : 18

ins Langsame . . . . . 0,86 ÷ 0,96,
ins Schnelle . . . . . 0,53 ÷ 0,9.

Reibräder.

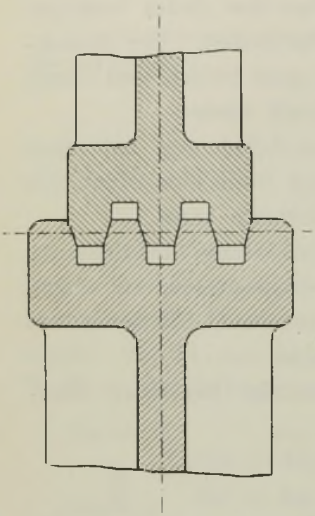
Reibräder dienen häufig bei Windwerken zur direkten Übertragung rotierender Bewegung von der Antriebswelle auf parallel oder rechtwinklig dazu gelagerte Achsen. Sie finden namentlich da Anwendung, wo es sich um sanften, geräuschlosen Gang und um leichte und schnelle Ausrückung handelt (Wendegetriebe). Die Übertragung findet an den glatten Umfängen der Räder durch die beim Aneinanderpressen der Räder entstehende Reibung statt, vorausgesetzt, daß die Umfangskraft kleiner als der erzeugte Reibungswiderstand ist.

Zylindrische Reibräder (Keilräder).

Die Kranzprofile dieser Räder, welche ausnahmlos als Keilräder bei Winden Verwendung finden, sind mit keilförmigen, ineinander greifenden Bahnen versehen. Den Kranzquerschnitt für Keilräder zeigt Fig. 323. Als Nachteil ist der Umstand anzuführen, daß nur in einem einzigen zylindrischen Schnitte durch jeden Kranz die berührenden

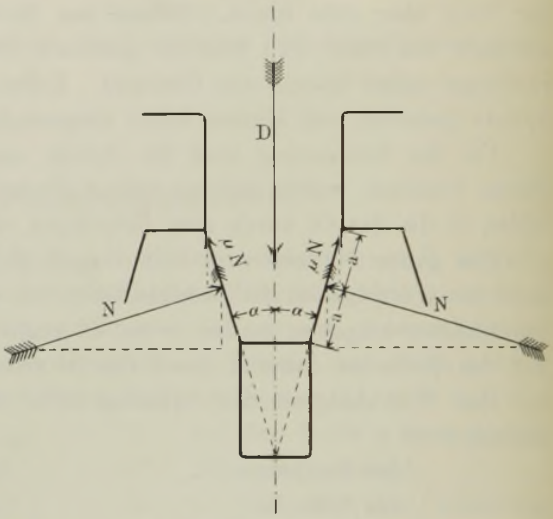
Kreise sich aufeinander wälzen, während in allen übrigen Punkten Schleifen stattfindet, welches zu einer Abnutzung und eventuellen Erwärmung Anlaß bietet. Für gutes Material und sorgfältige Herstellung ist unter allen Umständen Sorge zu tragen.

Fig. 323.



Kranzprofil der Keilräder.

Fig. 324.



Kraftwirkung an Keilrädern.

Bei der Berechnung wird es sich nach Feststellung der Keilnutenverhältnisse darum handeln, den Anpressungsdruck für eine bestimmte Umfangskraft zu ermitteln.

Bezeichnet

P die übertragbare Umfangskraft,
D den erforderlichen Anpressungsdruck der Räder senkrecht zu ihren Wellen,
N den erforderlichen Druck senkrecht zur Keilfläche auf jeder Seite,
2α den Keilnutenwinkel,
μ den Reibungskoeffizienten,
$2a$ die Länge der Berührungsseite,
z die Anzahl der Keilnuten,

so ist

$$P \leqq 2\mu N, \qquad D = 2(N \sin\alpha + \mu N \cos\alpha),$$

also

$$N = \frac{D}{2(\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha)}.$$

Nach Einsetzung des Wertes für N in die erste Gleichung erhält man:

$$P \leqq \frac{\mu D}{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}$$

oder

$$D = P\frac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\mu} = \frac{P}{\mu_1}.$$

Man wählt gewöhnlich

$$\alpha = 15°;$$

kleinere Werte ergeben bei Verschleiß zu tiefes Einsinken der Kämme;

$$\mu = 0{,}1 \text{ bis } 0{,}15 \text{ für Gußeisen auf Gußeisen.}$$

Eingriffstiefe 10 bis 12 mm. Wird diese Eingriffstiefe größer gewählt, so tritt zu starke Abnutzung auf.

Zahl der Keilrillen 3 bis 5. Bei mehr Keilrillen ist vollkommenes Anliegen sämtlicher Flächen schwer zu erzielen.

Mit $\mu = 0{,}1$ und $\alpha = 15°$ ergibt sich der bequemere Rechnungswert μ_1 zu

$$\mu_1 = \frac{0{,}1}{\sin 15° + 0{,}1 \cdot \cos 15°} = 0{,}28.$$

Danach wird

$$D = \frac{P}{0{,}28} \sim 3{,}5\,P \quad \text{und} \quad P = 0{,}28\,D.$$

Soll die Abnutzung nicht bedeutend ausfallen und soll unzulässige Erwärmung vermieden werden, so ist die spezifische Flächenpressung zu prüfen. (Wegen der Elastizität des Materials ist die Berührung keine Linie, sondern eine schmale Fläche.)

Ist k_0 die für zulässig erachtete Belastung, so gilt

$$D \leqq (2\,a \sin\alpha) \cdot 2\,z\,k_0.$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung $D = \frac{P}{\mu_1}$ folgt:

$$P \leqq \mu_1 (2\,a \sin\alpha)\, 2\,z\,k_0.$$

Mit $2\,a = 1{,}2$ cm, $\alpha = 15°$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0{,}1$, folglich $\mu_1 = 0{,}28$, wird

$$D \leqq 0{,}6\,k_0\,z \quad \text{und} \quad P \leqq 0{,}17\,k_0\,z.$$

Es kann gesetzt werden

$$k_0 = 105 \text{ bis } 135 \text{ kg}.$$

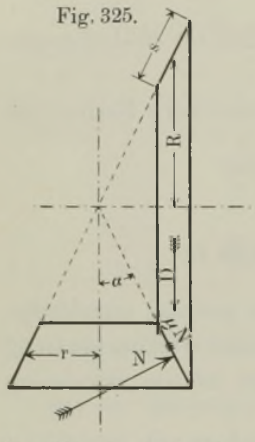
Ausführung der Keilkämme. Die Keilkämme können ziemlich schwach sein; bei 10 mm Eingriffstiefe werden die Kämme an der Krone bis auf 5 mm verjüngt und sind an der Wurzel 10 mm stark, mit 5 mm freier Lückentiefe als Spielraum bei Verschleiß.

Äußerer Kammrand 15 bis 20 mm dick zum Schutz gegen Ausbrechen.

Kegelförmige Reibräder.

Kegelförmige Reibräder werden im Hebezeugbau für Wendegetriebe bei kleineren Umfangskräften und bei rechtwinkelig gekreuzten Achsen verwendet. Peinliche Sorgfalt bei der Herstellung ist Hauptbedingung; insbesondere muß dafür gesorgt werden, daß sich die Achsen, auf denen die Räder sitzen, nicht durchbiegen können, weil sonst nur unvollkommene Berührung stattfindet, wodurch wieder die spezifische Flächenpressung zu groß wird und ein Fressen des Materials stattfindet. Als Material hat sich Gußeisen auf Gußeisen oder Eisen auf Papier oder Holz am besten bewährt. Stahlguß ist zu verwerfen, weil die Ungleichartigkeit des Materials Veranlassung zum Anfressen der Gleitflächen gibt.

Fig. 325.



Kegelförmige Reibräder.

Bezeichnet

P die übertragbare Umfangskraft,

N den erforderlichen Anpressungsdruck senkrecht zur Berührungsfläche,

D den erforderlichen Anpressungsdruck in Richtung der Achse des kleinen Rades,

α den halben Winkel des kleineren Rades,

s die Länge der Berührungsfläche,

so gilt wieder

$$P \leqq \frac{\mu \cdot D}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha},$$

worin $D = k s \cdot \sin \alpha$, und $k = 105$ bis 135 für Gußeisen auf Gußeisen.

Der Winkel α ist hier nicht, wie bei den zylindrischen Reibrädern, wählbar, sondern von dem Übersetzungsverhältnis abhängig.

k kann nur durch die Vergrößerung des Raddurchmessers und durch die Vergrößerung von s beschränkt werden.

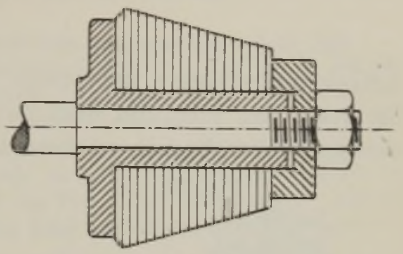
Die Anpressung hat stets in der Achsenrichtung der kleinen Räder zu geschehen, um die kräftigere Wirkung des kleineren Keilwinkels auszunutzen. Andere Anordnungen sind falsch.

Kleinere Übersetzungen als 1 : 4 vermeidet man am besten, andernfalls kann man die Wirkung durch Anbringung von Keilrillen wesentlich erhöhen.

Kegelförmige Reibräder sind nur für schnell laufende Triebwerke mit etwa 150 bis 400 Touren pro Minute zu verwenden. Als stets vorhandener Nachteil ist die ungleiche Abnutzung anzuführen. Der Beschleunigungswiderstand des großen Rades bedingt immer anfäng-

liches Schleifen, so daß bis zur vollständigen Mitnahme des angetriebenen Rades flache Stellen angeschliffen werden. Die Räder werden am besten nach dem Aufkeilen auf ihren möglichst starken Achsen abgedreht.

Fig. 326.



Kegelförmiges Reibrad a. Lederscheiben.

Verwendet man verschiedenes Material, so sind die kleinen Räder aus Holz, oder aus Papier- bzw. Lederscheiben, welche nach Fig. 326 über eine Hülse geschoben, zusammengepreßt und abgedreht werden, herzustellen, während das große Rad aus Gußeisen hergestellt wird.

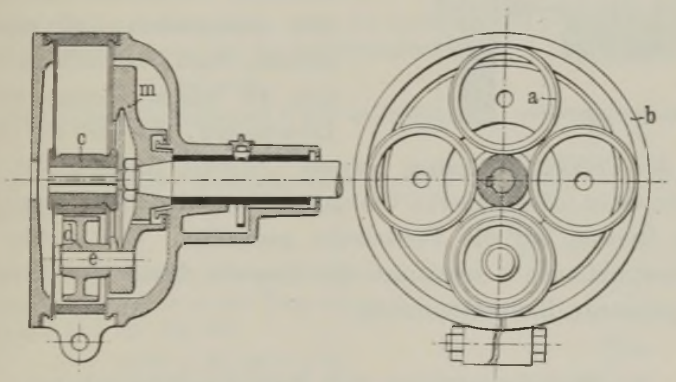
Zentratorgetriebe

von W. H. Hilger & Cie. in Bonn a. Rh.

Diese Bauart ermöglicht eine Herabminderung der Umlaufzahl ohne Riemen oder Zahnräder im Verhältnis bis 1 : 12.

Auf der Welle des Elektromotors sitzt eine kleine Laufrolle *c*, auf welcher vier konzentrisch angeordnete Federringe *a* rollen, die durch einen Klemmring *b* gegen die Laufrolle *c* gepreßt werden.

Fig. 327.



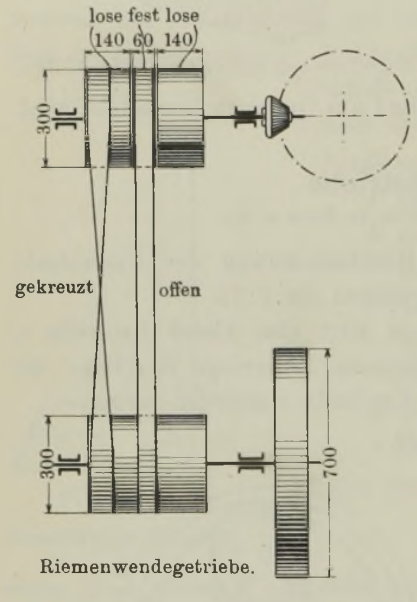
Zentratorgetriebe von W. H. Hilger & Cie. in Bonn a. Rh.
Die Figur weicht etwas von der Ausführung ab.

In den federnden Stahlringen *a* befinden sich zweiteilige Leitrollen *d*, die mittels der Bolzen *e* und der Mitnehmerscheibe *m* die langsam laufende Welle antreiben.

Wendegetriebe.

Bei vielen Hebezeugen mit maschinellem Antrieb müssen besondere Umkehrvorrichtungen angebracht werden, um das Heben und Senken der Last, das Vor- und Rückwärtsfahren und das Rechts- und Linksschwenken bei Kranen zu bewerkstelligen. Die Vorrichtungen hierzu bezeichnet man mit dem Namen „Wendegetriebe[1])".

Fig. 328.



Riemenwendegetriebe.

Für elektrisch betriebene Hebezeuge haben die Wendegetriebe ihre Bedeutung verloren, indessen finden dieselben bei Dampfkranen nach wie vor Verwendung.

1. Wendegetriebe
mit offenem und gekreuztem Riemen.

Dieselben werden bei weit auseinander liegenden Wellen angewendet. Die getriebene Welle, deren Drehsinn umzukehren ist, erhält zwei Losscheiben und eine Festscheibe. Nach Ausschaltung befinden sich die beiden Riemen auf ihren Losscheiben, welche die doppelte Breite der Festscheibe haben müssen. Mittels Riemengabel wird je nach der einen oder anderen Umlaufsrichtung der offene oder der gekreuzte Riemen auf die Festscheibe geschoben. Eine große Anzahl von Konstruktionen[1]) vermeidet die doppelte Breite der Losscheiben durch getrennte Riemensteuerung.

2. Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung.

Die Anwendung der Schubkeilkupplungen bei Wendegetrieben bietet im allgemeinen ein zuverlässiges und sicheres Mittel zur Übertragung größerer Kräfte bei Hebezeugen, und deshalb sind die früher häufig angewendeten Kegelreibkupplungen fast ganz verdrängt.

---

[1]) Ausführliche Behandlung der im Aufzugbau vorkommenden Wendegetriebe in dem Spezialwerk Bethmann, „Der Aufzugbau".

Der die Kraft übertragende Gegenstand ist ein gespaltener Ring, welcher durch Keil oder Hebel auseinander gespreizt und dann so stark gegen die innere Wandung einer Trommel gepreßt wird, bis diese mitgenommen wird.

Bestimmung der Kraft zum Einpressen des Schubkeiles[1]). Da der äußere Durchmesser des Reibringes gewöhnlich 1 bis 2 mm kleiner als der innere Trommeldurchmesser ist, so muß zunächst eine Spreizkraft P_1 wirken, die den Reibring so weit auseinander drückt, bis er mit einem Teile seines Umfanges die Trommelwandung berührt. In zweiter Linie ist noch eine Anpressungskraft P_2 nötig, welche den Reibring so stark gegen die Trommelwandung drückt, daß die zur Mitnahme notwendige Reibung zwischen Ring und Trommel erzeugt wird.

Bezeichnet

Θ das Trägheitsmoment des Ringquerschnittes,
α den Dehnungskoeffizienten des Ringmaterials,
r_1 den Krümmungshalbmesser des ungespannten Ringes,
ϱ den Krümmungshalbmesser des gespannten Ringes,

so ist zunächst die Spreizkraft

$$P_1 = \left(\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{r_1}\right) \frac{\Theta}{\alpha \cdot 2 r_1}.$$

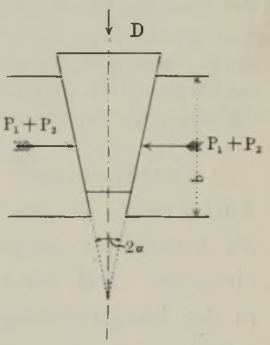
Ist ferner

b die Ringbreite,
s die Ringdicke,
r der Halbmesser der Trommelbohrung,
p der Druck auf die Flächeneinheit,
μ der Reibungskoeffizient = 0,1,
U die übertragbare Umfangskraft,

so bestimmt sich durch Integration, unter der Annahme, daß p überall den gleichen Wert besitzt und daß $r = \varrho$ ist, die Anpressungskraft[2])

$$P_2 = p r b.$$

Fig. 329.



Kräfte am Schubkeil.

Für die übertragbare Umfangskraft U gilt die Beziehung

$$U = 2 r \pi p b \mu.$$

Setzt man aus dieser Gleichung den Wert für p in die Gleichung von P_2 ein, so erhält man:

$$P_2 = 1{,}592\, U.$$

Einpressungskraft des Schubkeiles. Greift der Schubkeil unmittelbar in den Ring ein, so hat man, unter Bezugnahme auf Fig. 329.

$$D = 2 (P_1 + P_2) \, tg \, (\alpha + \rho),$$

wenn D die Kraft zum Einpressen,
α den halben Keilwinkel und
ϱ den Reibungswinkel

bezeichnet.

---

[1]) Siehe die Abhandlung des Verfassers „Kraft- und Spannungsverhältnisse in Schubkeilkupplungen". Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 534. Siehe auch die Zuschriften ebenda S. 795.

[2]) Die Rechnung ist für stillstehende Kupplungen durchgeführt. Bei sich drehenden Kupplungen weichen die nachstehenden Werte etwas ab.

Mit $P_1 \sim 0{,}045\, U$, $P_2 = 1{,}592\, U$, $tg\,\alpha = 1/5$, $tg\,\varrho = 1/10$
wird $D \sim U$,

d. h. die Kraft, mit welcher der Schubkeil in axialer Richtung eingepreßt werden muß, ist annähernd gleich der Umfangskraft.

In der folgenden Tabelle sind die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zusammengestellt. Als Ringmaterial ist Gußeisen vorausgesetzt, und die übertragbare Umfangskraft mit $p = 10$ kg/qcm und $\mu = 0{,}1$ berechnet. Die Ringdicke ist zu $1/20$ des Ringdurchmessers angenommen. In den beiden letzten Rubriken sind die maximalen Biegungsanstrengungen angegeben.

Tabelle 31.
Kraftverhältnisse und Dimensionen der Schubkeilkupplungen.

Durchmesser des gespreizten Ringes	Ringbreite b	Ringdicke s	Übertragbare Umfangskraft U	Spreizkraft P_1	Anpressungskraft P_2	Einpressungskraft am Keil D	Größte Zuganstrengung k_z	Größte Druckanstrengung k
mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg	kg/qcm	kg/qcm
200	60	10	377	20	600	372	417	483
250	65	12,5	510	21,5	811	499	332	405
300	70	15	660	23,6	1050	644	281	357
350	75	17,5	824	25,2	1310	801	238	320
400	80	20	1005	26,5	1600	975	208	291
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162	177	262
500	90	25	1414	29,9	2251	1368	166	255
550	95	27,5	1642	31	2611	1585	148	236
600	100	30	1885	33	3000	1820	139	227

Phosphorbronze wählt man für den Ring nur dann, wenn man eine kompendiöse Form des Wendegetriebes erzielen will. Man kann dann das Eineinhalbfache der oben angegebenen Umfangskräfte übertragen, d. h. mit p bis 15 kg/qcm gehen.

Häufig wird als Ringmaterial auch Stahl verwendet; doch sind gußeiserne Ringe ihrer billigen Herstellung wegen vorzuziehen. Stahlguß eignet sich nicht als Ringmaterial, weil die häufig vorkommenden härteren Stellen Veranlassung zum Anfressen der Gleitflächen geben.

Ausführungen. Fig. 330 zeigt ein Wendegetriebe von einfacher Ausführung. In die Kupplungstrommeln, welche am äußeren Umfang als Kegelräder ausgebildet sind, sind die Spreizringe aus Gußeisen eingelegt. Auf der mit Feder und Nut mit der Welle verbundenen, in der Längsrichtung verschiebbaren Muffe sind die beiden Spreizkeile mit 8 mm Kupfernieten befestigt. Damit beim Entkuppeln die Spreizringe nicht aus den Kegelrädern herausgezogen werden, sind sogenannte Abstreifringe angebracht.

Behufs Verschiebung der Muffe ist in die Nute der Muffe ein zweiteiliger Schleifring eingesetzt, an dessen Zapfen ein zweiarmiger Hebel (Fig. 331 und 337) angreift.

Fig. 332 unterscheidet sich von der vorstehenden dadurch, daß die Spreizringe sich bei ausgeschalteter Kupplung auf die eingreifende Muffe, welche fest mit der Welle verbunden ist, legen und dadurch vor zufälliger Berührung mit der Kupplungstrommel gesichert sind.

Fig. 330.

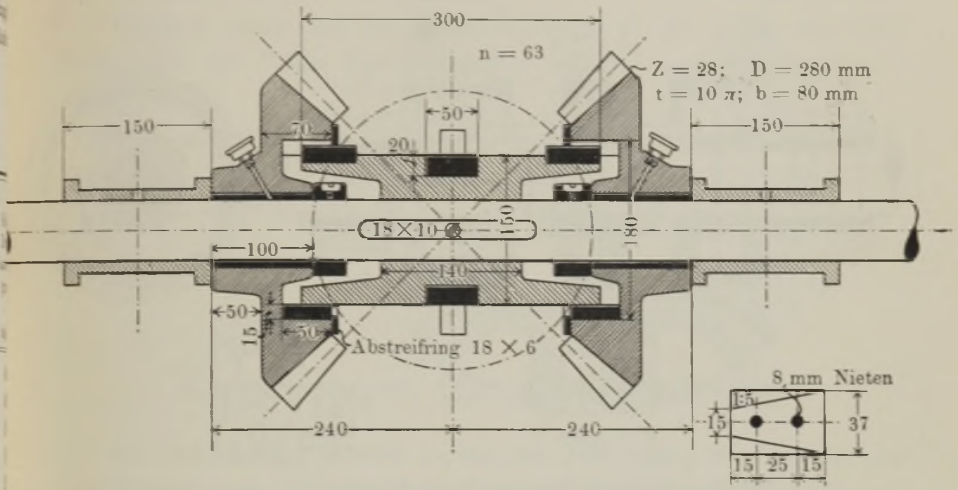


Fig. 331.

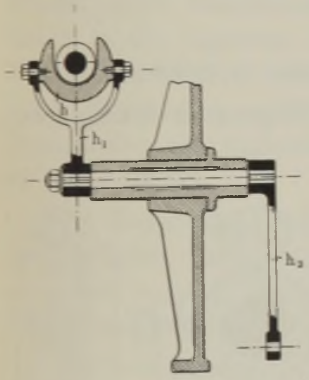
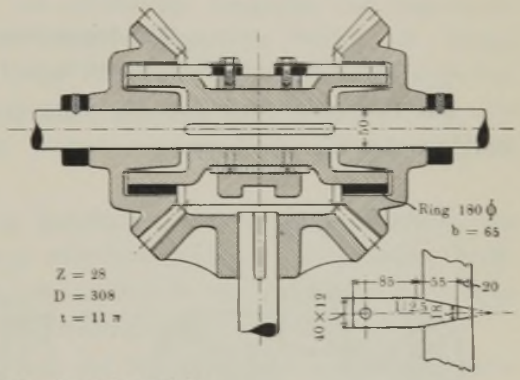


Fig. 332.



Schubkeilwendegetriebe.

Wendegetriebe

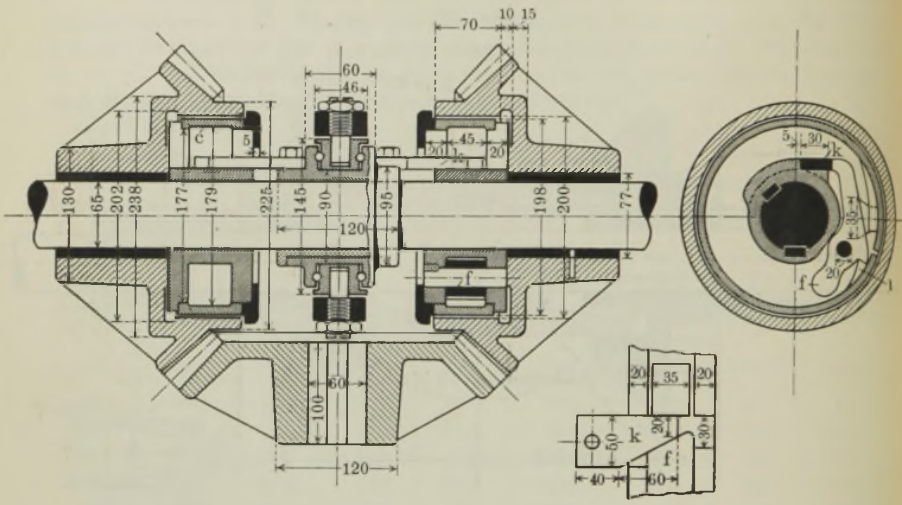
von Gebr. Scholten in Duisburg[1]).

Das Wendegetriebe stimmt im wesentlichen mit dem vorigen überein und unterscheidet sich nur dadurch, daß der Keil *k* nicht unmittelbar in den Reibring *c* gepreßt wird, sondern einen Hebel *f* dreht, der sich gegen die am Reibring angebrachte Nase *l* legt und dadurch die

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 4 und 61.

Spannung des Ringes hervorruft. Erwähnenswert ist noch die Anordnung des Schleifringes, bei dem die gleitende Reibung durch Anbringung von Kugeln vermieden wird.

Fig. 333 bis 335.



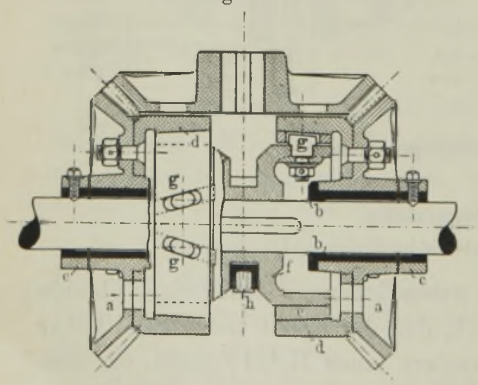
Schubkeilwendegetriebe von Gebr. Scholten in Duisburg.

Wendegetriebe

der Duisburger Maschinenfabrik E. Jaeger in Duisburg.

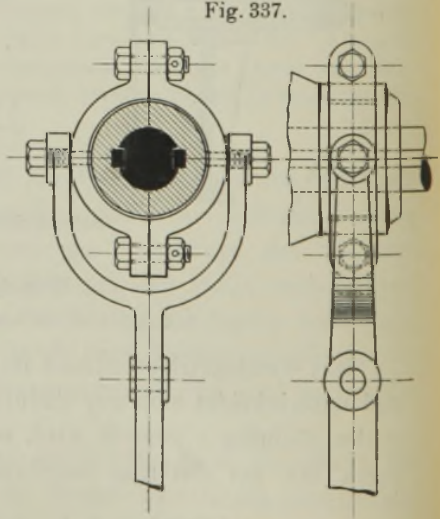
Das Bestreben, den Reibring nicht auf Biegung zu beanspruchen, geht aus der Fig. 336 hervor.

Fig. 336.



Schubkeilwendegetriebe von E. Jaeger.

Fig. 337.



Schleifring mit Hebel.

Auf der Welle sitzen Bronzebüchsen *b* fest und auf diesen drehbar die Kegelräder *a*, welche durch Stellringe *c* gegen Verschieben gesichert sind.

Mit den Kegelrädern sind die Hohlkegel *d* verschraubt, die, ebenso wie die aufgeschlitzten Reibringe *e*, konisch aus- bzw. abgedreht sind.

Letztere sitzen auf der Kupplungsmuffe *f*, die durch Nut und Feder mit der Welle fest verbunden ist und auf ihr verschoben werden kann.

Schiebt man die Muffe nach der einen Seite, so preßt sie zunächst den Ring in den Hohlkegel; sodann treiben die beiden Keile *g* den Ring auseinander, indem sie sich in den Schlitzen vorwärts bewegen.

Kupplungen für Motorantrieb.

Bei elektrischem Antrieb werden zur Verbindung der Motoren mit dem Triebwerk der Winden bewegliche und elastische Kupplungen verwendet, deren Hauptzweck der selbsttätige Ausgleich von Ungenauigkeiten in der Lagerung der beiden gekuppelten Wellen ist. Starre Kupplungen bereiten meist trotz sorgfältiger Montage Schwierigkeiten durch Warmlaufen, deren Ursachen in einem geringen Setzen der Fundamente oder ungleicher Ausnutzung verschieden belasteter Lager zu suchen sind.

Die Kupplungen sind so konstruiert, daß unter Verwendung von Lederlamellen, Gummieinlagen oder Gummibänder eine gelenkige Nachgiebigkeit entsteht, die Ungenauigkeiten in der Höhenlage der beiden Wellen ausgleicht und kleine Winkelbildungen derselben zuläßt.

Ein vollkommener Ausgleich der Stoßwirkungen beim Anlauf wird durch die elastischen Zwischenlagen nicht erzielt. Diese Forderung bedingt andere Mittel, wie Reibungskupplungen mit begrenzter Übertragungsfähigkeit, sorgfältige Bedienung der Anlaßwiderstände, gute Bremsen usw.

Die Isolierung der Kupplungen ist zwecklos und bietet keinen Schutz für Kurz- oder Erdschluß. Vorkommendenfalls sind Defekte in der Spulenwickelung zu suchen.

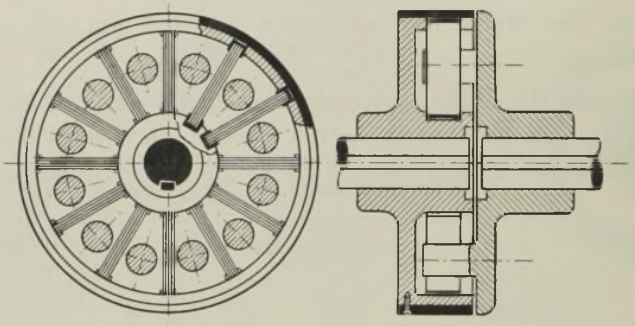
Der glatte Umfang der Kupplungsscheiben wird meist in Verbindung mit zwei Bremsbacken als doppelte Backenbremse benutzt.

Stahlblattkupplung

der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin.

Je nach Größe der zu übertragenden Kraft sind in der einen Kupplungshälfte radiale Speichen angebracht, welche aus einzelnen

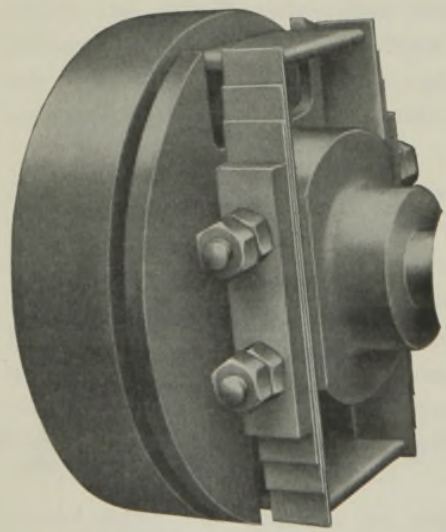
Fig. 338.



Stahlblattkupplung der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft.

Stahlblattlamellen bestehen. Eingreifende Mitnehmerknaggen der anderen Kupplungshälfte bewerkstelligen die Mitnahme. Die Kupplung ist fast unelastisch und gleicht nur die Höhenlagenunterschiede beider Wellen aus.

Fig. 339.



Blattfederkupplung der Eßlinger Maschinenfabrik.

Blattfederkupplung

der Eßlinger Maschinenfabrik (Abteilung für Elektrotechnik).

Die Anordnung der hier verwendeten Blattfedern mit den eingreifenden Knaggen geht deutlich aus der Fig. 339 hervor.

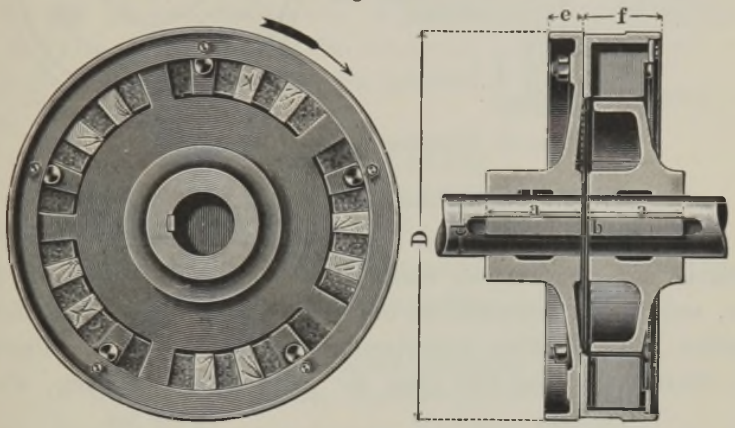
Einlagenkupplung

von G. Polysius in Dessau (D. R.-P.).

Bei dieser Klauenkupplung werden zwei mit Zähnen versehene Scheiben so auf die zu kuppelnden Wellenenden aufgekeilt, daß die Zähne ineinander greifen. Zwischen den Zähnen beider Kupplungsscheiben werden elastische Zwischenlagen eingeschoben. Sofern

die Drehung der Welle nur nach einer Richtung erfolgt, sind sämtliche elastischen Zwischenlagen (abwechselnd Gummiplatten und Holzplatten) vor die treibenden und nur je eine Zwischenlage hinter die treibenden Zähne zu legen, damit die Zähne beim Zurückfedern der Kupplung nicht aufeinander schlagen und klappern.

Fig. 340.



Einlagenkupplung von G. Polysius.

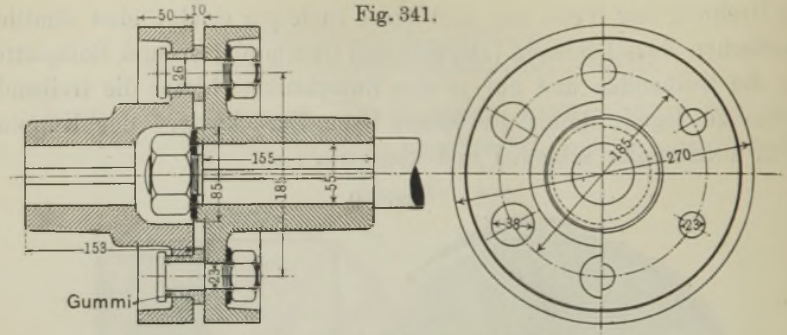
Tabelle 32.

Klauenkupplungen mit Gummieinlage von G. Polysius (Fig. 340).

$\frac{N}{n}$	Äußerer Durchmesser der Kupplung	Normale Bohrung der Kupplung	Nabenlänge a	Wellenabstand b	Kranzbreite $c = e + f$	Gewicht der Kupplung	Preis der Kupplung		Preis für Nuten zweier Wellenenden mit Keilen
							in Gußeisen	in Stahlguß	
	mm	mm	mm	mm	mm	kg	ℳ	ℳ	ℳ
0,002	140	20	35	4	46	3	49	60	5
0,007	210	30	50	5	57	7	63	80	6
0,020	280	40	70	6	74	16	90	110	7
0,044	350	50	85	7	81	31	130	150	8
0,085	420	60	105	8	104	62	170	215	9
0,151	490	70	120	9	113	100	210	285	11

Erfolgt aber die Drehung der Wellen nach beiden Richtungen, so ist vor und hinter die treibenden Zähne die gleiche Zahl Zwischenlagen einzusetzen. Ein seitlich angeschraubter Ring hindert die elastischen Zwischenlagen am Herausfallen. Fig. 341 stellt eine ähnliche Konstruktion dar.

Fig. 341.

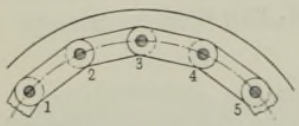


Elastische Kupplung mit Gummiringeinlage.

Laschenkupplung.

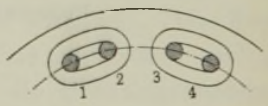
Auf jedem Wellenende ist eine Scheibe aufgekeilt, die an der Planfläche mit drei bis vier vorstehenden Stiften versehen ist. Diese Stifte, welche die Gegenscheibe nicht berühren, sind abwechselnd mit einfachen und doppelten Lederlaschen verbunden, die die Umfangskraft übertragen. Fig. 342 zeigt die Lederstreifenkupplung, wie sie

Fig. 342.



Lederstreifenkupplung.

Fig. 343.

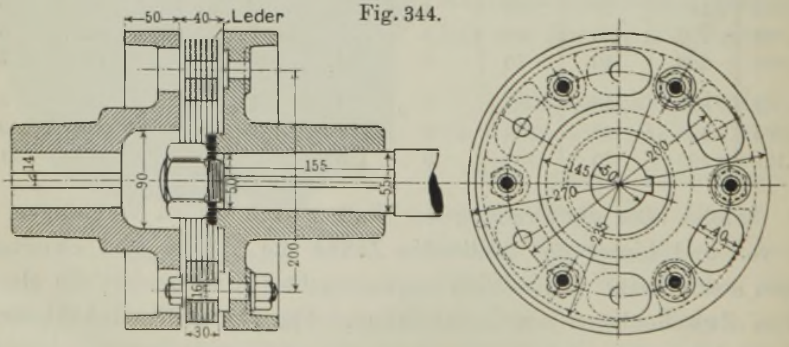


Kupplung mit Kautschukringen.

z. B. von Schuckert und der Maschinenfabrik Eßlingen ausgeführt wird. 1, 3, 5 sind je Bolzen einer Scheibe auf der treibenden, 2, 4, 6 solche auf der getriebenen Welle. Fig. 343 stellt eine Raffardkupplung mit Kautschukringen dar, welche die Bolzen 1 und 2, 3 und 4 der beiden Scheiben verbinden.

Lederscheibenkupplung.

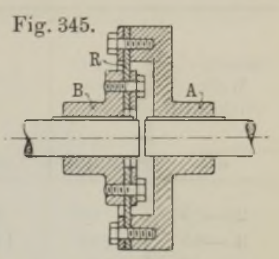
Fig. 344.



Lederscheibenkupplung von J. Jaeger.

Anstatt die einzelnen Stifte der Scheiben durch Lederlamellen zu verbinden, kann man, wie die Ausführung der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger (Fig. 344) zeigt, vollständige Lederscheiben zwischen den Planflächen der Kupplungshälften anordnen.

Fig. 345.



Lederscheibenkupplung von C. & E. Fein.

Fig. 345 ist eine Ausführung der Firma C. & E. Fein, Stuttgart, bei der ein Lederring R die Verbindung zwischen den Scheiben A und B herstellt.

Grissonkupplung

der Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

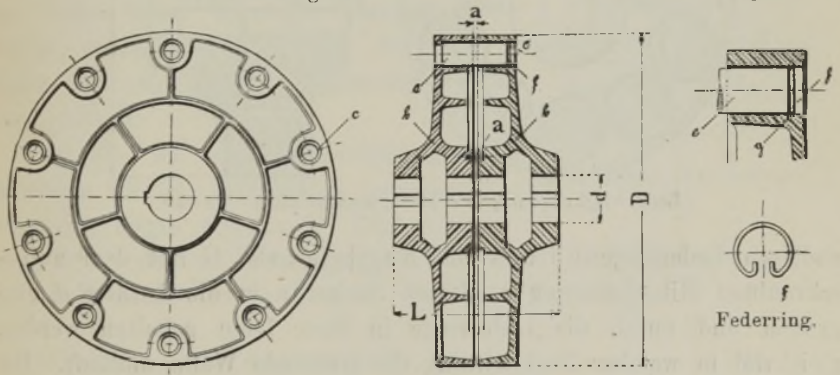
Bei dieser greifen zwei sechskantig gestaltete Kupplungsteile ineinander. In dem hohlen Sechskant liegen Hartholzzwischenstücke, die zur Erhöhung der Elastizität mit Einschnitten versehen sind.

Lederbolzenkupplung

der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Dessau.

Die Kupplung (Fig. 346) besteht aus zwei Hälften b, an deren Umfang Löcher c genau gegenüberliegend eingebohrt sind, in welch letztere eigenartig hergestellte, nachgiebige Leder- bzw. Gummibolzen e eingesteckt und durch federnde Ringe f (Fig. 347), die sich in entsprechende Eindrehungen g legen, am Herausfallen gehindert sind. Die

Fig. 346. Fig. 347.



Bolzenkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.

Bohrungen, in welchen diese Bolzen liegen, sind im Durchmesser größer gehalten, so daß der hierdurch entstehende Spielraum ein etwaiges Verlagern der Wellen usw. ausgleicht, ohne das elastische Bindeglied im mindesten darunter leiden zu lassen.

Tabelle 33. **Abmessungen und Preise.**

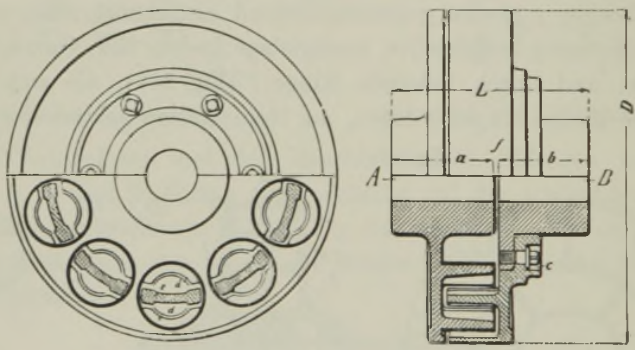
Theoretischer Wellendurchmesser mm	Durchmesser D mm	Länge L mm	Abstand der Wellenenden a mm	Größte Bohrung d mm	$\frac{N}{n}$ Maximal	Gewicht kg	Kupplung mit Lederbolzen $\mathcal{M}$
20—25	145	90	4	25	0,0019	5	30,—
30—35	195	114	4	35	0,0072	10	40,—
40—45	250	154	4	65	0,0198	22	55,—
50—55	320	195	5	80	0,0441	35	75,—
60—65	395	226	6	95	0,0861	58	105,—
70—75	445	260	6	105	0,1526	85	140,—

Lederringkupplung

der Maschinenfabrik F. Tacke in Rheine (Westfalen).

Die elastische isolierende Lederringkupplung besteht aus der Kupplungshälfte A und der Nabe B mit dem Mitnehmerring c. Fig. 348 zeigt die Kupplungshälfte A mit den auf die Ansätze d aufgezogenen

Fig. 348.



Lederringkupplung der Maschinenfabrik F. Tacke.

endlosen Lederringen; ferner die Kupplungsnabe B mit dem aufgeschraubten Mitnehmerring c, dessen Nocken e in die Ansätze d eingreifen und durch die Lederringe in ihrer Lage gehalten werden, gleichviel in welcher Drehrichtung die treibende Welle umläuft. Die Kupplungshälfte A wird gewöhnlich auf die treibende Welle gesetzt.

Reibkupplungen für Schwenkkrane.

Während man sich bei den Hubwerken meist mit den angeführten Konstruktionen begnügt, müssen bei den Schwenkwerken der Drehkrane

Reibkupplungen[1]) eingebaut werden, um Rückwirkungen des Auslegers beim Auslauf von der Schneckenwelle und dadurch Brüche des Triebwerkes fernzuhalten.

Fig. 349.

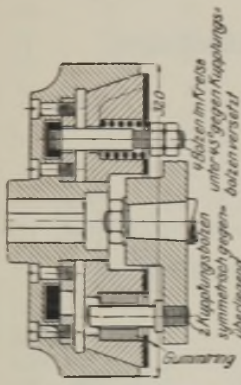
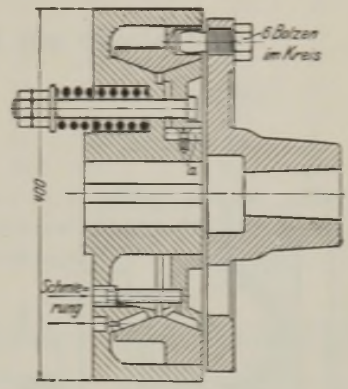


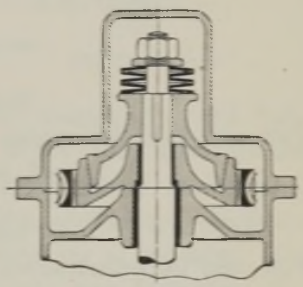
Fig. 350.



Reibkupplungen für Schwenkkrane.

Fig. 349 zeigt eine Reibungskupplung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Die Übertragung findet zunächst vom Motor aus durch Mitnehmerbolzen in Gummiringen auf den Vollkegel der Reibkupplung statt, welcher durch federbelastete Bolzen gegen den auf die zu treibende Welle aufgekeilten Hohlkegel gepreßt wird. Die Halteschrauben der Federn sind in einem Vollring befestigt, welcher in einer Nute des Hohlkegels frei umlaufen kann, wenn der Reibkegel schleift.

Fig. 351.



Reibkupplung für Schwenkkrane.

Fig. 350 ist eine Federreibkupplung derselben Firma. Der Keil *a* sichert die Schrauben gegen Abscheren. Eine Anordnung für vertikale Schneckenradwellen zeigt die Reibkupplung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg (Fig. 351).

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859.

Lager.

Stehlager mit Rotgußschalen.

Fig. 352.

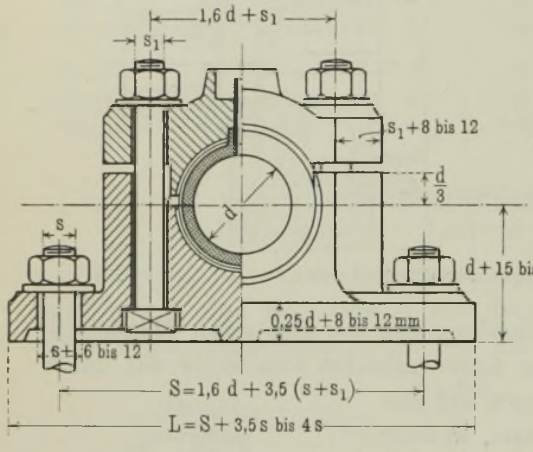
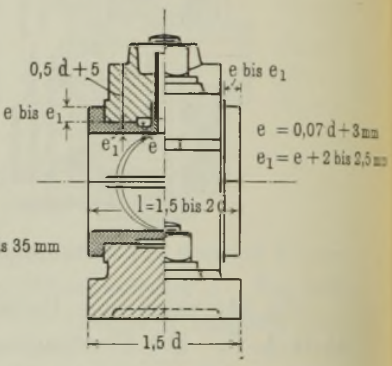


Fig. 353.



Stehlager mit Rotgußschalen.

Bohrung d	30 ÷ 35	40 ÷ 55	60 ÷ 65	70 ÷ 85
Fuß- und Deckelschrauben $s = s_1 =$	1/2	5/8	3/4	7/8
Anzahl derselben	2	2	2	2

Bohrung d	90 ÷ 95	100 ÷ 125	130 ÷ 145	150
Fuß- und Deckelschrauben $s = s_1 =$	1″	7/8	1″	1 1/2
Anzahl derselben	2	4	4	4

Das Eindringen von Staub kann man bei empfindlichen Lagern durch Anbringung von Filzringen an den Lagerenden vermeiden.

Augenlager.

Die aus Grauguß hergestellten Augenlager finden bei Lagerungen langsam laufender Wellen für untergeordnete Zwecke, Steuerwellen, Führungsstangen, Zapfen usw. Verwendung.

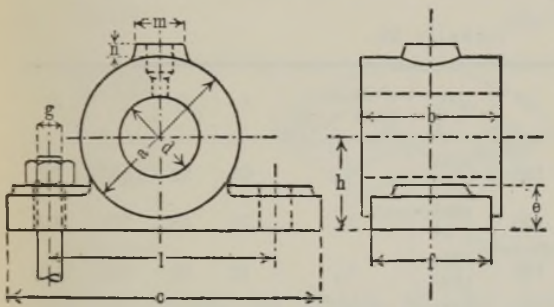
Um der Abnutzung vorzubeugen, können dieselben mit einer Rotgußbuchse versehen werden.

Tabelle 34. **Dimensionen von Augenlagern** (Fig. 354).

d	h	a	b	c	e	f	g	l	m	n
20 mm	30	40	35	85	12	17	$^3/_8''$	60	20	5
30	40	60	50	120	15	20	$^3/_8''$	90	20	5
40	50	80	70	155	18	25	$^1/_2''$	115	30	10
50	60	100	90	190	22	30	$^5/_8''$	140	30	10
60	70	110	105	220	25	35	$^3/_4''$	160	40	15
70	80	130	120	245	28	40	$^7/_8''$	180	40	15
80	90	150	140	270	30	45	$1''$	200	40	15

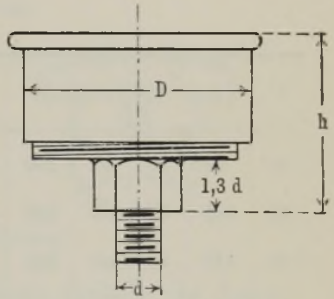
Lagerbreite $b = 1{,}5\,d$ bis $2\,d$; bei $d = 20$ und 30 mm Schmierlöcher, bei $d = 40 \div 70$ mm Staufferbuchse oder Tropföler.

Fig. 354.



Augenlager.

Fig. 355.



Staufferbuchse.

Schmierlöcher. Für ganz untergeordnete Lagerungen und Führungsstangen genügen Schmierlöcher, bei denen aber stets Nocken vorgesehen werden sollen. Schmierlöcher sollen einen Durchmesser von wenigstens 6 bis 8 mm erhalten. Die Eingußöffnungen derselben sind durch Verschlußdeckel vor Staub und Schmutz zu schützen. Für bessere Ausführung ist der Nocken mit Gewinde zum Aufsetzen einer Staufferbuchse zu versehen.

Tabelle 35. **Maße für Schmiernocken.**

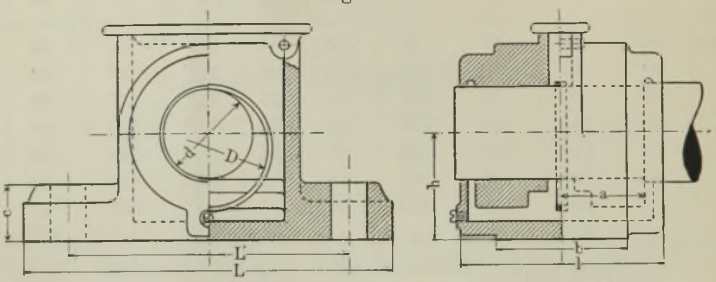
Bohrung des Lagers . . . . . d	$20 \div 40$	$40 \div 60$	$60 \div 100$
Nockendurchmesser . . . . . m	20	30	40
Nockenhöhe . . . . . n	5	10	15

Tabelle 36. **Baumaße der Staufferbuchsen** (Fig. 355).

Wellendurchmesser . . . d_1	30	45	60	80	100	120	150	180
Vasendurchmesser . . . D	30	40	50	60	70	85	100	125
Höhe . . . . . h	30	40	45	50	60	70	80	90
Zapfendurchmesser . . . d	13	13	13	13	16	16	16	20

Augenlager mit Ringschmierung.

Fig. 356.



Augenlager mit Ringschmierung.

Tabelle 37.

d	l	h	a	L	L'	c[1])	Schraubenstärke s in "	b	D	P_1	P_2
40	95	50	40	200	135	(18)/(8)	5/8	65	52	560	720
45	105	55	45	220	150	(20)/(8)	3/4	70	58	770	910
50	115	60	48	230	160	(22)/(10)	3/4	75	65	910	1170
55	125	65	53	250	170	(24)/(11)	3/4	80	70	1100	1390
60	135	70	58	280	190	(25)/(12)	7/8	85	78	1300	1675
65	140	75	60	290	200	(26)/(13)	7/8	95	84	1600	2060
70	150	80	64	300	210	(28)/(13)	7/8	100	90	1880	2415
75	160	85	68	320	230	(30)/(14)	1	110	97	2170	2795
80	170	90	72	330	235	(32)/(15)	1	125	105	2770	3200

Zapfenbelastungen P_1 für Flußeisen, wenn k_b = 350 kg/qcm,
$k = \sim 25$ „
Zapfenbelastungen P_2 für Flußstahl, wenn k_b = 450 „
k = 30 „

Auflagerlänge . . . . . = 1,6 d,
Innerer Ringdurchmesser = 1,3 d (Ring 8 mm breit, 3 mm dick, Messing).

Das Öl der Ringschmierlager ist zweckmäßig alle Monate durch neues zu ersetzen, wobei das Lager mit Petroleum ausgewaschen werden soll.

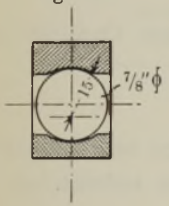
[1]) Von den eingeklammerten Zahlen gibt die obere die Dicke der Fußplatte, die untere die Dicke der aufgesetzten Scheibe an.

Kugellager.

Hinsichtlich der Konstruktion der Kugellager hat man zu unterscheiden zwischen solchen zur Aufnahme radialer Drücke (Traglager, Ringlager) und solchen für axiale Drücke (Stütz- oder Drucklager). Beide Arten von Lagern werden in Normalausführungen von Spezialfirmen geliefert. Die Laufringe der Lager sind mit einer mäßig tiefen, kreisbogenförmigen Rinne versehen, deren Krümmungsradius etwa zwei Drittel vom Kugeldurchmesser beträgt.

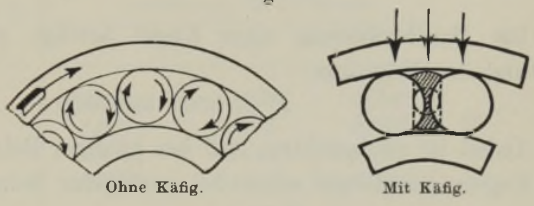
Da bei direkter Kugelberührung eine schädliche Gegenreibung auftritt, so versieht man die Lager mit einem die Kugeln trennenden und einschließenden Käfig. Die Tragfähigkeit eines Lagers hängt von

Fig. 357.



Laufrinne.

Fig. 358.



Kugellagerung.

Größe und Anzahl der Kugeln ab. Es verdient deshalb die Lagerkonstruktion den Vorzug, deren Käfigzwischenstücke den geringsten Kugelabstand gestatten. Material für Kugeln und Ringe ist feinster Tiegelchromstahl.

Kugellager finden im Hebezeugbau bei der Lagerung von Schneckenwellen, schweren drehbaren Lasthaken, Laufrädern, Achsen, Schwenklagern der Drehkrane usw. ausgedehnte Verwendung. Die geringere Reibung gegenüber Gleitlagern bietet die Möglichkeit zur Hebung des Wirkungsgrades und zur Herabsetzung des Kraftbedarfes. Der sparsamere Ölverbrauch und die rasche Auswechselung infolge der Massenherstellung in normalen Dimensionen und Platzersparnis sind wesentliche Vorteile.

Für die Dimensionierung der Kugellager gilt folgendes:

Bezeichnet

Q die Gesamtlast des Lagers,
P die Belastung einer Kugel,
d den Kugeldurchmesser in cm,
i die Anzahl der tragenden Kugeln,

so gilt für ein Lager mit i Kugeln allgemein

$$Q = k \cdot i d^2.$$

Der Koeffizient k richtet sich nach Konstruktion und Verhältnissen und geht aus nachstehenden Gleichungen hervor.

Unter der Voraussetzung, daß bei einem Traglager der Gesamtdruck Q nur von einem Fünftel der Kugelzahl aufgenommen wird (falls $i = 10$ bis 20), beträgt die Belastung für eine Kugel

$$P = \frac{Q}{i/5} \text{ für das Traglager.}$$

Für das Stützlager können bei kugelförmiger Lagerung des stillstehenden Ringes sämtliche Kugeln als tragend angenommen werden; für eine Kugel ist also

$$P = \frac{Q}{i} \text{ für das Stützlager.}$$

Die **Bruchbelastung** einer Kugel beträgt je nach Qualität und Härtung des Materials

$$P = 3500 \text{ bis } 7000\, d^2.$$

Dabei ist zu beachten, daß bei häufiger Belastung und Entlastung der Kugeln der Bruch schon bei geringerer Belastung auftritt, als bei fortdauernd steigender Belastung.

Die Kugeln werden in den Lagern aber nicht sofort vollständig durch Bruch zerstört, sondern schon durch Ausspringen kleiner Stücke unbrauchbar. Es ist deshalb die sogenannte Sprungbelastung maßgebend, d. h. die Belastung, bei welcher sich Sprünge an der Kugeloberfläche bilden.

Die **Sprungbelastung** beträgt nach Versuchen

$$P = 550 \text{ bis } 700\, d^2.$$

Die **zulässige Belastung** der Kugel muß entsprechend kleiner gewählt werden, und zwar ist dabei ein Unterschied zu machen, ob Dauerbetrieb vorhanden ist, oder ob die Kugeln nur zur Abstützung bei zeitweiliger Drehung, wie bei Lasthaken mit Kugellagerung dienen. Man kann bei vorzüglicher Lagerkonstruktion und bestem Material setzen:

Tabelle 38. **Zulässige Belastung von Kugeln.**

	Dauerbetrieb	Stark absätziger Betrieb
a) Für Kugeln auf ebenen, kegelförmigen oder zylindrischen Laufflächen	$P = 50\, d^2$	$P = 100\, d^2$
b) Für Kugeln in hohlen Rinnen, deren Krümmungshalbmesser $^2/_3\, d$ beträgt	$P = 100\, d^2$	$P = 200\, d^2$

Kugellagerreibung.

Ist Q die Belastung des Kugellagers in kg,
μ_i die ideelle Reibungszahl für Kugellager,
r der Halbmesser der Welle in cm,
M das Moment der Kugellagerreibung,

so wird $$M = Q\,r\,\mu_i.$$

μ_i ist von der Bauart des Lagers, der Belastung, Umdrehungszahl und Temperatur abhängig [1]).

Für ein Lager mit $r = 3{,}5$ cm Wellenhalbmesser, 10,2 cm Kugelkreisdurchmesser und $^7/_8''$ Kugeln ist bei bester Ausführung nach Stribeck [1]):

Tabelle 39. **Werte für μ_i.**

Belastung Q in kg	Umdrehungen in der Minute		
	65	385	780
380	0,003	0,0035	0,0037
850	0,002	0,0021	0,0021
1580	0,0016	0,0016	0,0017
3000	0,0015	0,0013	0,0013

1. Ringlager.

Ring- oder Traglager zur Aufnahme des radialen Druckes bestehen aus zwei gehärteten Ringen, den Kugeln und dem Kugelkäfig. Für den Einbau gilt folgendes: Der Innenlaufring wird vor dem Aufschieben

Fig. 359.

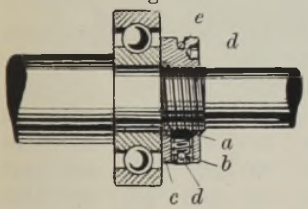
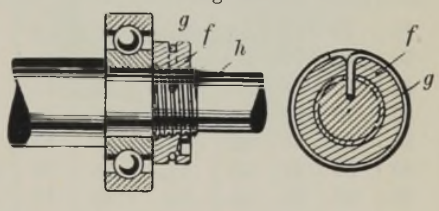


Fig. 360.



Ausführung der Festspannmuttern.

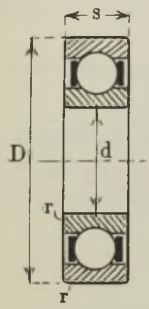
a Messingdruckplatte,
b Schraube mit Schlitz,
c Mutter,
d in *e* und den Schraubenschlitz behufs Sicherung eingelegter Federring,
e Ringnut der Mutter,
f Mutter,
g Federring, mit dem umgebogenen Ende in die Welle *h* reichend.

in erwärmtes Öl von 40° gelegt. Nach der dadurch erzielten Ausdehnung muß er sich stramm auf die Welle schieben lassen, die dementsprechend dimensioniert sein muß. Nach dem Erkalten sitzt der Ring von selbst fest, ohne jeden Keil. Vor Anwendung desselben ist

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 121, und „Hütte", 21. Aufl., Bd. I, S. 255.

sogar zu warnen, weil der Innenring meistens an dieser Stelle bricht. Beim Aufbringen darf nur an dem Innenring geschoben werden, schlimmstenfalls durch leichte Schläge auf ein aufgeschobenes Rohrstück, also auch nicht direkt auf den Innenring, weil an gehärtetem Stahl nicht viel herumgeschlagen werden darf. Die Wirkung des Preßsitzes wird durch eine Mutter erhöht, welche den Ring gegen einen Wellenbund preßt. Der Abrundungsradius dieses Wellenbundes muß kleiner sein als der Abrundungsradius des Ringes, weil dieser sonst gesprengt wird. Sind Ansätze nicht möglich, so verwendet man zweiteilige Spannhülsen, welche sich beim Anziehen der Mutter fest gegen die Welle legen.

Fig. 361.



Ringlager zu Tabelle 40.

Ausführungen von Festspannmuttern zeigen die vorstehenden Fig. 359 und 360.

Der Außenring soll von Hand saugend in das Gehäuse passen, damit er sich bei Temperaturänderungen, Ausdehnung oder Zusammenziehung der Welle selbsttätig zum Innenlaufring einstellen, d. h. verschieben kann.

Tabelle 40. **Normale Ringlager** der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt. Mittlerer Typ (Fig. 361).

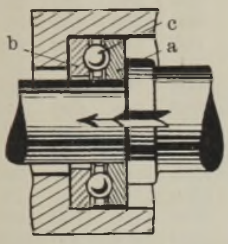
Maße der Laufringe in mm				Kugelgröße u. Anzahl			Preis	Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von					Gewicht in kg
Innendurchmesser	Außendurchmesser	Breite	Abkantung	Durchmesser	im Zellenkorb	im Gitterkorb							
d	*D*	*s*	*r*	engl. Zoll	Stück	Stück	ℳ	100	200	500	800	1200	etwa
15	42	13	1,5	9/32	11	9	4,—	220	190	165	140	100	0,089
20	52	15	2	5/16	13	11	5,50	324	280	230	210	140	0,158
25	62	17	2	3/8	13	11	6,50	400	350	290	250	175	0,257
30	72	19	2	7/16	13	10	7,50	720	650	540	430	320	0,386
35	80	21	2,5	1/2	13	10	9,—	840	750	590	450	380	0,504
40	90	23	2,5	9/16	13	10	10,75	961	900	750	600	450	0,648
45	100	25	2,5	5/8	13	10	13,—	1390	1200	1000	800	500	0,939
50	110	27	3	11/16	13	10	15,—	1600	1400	1200	1000	700	1,216
55	120	29	3	3/4	13	10	17,50	1900	1700	1400	1200	800	1,586
60	130	31	3	13/16	13	10	21,50	2500	2100	1800	1500	1000	1,056
65	140	33	3	13/16	14	11	24,50	2600	2250	1950	1600	1400	2,405
70	150	35	3	7/8	14	11	28,25	2720	2280	1960	1640	1410	2,970
75	160	37	3,5	15/16	14	11	32,—	3500	3000	2600	2100	1500	3,550
80	170	39	3,5	1	14	11	37,—	3800	3400	2900	2300	1700	4,240
85	180	41	4	1	15	12	47,—	4000	3600	3100	2450	1800	4,920
90	190	43	4	1 1/8	14	11	54,—	4600	4000	3400	2800	2000	5,930
95	200	45	4	1 1/8	15	12	63,—	5000	4300	3600	3000	2150	6,980
100	215	47	4	1 3/16	15	12	72,—	5600	4800	3950	3400	2250	7,920
110	240	50	4	1 11/32	15	12	95,—	7050	6400	5500	4500	3200	9,650

2. Drucklager.

Dieselben nehmen den axialen Druck auf und bestehen aus zwei Scheiben mit gerader oder balliger Auflage, einem Führungsring und den Kugeln. Die eine Scheibe ist etwas größer gebohrt, um ein bequemes Montieren zu ermöglichen.

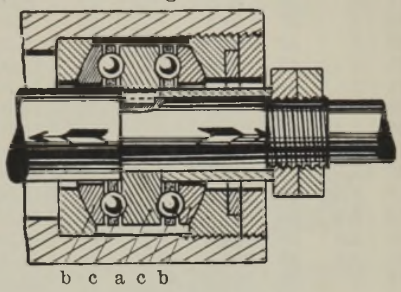
Doppeldrucklager nehmen den Axialdruck nach beiden Richtungen hin auf. Sie besitzen eine Doppelrillenscheibe und zwei einfache Rillen-

Fig. 362.



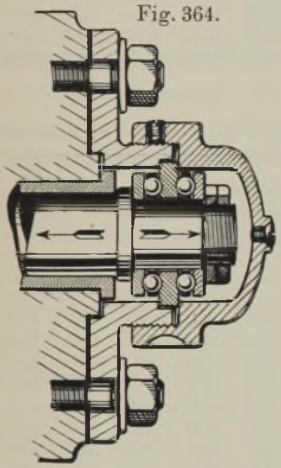
Einfaches Drucklager.

Fig. 363.



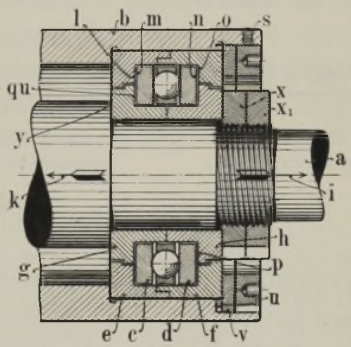
Doppeldrucklager mit Innenfassung.

Fig. 364.



Doppeldrucklager mit Außenfassung.

Fig. 365.



Eingebautes Wechseldrucklager.

scheiben. Gebaut werden solche Lager mit Innen- und mit Außenfassung, je nachdem der mittlere Druckring innen oder außen festgespannt wird.

Wechseldrucklager übertragen mit einem einzigen Lager den axialen Druck nach beiden Richtungen hin. Vorteile gegenüber Doppeldrucklagern: Geringerer Platzbedarf und Preis, kein Einstellen. Die Ringe *cd* sind leicht drehbar mit seitlichem Spielraum in den vier winkelartigen

Tabelle 41.

Kugeldrucklager der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt (Fig. 366).

Maße der Drucklager in mm						Kugelgröße und Anzahl		Preis	Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von						Gewicht in kg
d	D	h	r	d_1	D_1	Zoll	Stück	ℳ	50	200	300	500	1000	1500	etwa
15	35	14	1,5	17	34,8	1/4	10	4,50	380	160	140	120	100	80	0,08
20	42	14	1,5	22	41,8	1/4	13	4,65	490	200	180	155	130	100	0,08
25	47	16	1,5	27	46,8	9/32	12	5,20	680	280	250	200	180	140	0,11
30	53	17	2	32	52,8	5/16	13	6,70	770	320	280	220	200	145	0,13
35	62	18	2	37	61,8	5/16	16	8,20	950	400	350	280	250	200	0,21
40	64	19	2	42	63,8	11/32	15	9,30	1350	600	520	400	350	290	0,24
45	73	21	2	47	72,8	3/8	16	10,60	1500	660	580	450	400	320	0,36
50	78	21	2	52	77,8	3/8	17	11,70	1600	700	610	470	420	340	0,40
55	88	25	2	57	87,8	7/16	16	13,20	1950	800	700	550	490	400	0,57
60	90	25	2	62	89,8	7/16	18	13,70	2200	900	800	620	550	450	0,80
65	100	27	2,5	67	99,8	15/32	18	14,90	2650	1200	1000	780	700	550	0,86
70	103	27	2,5	72	102,8	15/32	18	15,30	2650	1200	1000	780	700	550	0,91
75	110	28	2,5	77	109,8	1/2	19	15,70	2900	1300	1100	850	760	600	1,00
80	115	32	2,5	82	114,8	17/32	18	17,10	3000	1300	1130	870	775	610	1,10
85	125	35	2,5	88	124,8	5/8	18	19,70	3800	1600	1400	1200	1000	800	1,44
90	135	35	2,5	93	134,3	5/8	18	21,80	3800	1600	1400	1200	1000	800	1,67
95	140	37	3	98	139,8	11/16	17	23,60	4900	2100	1900	1500	1350	1050	1,90
100	150	37	3	103	149,8	11/16	19	25,40	5500	2400	2200	1700	1400	1200	2,20
110	160	41	3	113	159,8	3/4	18	28,30	6000	2500	2300	2000	1500	1280	2,65
120	170	43	3	123	169,8	13/16	19	32,90	7600	3350	2800	2150	1900	1600	3,30
130	180	46	3,5	133	179,8	7/8	18	42,60	8300	3600	3000	2400	2200	1800	4,00
140	200	52	3,5	143	199,8	1	17	48,—	11000	4600	4100	3200	2800	2300	4,90

Tabelle 42.

Doppeldrucklager mit Innenfassung der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt (Fig. 367).

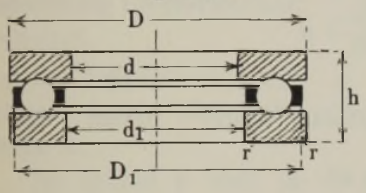
Maße der Doppeldrucklager mit Innenfassung in mm							Kugelgröße und Anzahl		Preis	Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von						Gewicht in kg
d	d_1	D	s	h	D_1	r	Zoll	Stück	ℳ	50	200	300	500	1000	1500	etwa
15	21,7	42	6	24,5	41,8	1,5	1/4	26	7,70	490	200	180	155	130	100	0,16
20	26,7	47	7,5	29	46,8	1,5	9/32	24	9,10	680	280	250	200	180	140	0,25
25	31,6	53	8	31	52,8	2	5/16	26	11,—	770	320	280	220	200	145	0,31
30	41,6	64	8,5	34	63,8	2	11/32	30	15,10	1350	600	520	400	350	290	0,47
35	46,6	73	9,5	37	72,8	2	3/8	32	18,—	1500	660	580	450	400	320	0,63
40	51,6	78	9,5	37	77,8	2	3/8	34	19,40	1600	700	610	470	420	340	0,70
45	56,6	88	11	45	87,8	2	7/16	32	21,90	1950	800	700	550	490	400	1,13
50	61,6	90	11	45	89,8	2	7/16	36	23,—	2200	900	800	620	550	450	1,18
55	71,6	103	11,5	47	102,8	2,5	15/32	36	26,10	2650	1200	1000	780	700	550	1,53
60	76,5	110	13	51	109,8	2,5	1/2	38	27,20	2900	1300	1100	850	760	600	1,89
65	81,5	115	13,5	56	114,8	2,5	17/32	36	29,20	3000	1350	1130	870	775	610	2,20
70	87,5	125	14,5	62	124,8	2,5	5/8	36	33,70	3800	1600	1400	1200	1000	800	3,03
75	92,5	135	14,5	62	134,8	2,5	5/8	36	37,60	3800	1600	1400	1200	1000	800	3,45
80	97,5	140	16	67	139,8	3	11/16	34	41,60	4900	2100	1900	1500	1350	1050	4,05
85	102,4	150	17	68	149,8	3	11/16	38	45,40	5500	2400	2200	1700	1400	1200	4,81
90	107,4	155	17,5	72	154,8	3	23/32	36	49,20	5800	2460	2250	1900	1480	1230	5,07
95	112,4	160	18	74	159,8	3	3/4	36	50,90	6000	2500	2300	2000	1500	1280	5,62
100	117,4	165	18,5	78	164,8	3	13/16	36	54,50	7200	3100	2700	2100	1800	1500	5,87
110	127,4	175	20	82	174,8	3	27/32	38	62,40	7800	3300	2890	2200	1950	1640	7,22
120	137,4	195	22	90	194,8	3,5	15/16	36	83,—	9600	4100	3600	2800	2400	2000	10,10

Sämtliche Druckringe sind mit Laufrillen versehen.

Buchsen $efgh$ angeordnet. Bei Druck in Richtung i drückt Fläche qu infolge des Ansatzes y an Ring c und die Teile $ghxx_1$ und a werden etwas nach rechts verschoben, bis Fläche n an Fläche o zur Anlage gelangt. Nun drehen sich gch mit Welle a, während $bdef$ stillstehen, die Kugeln aber rollen.

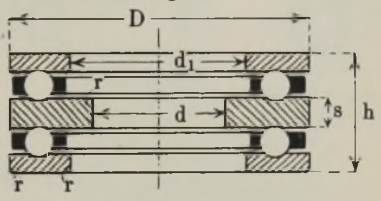
Bei Druck in Richtung k drücken die Muttern $x_1 x$ an Buchse h und gelangt Fläche p an Ring d zur Anlage, d und p drehen sich mit a, wobei Fläche m an Fläche l anliegt, b, c, e aber stillstehen. Buchsenringe g und h drehen sich mit Welle a, e und f sind festgespannt.

Fig. 366.



Kugeldrucklager (zu Tabelle 41)

Fig. 367.



Doppeldrucklager (zu Tabelle 42)

der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt.

3. Rollenlager

sind geeignet, eine wesentlich höhere Belastung aufzunehmen als Kugellager gleicher Abmessung. Diese Lager können daher im Durchmesser sehr klein, dafür aber breiter gehalten werden und finden deshalb vorteilhaft dann Anwendung, wenn bei großer Belastung und mittleren Tourenzahlen ein gewisser Durchmesser nicht überschritten werden darf.

Ein Rollenringlager besteht aus

1. einem Außenring;
2. den Rollen;
3. einem Innenring, an welchem sich seitlich zwei Ränder befinden, innerhalb deren die Rollen gegen axiale Verschiebungen gesichert werden.

Die Kombination der Rollen- und der Kugellager nebst deren Einbau ist aus den nachstehenden Figuren zu ersehen.

Reibungswiderstand [1]).

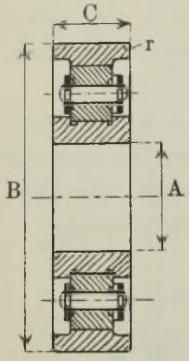
Ist Q die Gesamtlagerbelastung in kg,
f die Reibungszahl der rollenden Reibung,
d der Rollendurchmesser in cm,
r der Halbmesser der Welle in cm,
D der Wellendurchmesser in cm,

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1463, und „Hütte", 21. Aufl., Bd. I, S. 256.

so ist wie bei den Kugellagern das Reibungsmoment

$$M = Q r \mu_i,$$

Fig. 368.



Normalrollenlager zu Tabelle 43.

worin $\mu_i = \frac{1{,}2}{r} \cdot \frac{D}{d} f$ und f je nach der spezifischen Lagerbelastung zwischen 0,0045 und 0,0018, letzterer Wert bei hoher spezifischer Belastung. Die Reibung ist fast unabhängig von der Geschwindigkeit. Sie nimmt mit der Belastung und der Temperatur ab.

Nach „Hütte“ ist je nach der größten spezifischen Lagerbelastung $p = \frac{Q}{\frac{z}{5} \cdot l \cdot d}$ (z Rollenzahl, l Rollenlänge)

für $p =$	3	5	7,5	10	15
$f =$	0,0045	0,0034	0,0027	0,0023	0,0018.

Tabelle 43.

Abmessungen, Preise und zulässige Belastungen der Normalrollenlager (Mittlerer Typ) der Norma-Compagnie in Cannstatt-Stuttgart (Fig. 368).

Maße in Millimetern				Preise	Zulässige Belastungen in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von				
A	*B*	*C*	*r*	ℳ	10	100	300	500	1000
25	62	17	1	10,50	750	650	600	550	380
30	72	19	2	12,—	950	850	750	700	490
35	80	21	2	14,—	1200	1000	950	850	600
40	90	23	2	16,—	1500	1300	1200	1100	750
45	100	25	2	18,—	2000	1750	1600	1450	1000
50	110	27	2	20,50	2300	2000	1800	1650	1150
55	120	29	2	23,—	2900	2500	2300	2100	1450
60	130	31	2	26,—	3600	3100	2800	2600	1800
65	140	33	3	29,50	3900	3300	3100	2800	1900
70	150	35	3	33,—	4600	4000	3600	3300	2300
75	160	37	3	37,—	5200	4400	4000	3700	2600
80	170	39	3	42,—	5600	4800	4400	4000	2800
85	180	41	3	48,—	6300	5400	5000	4500	3100
90	190	43	3	56,—	7000	6000	5500	5000	3500
95	200	45	3	64,—	7400	6400	5800	5300	3700
100	215	47	3	75,—	8800	7500	6900	6300	4300

Die Lager können vorübergehend um 50 Proz. überlastet werden, aber nur, wenn der Außen- und Innenring gut befestigt ist, anderenfalls empfiehlt es sich, unter den angegebenen Belastungen zu bleiben. Für gute Schmierungen mit reiner Vaseline, bei mehr als 500 Umdrehungen pro Minute mit Öl, ist Sorge zu tragen.

Ausführungen von Kugel- und Rollenlagern.

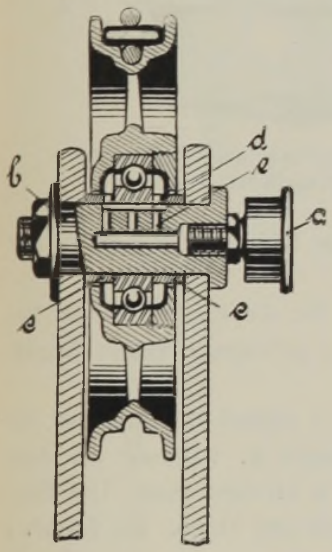
Weitere Beispiele befinden sich in den Abschnitten „Haken“ (S. 58), Schneckengetriebe (S. 187), Laufräder (S. 229 und 230).

Fig. 369 zeigt die Einbauordnung für Ketten- und Seilrollen.

Die Schmierung erfolgt zentral durch die Fettbüchse *a*.

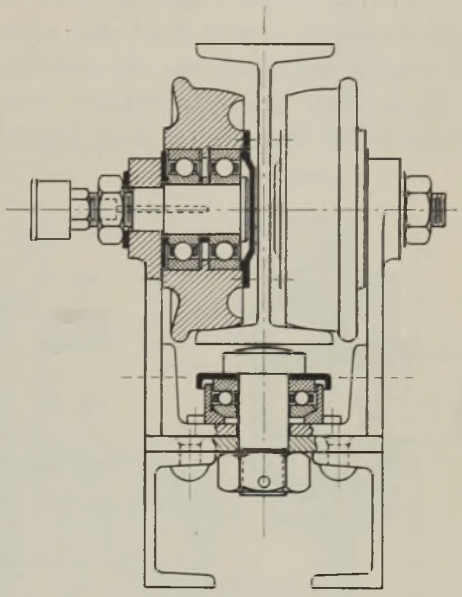
Im Bolzen *b* und in den Verbindungsrohren *c* vorgesehene Nuten *d* und Löcher *e* führen das Fett zu dem Kugellager.

Fig. 369.



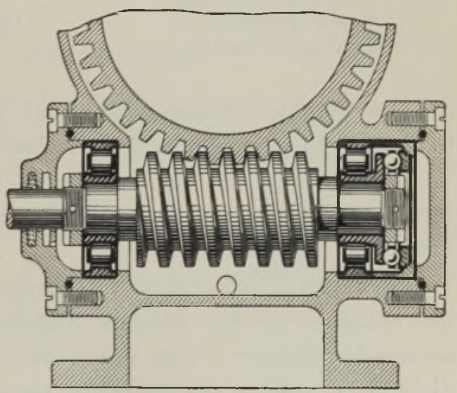
Kugellagerung einer Kettenrolle der Kugelfabrik Fischer.

Fig. 370.



Laufkatze mit Kugellagerung der Deutschen Kugellagerfabrik.

Fig. 371.

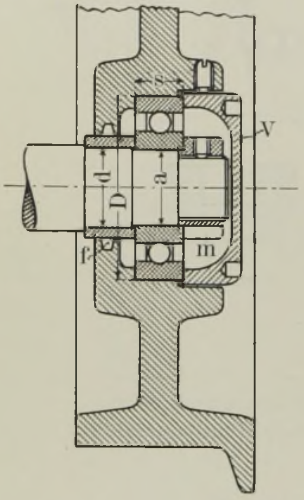


Schneckenwelle mit nur nach einer Richtung wirkendem Druck und mit Rollenlagern kombiniertem einfachen Drucklager der Norma-Compagnie.

Fig. 370. Bei dieser Laufkatze ist an das die beiden Hängeschienen verbindende, horizontale ⊔-Eisen ein besonderer die Last tragender Unterteil angeschlossen, der sich um den mit Kugellagerung versehenen Bolzen dreht.

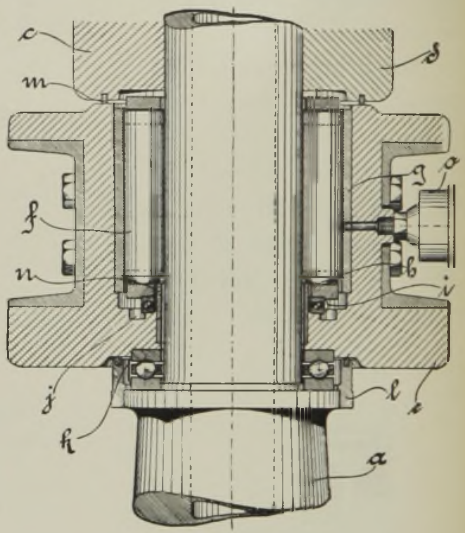
Fig. 373. Obere Lagerung eines Drehkranes. Die feststehende, hohle Kransäule *a* wird durch den zweiteiligen Bügel *c d* gehalten. — Der Kopf *e* dreht sich um die stehende Säule *a*. Die Rollen *f* sind in einem Korb gelagert, welcher behufs Erzielung einer möglichst reibungsfreien Drehung von dem Kugellager *i* getragen wird.

Fig. 372.



Lagerung eines fliegend angeordneten Laufrades der Kugelfabrik Fischer.

Fig. 373.



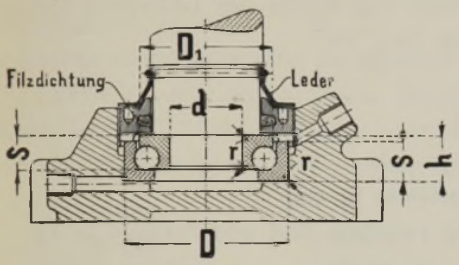
Obere Lagerung eines Drehkranes der Kugelfabrik Fischer.

Die Rollen *f* rollen sich direkt auf der Kransäule *a* bzw. in der in dem Kopf *e* einmontierten Büchse *g* ab.

Der Kopf *e*, an welchem die U-Eisen für die Laufkatze usw. befestigt sind, ruht auf dem von der Säule *a* getragenen Haupt-Kugeldrucklager *k*.

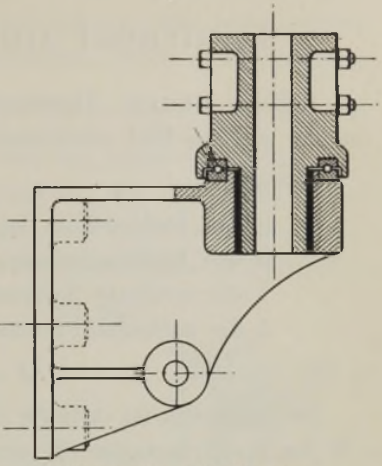
Der mit Filzdichtung versehene Ring *l* sichert den Ölstand für die Schmierung des unteren Kugeldrucklagers *k*, während bei dem oberen Drucklager *i* dies durch den Ring *n* erreicht wird. Die Filzdichtung *m* schützt die Lagerung vor Schmutz und Staub. Die Löcher *j* dienen zum Herausnehmen des unteren Druckringes von dem Kugeldrucklager *i*. Die Schmierung des Rollenkorbes erfolgt mittels Fett durch die Staufferbüchse *o*.

Fig. 374.



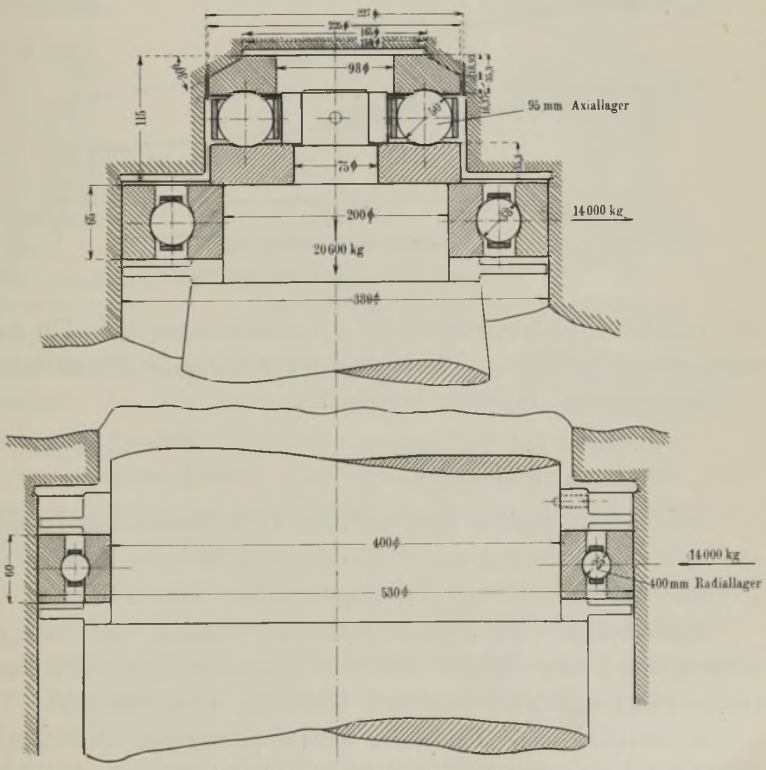
Spurlager.

Fig. 375.



Fußlager eines Drehkranes.

Fig. 376.



Kugellagerung einer Kransäule.

Laufräder und deren Schienen.

1. Berechnung. Durchmesser und Breite der Laufräder hängen von der auf ein Rad entfallenden Last ab.

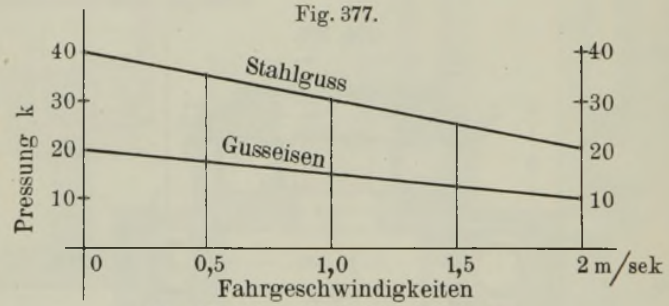
Bezeichnet

Q den Raddruck in kg,
D den Raddurchmesser in cm,
b die nutzbare Schienenbreite in cm,
k die zulässige Pressung zwischen Rad und Schiene in kg,

so ist $$Q = k \cdot D \cdot b.$$

Der Raddruck ist stets für die größte auftretende Last zu ermitteln, z. B. bei Laufkranwagen für einseitige Stellung der Katze, so daß hier

Fig. 377.



Zulässige Pressungen für Laufräder.

rd. Nutzlast + Kranwagengewicht + Laufkatzengewicht. Für die Laufkatze würde Nutzlast + Eigengewicht der Katze in Betracht kommen.

Die zulässige Pressung beträgt für

Gußeisen auf Stahlschiene . . . . . $k = 25$ kg/qcm,
Stahl auf Stahlschiene . . . . . $k = 60$ „

Zweckmäßig nimmt man auf die Fahrgeschwindigkeit Rücksicht und wählt die Pressung um so kleiner, je größer die Fahrgeschwindigkeit und dementsprechend die Abnutzung ist (Fig. 377 [1]).

2. Material. Es kommt Gußeisen, Hartguß und Stahlguß zur Verwendung. Für Krane bis 20 t Tragkraft und 0,5 m/sec Fahrgeschwindigkeit nimmt man noch Gußeisen, sonst Stahlguß.

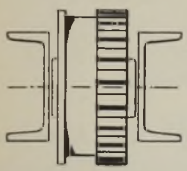
3. Ausführung. Laufräder werden gewöhnlich als Scheibenräder mit Verstärkungsrippen ausgeführt. Bei geradliniger Fahrbewegung

[1]) „Hütte“, 21. Aufl., Bd. II, S. 473.

gerade Laufflächen und doppelte Spurkränze. Die Hohlkehle am Spurkranz muß größer sein als die Schienenabrundung. Bei kreisförmiger Laufbahn nimmt man noch gerade Laufflächen, wenn das Verhältnis $\frac{\text{Rollenbreite}}{\text{Rollenbahndurchmesser}} < \frac{1}{20}$ ist. Bei fahrbaren Kurven, welche viel in Kurven laufen, konische Laufflächen mit nur einem Spurkranz.

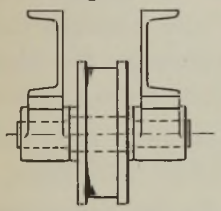
Laufräder mit angegossenen Zahnkränzen, bei denen die Zähne direkt die Lauffläche des Rades begrenzen, sind nicht empfehlenswert, weil sich die Zahnprofile beim Anlauf an die Laufschiene verquetschen.

Fig. 378.



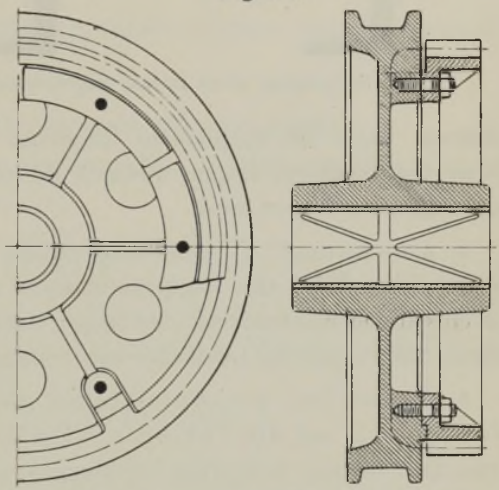
Ungünstige Ausführung mit Zahnkranz.

Fig. 379.



Ungünstige Anordnung mit drehbarer Achse.

Fig. 380.



Laufrad mit angeschraubtem Zahnkranz.

Auch bei leichten Kranen ist diese Ausführung nur für die Laufkatzenräder statthaft. Zweckmäßig ist die Verschraubung des Antriebzahnkranzes mit dem Laufrad (Fig. 380).

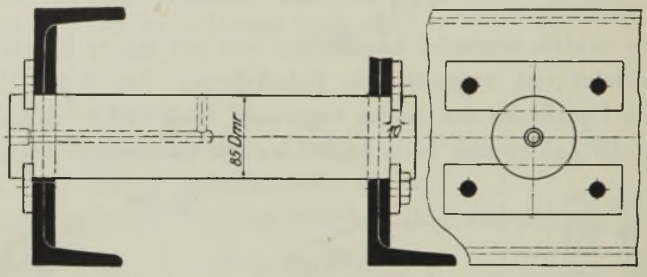
Bei gemeinsamem Antrieb sind die zylindrischen Laufräder auf genau gleichen Durchmesser abzudrehen bzw. bei Stahlguß zu schleifen, um Klemmungen zu vermeiden.

4. Verbindung mit der Achse. Aufgekeilte Räder, deren Achsen sich nach Fig. 379 in festen Lagern drehen, sind nicht günstig, weil sie einerseits infolge der Lager unnötig teuer ausfallen, andererseits die Reibung größer wird. Sich drehende Achsen müssen nämlich bei der sich stets ändernden Belastungsrichtung viel stärker werden als feststehende Achsen, bei denen die Belastungsrichtung stets dieselbe bleibt.

Bei der Befestigung der festen Laufradachsen durch Flacheisen, die an einen Einschnitt der Achse gelegt sind, ist zu beachten, daß

die Flacheisen nicht an der oberen Stelle eingesetzt werden, wo die Druckübertragung stattfindet, sondern an der unteren Seite. Im ersten Falle ist die Druckaufnahme infolge des Einschnittes ungünstig und

Fig. 381.



Befestigung einer richtig angeordneten Laufradachse.

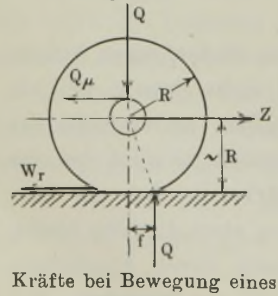
außerdem kann bei ungenauem Einpassen ein Teil des Ausschnittes mit in dem Stegblech liegen, wodurch die ohnehin kleine Auflagefläche noch weiter verringert wird.

5. Anordnung. Fliegend angeordnete Räder mit kurzen Achsen stellen sich infolge des Lagerspielraumes schief und bedingen durch den einseitigen Kantendruck der Lager starke Abnutzung. Aus diesem Grunde ordnet man die Laufräder zweckmäßiger zwischen den Lagern an.

6. Vermeiden des Aufsteigens der Laufräder mit ihren Spurkränzen auf die Schienen. Um diese Gefahr beim Ecken zu vermeiden, ordnet man Führungsklammern an, die den Schienenkopf mit Spielraum umschließen, oder man nietet wie bei Laufkranwagen unter die Radkastenbreite Fußplatten, welche dicht über die Schienen streichen und den Kran beim Entgleisen sofort abstützen (vgl. die Ausführungen im Abschnitt „Laufkrane“).

7. Fahrwiderstand. Er besteht zunächst aus der rollenden Reibung und aus der Zapfenreibung.

Fig. 382.



Kräfte bei Bewegung eines Laufrades.

Ist W der Fahrwiderstand in kg,
R der Radhalbmesser in cm,
$M = W.R$ das Fahrwiderstandsmoment in kgcm,
Q das auf ein Rad konzentriert gedachte Gesamtgewicht, also Nutzlast + Eigengewicht in kg,
f der Hebelarm der rollenden Reibung in cm ($f = 0{,}05$ cm bei bearbeiteten Laufflächen, $f = 0{,}1$ cm bei rohen Laufflächen),

μ_z der Zapfenreibungskoeffizient = 0,1 mit Rücksicht auf Anlauf,
r der Zapfenhalbmesser,

so gilt $$M = Q(f + \mu_z r).$$

Der Fahrwiderstand wird noch durch die Spurkranzreibung, Quergleiten, Nabenstirnreibung und den Massenwiderstand vermehrt.

Bisher begnügte man sich mit einem Zuschlag für die Spurkranzreibung, der zwischen 40 und 120 Proz. schwankte. Im Mittel nahm man für

Laufkatzen oder fahrbare Winden . . 40 bis 60 Proz. Zuschlag,
Kranwagen . . . . . 60 „ 80 „ „

und zwar die größeren Werte bei großen Zapfen- und Radpressungen, sowie rauhen Laufbahnen.

Fahrwiderstand nach Ernst[1]) (1903).

Moment der Spurkranzreibung $M_{fl} = Q\mu_s^2 e$ und das Gesamtmoment ohne Massenwiderstand

$$M = Q(f + \mu_z r) + Q\mu_s^2 e.$$

Hierin ist Q = gesamter Raddruck, e = Abstand des Anlaufpunktes des Spurkranzes vom augenblicklichen Drehpunkt ($e = \frac{1}{3}R$), μ_s = Reibungszahl zwischen Rad und Schiene bzw. Spurkranz und Schiene ($\mu_s = 0{,}25$), f, μ_z und r wie oben.

Die Nabenstirnreibung ist hier vernachlässigt.

Fahrwiderstand nach Hilbrand[2]) (1908).

In vereinfachter Form lautet die Formel für das Moment der Spurkranzreibung $M_{fl} = 1{,}16\, Q\mu_s^2 \sqrt{2hR}$. Somit Gesamtmoment

$$M = Q(f + \mu_z r) + 1{,}16\, Q\mu_s^2 \sqrt{2hR},$$

worin Q = Gesamtgewicht (Kran + Last), μ_s = Reibungszahl für Gleiten von Rad gegen Schiene ($\mu_s = 0{,}2$), h = Höhe des Spurkranzes ($h = 2{,}5$ cm).

Fahrwiderstand nach Dr.-Ing. Pape[3]) (1910).

Fahrwiderstandsmoment durch Quergleitung (M_g): Die Laufräder werden bei Schrägstellung beständig durch den Flansch aus ihrer eigentlichen Fahrrichtung in die Schienenrichtung verschoben.

$$M_g = Q \cdot \mu_s \cdot tg\,\alpha.$$

---

[1]) Ernst, Hebezeuge, 4. Aufl., Bd. I, S. 349.

[2]) Zeitschr. f. Elektrotechnik u. Maschinenbau, S. 535. Wien 1908.

[3]) Dingl. Polyt. Journ. 1910, S. 147. Über Fahrwiderstände an Laufkranen von Dipl.-Ing. Martin Pape, Berlin. Vgl. auch „Hütte", II. Bd., S. 478, 1911.

Hierin ist μ_s der Reibungskoeffizient zwischen Rad und Schiene $\simeq 0{,}17$,

$$tg\,\alpha = \frac{b_2 - b_1}{a} \simeq \frac{1}{200},$$

d. i. die größtmöglichste Schiefstellung, wenn b_1 = Schienenbreite, b_2 = lichte Weite der Doppelflanschen, a = Radstand, und zwar ist für die Gleichung Voraussetzung, daß auf der einen Seite $b_2 - b_1 = 4$ bis 8 mm Spiel, auf der anderen Seite $b_2 - b_1 = 8$ bis 16 mm Spiel vorhanden ist. Die Quergleitung beträgt nur etwa 3 Proz. des gesamten Fahrwiderstandes.

Widerstandsmoment für die Nabenstirnreibung (M_n): Bei nicht größter Schiefstellung, also nur Anlage eines Flansches, wird dieses Moment

$$M_n = 1{,}5\,Q \cdot \mu_s \cdot \mu_n \cdot r_m,$$

wenn r_m = mittlerer Halbmesser der Nabenstirn, μ_n = Reibungskoeffizient der Nabenstirn $\sim 0{,}1$.

Ferner das Widerstandsmoment durch Flanschreibung

$$M_{fl} = Q \cdot \mu_s^2 \cdot h,$$

wenn h der Hebelarm der Flanschreibung $\simeq 5$ cm, der Neigungswinkel der Flanschen $\sim 1/10$ und der Abrundungshalbmesser der Schiene so klein wie möglich ~ 2 mm ist. Als gesamtes Fahrwiderstandsmoment ergibt sich dann ohne Massenwiderstand

$$M = Q(f + \mu_z r + \mu_s tg\,\alpha + 1{,}5 \cdot \mu_s \cdot \mu_n \cdot r_m + \mu_s^2 \cdot h).$$

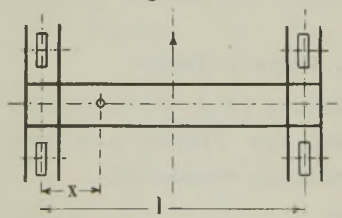
Fahrwiderstand nach Dr.-Ing. Bülz [1]) (1913).

An Hand eines elektrisch betriebenen Laufkranes [2]) für 10 t Tragkraft und 11,41 m Spannweite sind folgende Beziehungen aufgestellt:

1. Moment der Rollenreibung, Zapfenreibung und Flanschreibung

$$M = (f + \mu_z r) \cdot \left[G(0{,}75 + 0{,}25\,\varkappa) + 0{,}5\,Q\left(1 + \varkappa - \frac{x}{l}(\varkappa - 1)\right)\right],$$

Fig. 383.



Laststellung.

worin das Eigengewicht des Kranes $= G$ und das Gewicht von Katze und Last $= Q$ nicht beliebig, sondern für $G = 7$ t und $Q = 6{,}3$ t gelten. Die allgemein gültige Aufstellung würde sich sehr umständlich gestalten.

$\varkappa$ ein der Laststellung $\frac{x}{l}$ entsprechender Wert:

[1]) Dr.-Dissertation von Friedrich Bülz, Beitrag zur Kenntnis der Spurkranzreibung bei Laufkranen.

[2]) Beschreibung siehe Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1070.

$$\frac{x}{l} = 0{,}1, \quad 0{,}5, \quad 0{,}9; \qquad \varkappa = 1{,}11, \quad 1{,}16, \quad 1{,}25.$$

Es wird damit:

$$\text{für } \frac{x}{l} = 0{,}1, \qquad M_{0,1} = (f + \mu_z r) \cdot (1{,}03\, G + 1{,}05\, Q),$$

$$\text{„ } \frac{x}{l} = 0{,}5, \qquad M_{0,5} = (f + \mu_z r) \cdot (1{,}04\, G + 1{,}04\, Q),$$

$$\text{„ } \frac{x}{l} = 0{,}9, \qquad M_{0,9} = (f + \mu_z r) \cdot (1{,}06\, G + 1{,}013\, Q).$$

Für den untersuchten Kran findet Bülz für die Spurkranzreibung einen Mehraufwand von 4 Proz. gegenüber dem normalen Moment.

2. Moment der Nabenstirnreibung

$$M_n = [(G + Q + B)\,\mu_s - (G + Q)\,\mu_z]\,\mu_n \cdot r_m,$$

worin B als größter Auflagerdruck mit $B_{max} = 0{,}5\, G + 0{,}9\, Q$ zu setzen ist,

μ_s = Reibungszahl zwischen Rad und Schiene 0,2,

μ_z = Zapfenreibungskoeffizient, 0,08 ÷ 0,1,

μ_n = Reibungszahl zwischen Nabe und Gestell 0,15,

r_m = mittlerer Nabenhalbmesser.

Diese neuesten Untersuchungen ergeben hiermit, daß das Anlaufen eines Radflansches nur eine geringe Vergrößerung von etwa 4 Proz. des Antriebsmomentes erfordert und daß die gleichzeitig auftretende Nabenstirnreibung wesentlich mehr, nämlich einen Mehraufwand von 19 bis 27 Proz., im Mittel 23 Proz. an Kraft bedingt.

Die früheren Rechnungen und Zuschläge von 40 bis 120 Proz. ergeben demnach viel zu hohe Werte.

Moment des Massenfahrwiderstandes:

$$M_p = \frac{Q}{g} \cdot p \cdot R,$$

worin mit Rücksicht auf parabolischen Anlauf bei Hauptstrommotoren die Beschleunigung

$$p = \frac{2\,v}{t_1},$$

wenn v die Fahrgeschwindigkeit und t_1 die Anlaufzeit bedeutet. Letztere ist zu 3 bis 4 Sekunden anzunehmen.

Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen [1]).

Laufkran der Düsseldorfer Ausstellung. Herstellungsfirma: Friedr. Krupp, Grusonwerk. Tragkraft 25 t, Spannweite 22,8 m; Gleichstrom 500 Volt.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 153; ferner Bethmann, 2. Aufl., S. 638.

Laufwinde: Fahrmotor 2,5 PS, 635 n, Fahrgeschwindigkeit 15,4 m/min. 3 Stirnrädervorgelege $z = 22:99$, $t = 5\pi$; $z = 20:76$, $t = 6\pi$; $z = 12:50$, $t = 11\pi$. Laufraddurchmesser 550 mm. Achsendurchmesser 80 mm. Katzengewicht 9170 kg, Flasche 686 kg.

Kranwagen: Fahrmotor 27 PS, 770 n, Fahrgeschwindigkeit 79 m/min. 2 Stirnrädervorgelege $z = 18:99$, $t = 10\pi$; $z = 13:65$, $t = 14\pi$. Laufraddurchmesser 900 mm. Achsendurchmesser 120 mm. Gesamtes Bühnengewicht 30 910 kg.

Tabelle 44. **Katzenfahren.**

Nutzlast kg	Gesamtlast kg	Geschwindigkeit		Energieverbrauch V.	Energieverbrauch Amp.	Energieverbrauch PS	Fahrwiderstand[1] kg	Fahrwiderstand[1] in Hundertteilen der Gesamtzahl
leer	9 856	hin	23,9 m/min = 0,399 m/sec	441	1,955	1,171	220	2,23
		her	24,33 m/min = 0,406 m/sec	444	1,99	1,20	222	2,25
5 622	15 478	hin	20,95 m/min = 0,3495 m/sec	442	2,02	1,215	260	1,68
		her	23,25 m/min = 0,3878 m/sec	448	2,05	1,25	242	1,56
17 492	27 548	hin	18,92 m/min = 0,3155 m/sec	443	3,10	1,87	444	1,62
		her	18,45 m/min = 0,3078 m/sec	442	3,05	1,835	447	1,63
21 692	31 548	hin	17,0 m/min = 0,2835 m/sec	440	3,45	2,06	546	1,73
		her	19,45 m/min = 0,3245 m/sec	434	2,82	1,665	385	1,22
			Kranfahren.					
leer	40 766	hin	87,4 m/min = 1,455 m/sec	439	23,44	14,0	721	1,77
		her	86,3 m/min = 1,438 m/sec	441	23,94	14,33	748	1,83
5 622	46 388	hin	81,2 m/min = 1,353 m/sec	437	25,20	15,0	829	1,79
		her	84,6 m/min = 1,41 m/sec	437,5	26,25	15,6	832	1,79
17 492	58 258	hin	79,4 m/min = 1,322 m/sec	437	29,30	17,4	988	1,69
		her	78,5 m/min = 1,308 m/sec	431	29,10	17,05	979	1,68
21 692	62 458	hin	72,4 m/min = 1,205 m/sec	442	31,80	19,1	1189	1,91
		her	81,0 m/min = 1,349 m/sec	440	28,30	16,94	943	1,51

[1]) Der Fahrwiderstand enthält alle Wirkungsverluste einschließlich des Motors.

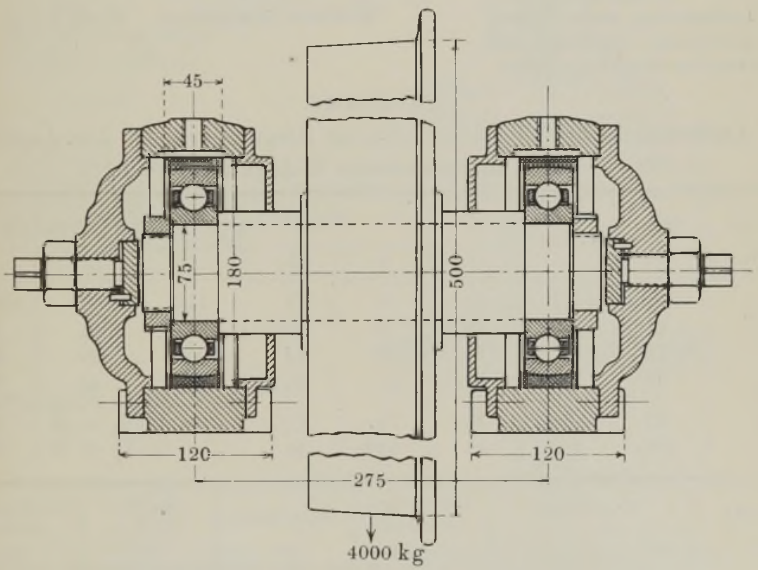
Der Stromverbrauch beim Verfahren eines Kranes schwankt demnach erheblich. Dies ist aber nicht nur auf die Schwankungen des Fahrwiderstandes, sondern auch auf Torsionsschwingungen in der Welle zurückzuführen [1]).

Die verschiedenen Rechnungen ergeben für obigen Kran bei 21 692 kg Nutzlast nachstehende Werte für den Fahrwiderstand:

Tabelle 45.

	Fahrwiderstandsmoment M	Fahrwiderstand W_m
ohne Zuschlag	40 597 kgcm	903 kg
mit 80 Proz. Zuschlag . . .	73 074 „	1622 „
nach Ernst	96 809 „	2150 „
nach Hilbrand	84 067 „	1870 „
nach Pape	68 079 „	1510 „
nach Bülz	66 002 „	1465 „
Versuchswert	53 505 „	1189 „ hin
	42 435 „	943 „ her

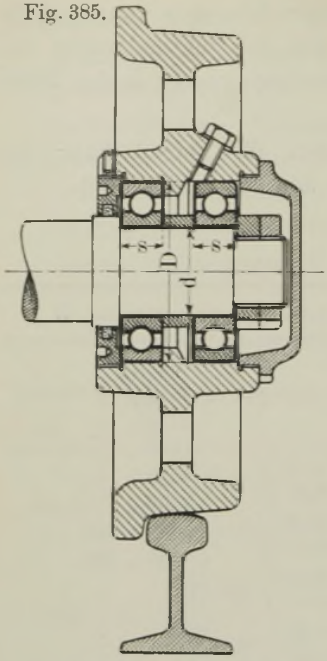
Fig. 384.



Kugellagerung der Achse eines aufgekeilten Laufkatzenrades.
Deutsche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig.

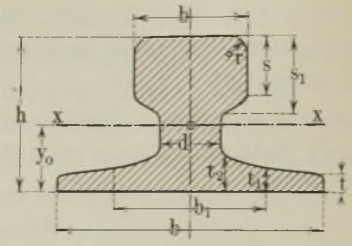
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1063, Abb. 17. Wolf, Die Materialbewegung im Eisenhüttenbetrieb, Dissertation, Berlin 1911, S. 26.

Fig. 385.



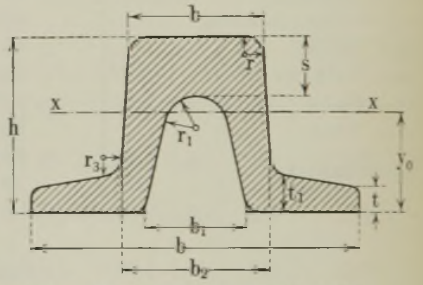
Kugellagerung eines fliegend angeordneten Laufrades der Deutschen Kugellagerfabrik.

Fig. 386.



Gewalzte Kranschiene. Profil 1 ÷ 4.

Fig. 387.



Gewalzte Kranschiene. Profil 6 ÷ 8.

Tabelle 46.

8. **Laufkranschienen** der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Abt. Aachener Hüttenverein, Aachener-Rothe Erde (Fig. 386 u. 387).

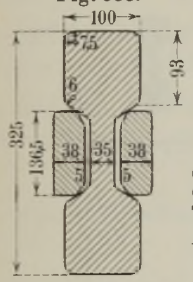
Profil	Höhe	Fußbreite		Flanschstärke			Stegdicke	Kofbreite
Nr.	h	b	b_1	t	t_1	t_2	d	b
1	55	125	54	8	11	14,5	24	45
2	65	150	66	9	12,5	17,5	31	55
3	75	175	78	10	14	20	38	65
4	85	200	90	11	15,5	22	45	75
6	65	150	30	9	11,5	$r_3 = 8$	$b_2 = 60$	55
8	100	200	45	11,5	15	$r_3 = 10$	$b_2 = 90$	85

Profil	Kopfstärke		Abrundungshalbmesser	Querschnitt	Gewicht für 1 m	Schwerpunktsabstand
Nr.	s	s_1	r	qcm	kg	y_0
1	20	23,5	3	28,7	22,5	22,7
2	25	28,5	4	41	32,2	26,8
3	30	34	5	55,8	43,8	30,6
4	35	39,5	6	72,6	57	35,2
6	30	$r_1 = 10$	5	38,8	30,5	28,5
8	45	$r_1 = 15$	6	83,3	65,4	47,0

Profil Nr.	Trägheitsmoment cm^4	Widerstandsmoment cm^3	Raddruck in kg $R = D \cdot k(b - 2r)$, Maße in cm, wenn $k =$ 40	50	60	Raddurchmesser D in mm
1	94	29	6 240	7 800	9 360	400
2	185	48	11 280	14 100	16 920	600
3	328	74	17 600	22 000	26 400	800
4	523	105	25 200	31 500	37 800	1000
6	163	44,6	10 800	13 500	16 200	600
8	799	150	35 040	43 800	52 560	1200

9. Befestigung der Laufschienen.

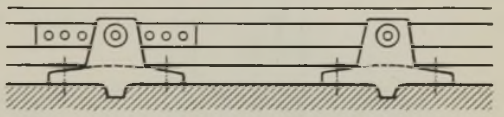
Fig. 388.



Schiene mit Doppelkopf für schwere Portalkrane.

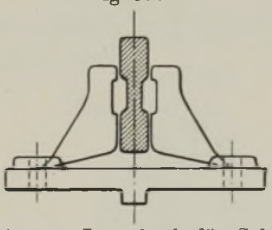
Gewicht pro m 189,6 kg
Querschnitt 241,5 qcm
Trägheitsmoment für die X-Achse 27 500 cm^4
Widerstandsmoment für die X-Achse 1692 cm^3

Fig. 389.



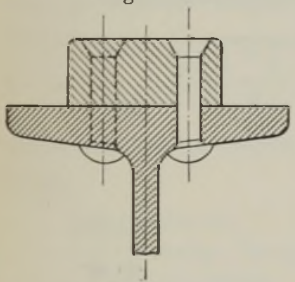
Ansicht der Schienenlagerung zu Fig. 388.

Fig. 390.



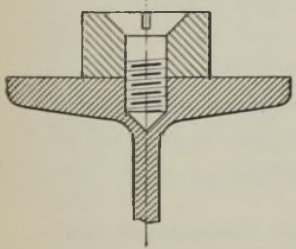
Gußeiserner Lagerbock für Schiene mit Doppelkopf.

Fig. 391.



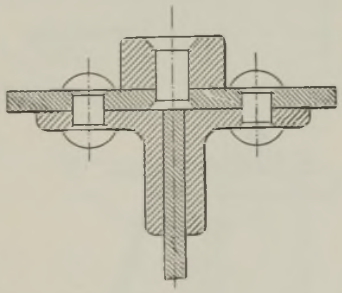
Aufgenietete Laufschiene.

Fig. 392.



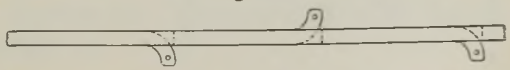
Aufgeschraubte Laufschiene.

Fig. 393.



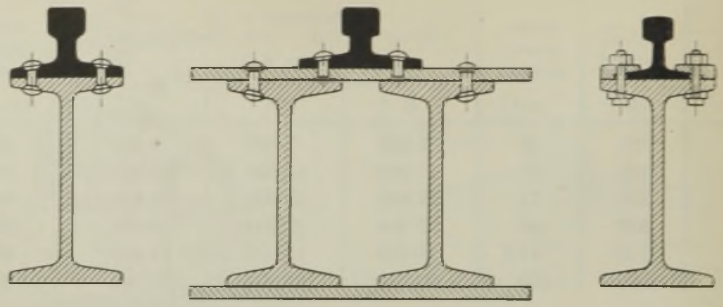
Laufschiene auf genieteten Trägern.

Fig. 394.



Laufschienenbefestigung durch untergelegte Flacheisen, welche behufs Anschraubens oder Annietens seitlich ausgebogen werden.

Fig. 395. Fig. 396. Fig. 397.



Befestigung der gewalzten Laufkranschienen auf Trägern.

Fig. 398.

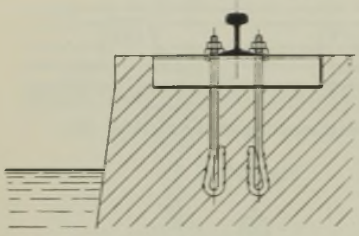


Fig. 399.

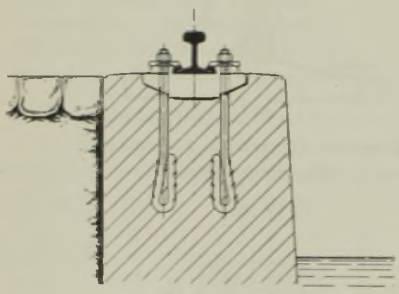


Fig. 400.

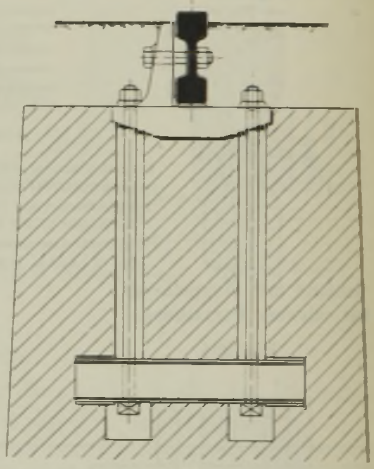


Fig. 401.

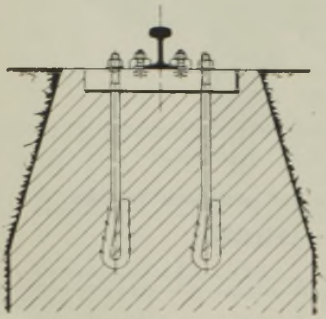
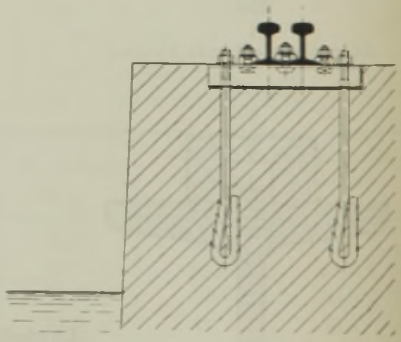


Fig. 402.



Befestigungsarten von am Boden verlegten Fahrschienen.
Ausführungen der Firma Krupp-Grusonwerk.

Laufschienen aus Flacheisen befestigt man entweder nach Fig. 391 durch Nieten oder nach Fig. 392 durch versenkte Schrauben auf den gewalzten Trägern.

Bei nicht zu breiten Laufschienen müssen die Nietlöcher häufig schräg gebohrt werden, um auf der unteren Flanschseite neben dem Stege noch genügend Platz für den Nietkopf zu haben.

Die Befestigung durch versenkte Schrauben hat den Nachteil, daß sich die Schrauben durch die Erschütterungen lockern und dann die vorstehenden Schraubenköpfe den Widerstand der Katzenbewegung bedeutend vermehren. Angenietete Laufschienen sind also stets vorzuziehen. Bei genieteten Trägern wird die Laufschiene aus Flacheisen vorher mit auf beiden Seiten versenkten Nieten auf der Kopfplatte befestigt, und erst hierauf erfolgt das Aufnieten der Kopfplatte auf die Gurtwinkel.

Für die Befestigung der gewalzten Kranschienen und deren Laufbahnanordnung geben die nebenstehenden Fig. 395 bis 402 Aufschluß.

10. Materialanstrengung von Kranschienen, welche auf Mauerwerk oder Beton gelagert sind[1]).

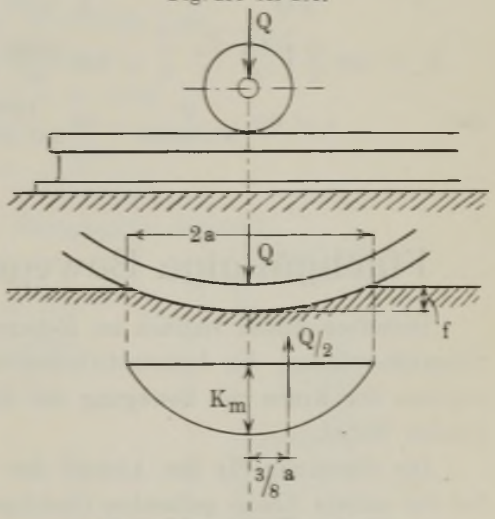
Für die Biegungsbeanspruchung der mit Q belasteten Schiene liefert die Gleichung:

$$\sigma = \frac{9\,Q^2}{64 \cdot W \cdot b \cdot K_m}$$

brauchbare Werte. Hierin bedeutet:

Q den Raddruck,
σ die zulässige Beanspruchung der Schiene,
W das Widerstandsmoment der Schiene,
b die Fußbreite derselben,
K_m die zulässige Beanspruchung der Unterlage.

Fig. 403 bis 405.



Kranschiene auf Mauerwerk.

Hierbei ist angenommen, daß die Pressungen zwischen Schiene und Unterlage nach einer Parabel verlaufen, deren größte Höhe K_m ist.

[1]) Die Fördertechnik, Heft 1, 1909; W. L. Andrée, Materialanstrengung von Schienen usw.

Beispiel. $Q = 14000$ kg, $W = 280$ cm³, $b = 30$ cm, $K_m = 8$ kg/qcm für Mauerwerk.

$$\sigma = \frac{9 \cdot 14000^2}{64 \cdot 280 \cdot 30 \cdot 8} \sim 410 \text{ kg/qcm}.$$

Eine weitere Formel hierfür, welche die Elastizität der Materialien berücksichtigt, ist

$$\sigma = 0{,}5 \frac{Q}{W \sqrt[4]{\frac{E_m}{E} \cdot \frac{F_m}{J} \cdot \frac{b}{h}}},$$

worin $F_m = \frac{3Q + 2bhK_m}{3Q}$ und $K_m = 0{,}28 \frac{Q}{b} \sqrt[4]{\frac{E_m}{E} \cdot \frac{F_m}{J} \cdot \frac{b}{h}}$.

Hierin bedeutet:

Q den Raddruck,
J das Trägheitsmoment der Laufbahn,
E ihr Elastizitätsmodul,
h die Höhe der Unterlage,
E_m ihr Elastizitätsmodul,
F_m ist als ein gewisser mittlerer Querschnitt aufzufassen, welcher dem Widerstande gegen Zusammendrücken entsprechen würde.

Beispiel. Mit den Werten im obigen Beispiel ist mit

$J = 2800$ cm⁴, $E = 2150000$, $h = 150$ cm, $E_m = 93000$,

$$F_m = \frac{3Q + 2bh \cdot K_m}{3Q} = \frac{3 \cdot 14000 + 2 \cdot 30 \cdot 150 \cdot 8}{3 \cdot 14000} = 2{,}71,$$

$$K_m = 0{,}28 \frac{Q}{b} \sqrt[4]{\frac{E_m}{E} \cdot \frac{F_m}{J} \cdot \frac{h}{b}} = 0{,}28 \frac{14000}{30} \sqrt[4]{\frac{93000 \cdot 2{,}71 \cdot 30}{2150000 \cdot 2800 \cdot 150}} \cong 7 \text{ kg/qcm},$$

also: $$\sigma = 0{,}5 \frac{Q}{W \cdot 0{,}0538} = 0{,}5 \frac{14000}{280 \cdot 0{,}0538} \sim 464 \text{ kg/qcm}.$$

Flachgängige Bewegungsschrauben.

Dieselben finden vielfach im Hebezeugbau Verwendung, z. B. bei Schraubenwinden, bei Lokomotivhebeböcken und bei den Steuerungsorganen der Krane zur Bewegung der die Kuppelungsmuffen verschiebenden Hebel.

Die Gleichung für den Antrieb der Schraube ergibt sich aus den für die schiefe Ebene geltenden Gleichgewichtsbedingungen.

Ist P die zum Emporziehen der Last Q erforderliche, horizontal wirkende Kraft,
α der Steigungswinkel,
ϱ der Reibungswinkel,
$\mu = tg\,\varrho$ der Reibungskoeffizient,

so ist nach Fig. 406, unter Berücksichtigung der Reibung, Gleichgewicht vorhanden, wenn

$$P \cdot \cos\alpha = Q \cdot \sin\alpha + \mu (Q \cos\alpha + P \cdot \sin\alpha)$$

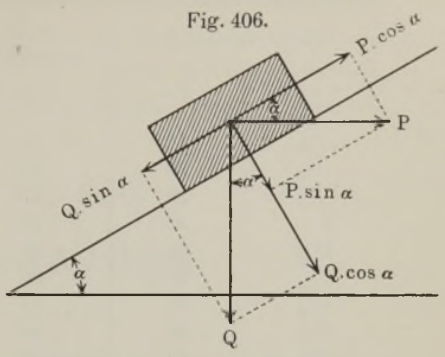
oder

$$P = Q \frac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha + \mu \cdot \sin\alpha}.$$

Dividiert man in diesem Ausdruck Zähler und Nenner durch $\cos\alpha$ und setzt für μ den Wert $tg\,\varrho$, so ergibt sich

$$Q \frac{tg\,\alpha + tg\,\varrho}{1 - tg\,\varrho \cdot tg\,\alpha} = Q\,tg(\alpha + \varrho).$$

Fig. 406.



Kraftzerlegung bei schiefer Ebene.

Soll die Kraft P nur verhindern, daß die Last abwärts gleitet, so ist der Reibungswiderstand aufwärts gerichtet, also mit entgegengesetztem Vorzeichen einzuführen. Man erhält dann

$$P = Q \cdot tg(\alpha - \varrho).$$

Multipliziert man beide Seiten der Gleichung mit dem mittleren Schraubenhalbmesser r und ersetzt das Moment $P \cdot r$ durch ein gleichwertiges Moment $K \cdot l$, so erhält man die Schraubengleichung

$$\boldsymbol{K \cdot l = Q \cdot r\,tg(\alpha + \varrho).}$$

Ohne Berücksichtigung der Reibung ist

$$K \cdot l = Q \cdot r\,tg\,\alpha,$$

folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg(\alpha + \varrho)}.$$

Ausführungswerte für die flachgängige Schraube

$\alpha = 4$ bis 5^0,

$\varrho = 6^0$ entsprechend $\mu = tg\,\varrho = 0{,}1$.

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn

$$P = Q\,tg(\alpha - \varrho) = 0,$$

d. h.

$$\alpha \leqq \varrho,$$

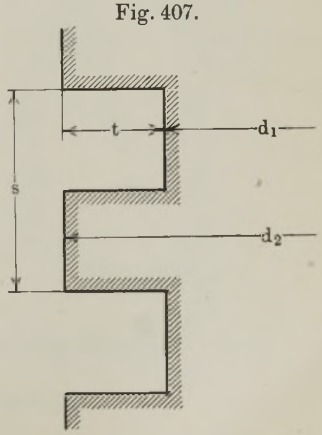
Gewindetiefe $t = \frac{s}{2}$,

Steigung $s \sim \frac{d_2}{4}$ bis $\frac{d_1}{4}$.

Für

$s = \frac{d_2}{4}$ ist $tg\,\alpha = 0{,}0796$; also $\alpha = 4^0\,30'$.

Fig. 407.



Flaches Gewinde.

Tabelle 47. **Flaches Gewinde.**

Äußerer Durchmesser		Kern-durchmesser	Gangzahl auf	Gewindetiefe
" engl.	mm	mm	1" engl.	mm
5/8	16	12	5 1/2	2
3/4	20	15	5	2,5
7/8	23	17	4 1/2	3
1	26	20	4	3
1 1/8	29	22	3 1/2	3,5
1 1/4	32	25	3 1/2	3,5
1 3/8	35	27	3	4
1 1/2	38	30	3	4
1 5/8	42	32	2 1/2	5
1 3/4	45	35	2 1/2	5
1 7/8	48	36	2 1/4	6
2	50	38	2 1/4	6
2 1/4	57	44	2	6,5
2 1/2	64	51	2	6,5
2 3/4	70	56	1 3/4	7
3	76	62	1 3/4	7

Zweiter Abschnitt.

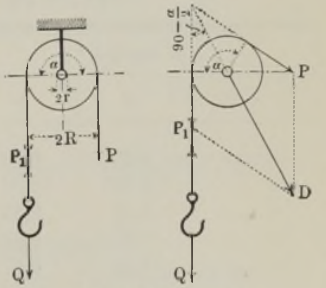
Flaschenzüge.

1. Feste Rolle.

Bezeichnungen:

P Spannung im ablaufenden Trum,
P_1 Spannung im auflaufenden Trum,
Q die zu hebende Last,
P_0 die zum Heben der Last Q erforderliche theoretische Kraft,
D Zapfendruck,
r Zapfenhalbmesser,
R Rollenhalbmesser,
d Seil- oder Kettenstärke,
μ_1 Zapfenreibungskoeffizient,
α Zentriwinkel des umspannten Bogens,
x das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden Trum,
s Weg der Kraft,
h Weg der Last.

Fig. 408. Fig. 409.



Feste Rolle.

Theoretische Kraft

$$P_0 = Q.$$

Wirklich erforderliche Kraft

$$P = \frac{1}{\eta} Q = x\,Q.$$

Kraftweg gleich Lastweg

$$s = h.$$

Ermittelung des Wirkungsgrades bzw. des Wertes $\frac{1}{\eta} = x$.

Ohne Berücksichtigung der Arbeitsverluste ist

$$P.R = P_1 R = QR.$$

Das Lastmoment $P_1 R$ wird aber vergrößert durch die Zapfenreibung und durch die Seilsteifigkeit oder Kettenreibung.

Letztere setzt man durch eine Vergrößerung a_1 bzw. a_2 des Lastarmes in Rechnung.

Es ist dann mit Berücksichtigung des Zapfenreibungsmomentes für Hanfseil

$$PR = P_1(R + a_1) + D\mu r,$$

für Kette

$$PR = P_1(R + a_2) + D\mu r,$$

mit

$$a_1 = 0{,}006\, d^2 \text{ bis } 0{,}018\, d^2 \text{ in mm},$$
$$a_2 = 0{,}2\, d \text{ bis } 0{,}3\, d$$

und

$$D \sim 2P \sin\frac{\alpha}{2}$$

wird für Hanfseil

$$\frac{P}{P_1} = \frac{1}{\eta} = x = 1 + \frac{0{,}006 \text{ bis } 0{,}018\, d^2}{R} + \frac{2\mu r \sin\frac{\alpha}{2}}{R},$$

für Kette

$$\frac{P}{P_1} = \frac{1}{\eta} = x = 1 + \frac{0{,}2 \text{ bis } 0{,}3\, d}{R} + \frac{2\mu r \sin\frac{\alpha}{2}}{R}.$$

Wählt man

für Hanfseil $R = 4d$ $r = 0{,}4\, d$
für Kette $R = 10\, d$ $r = 1{,}5\, d$ $\Big\}\ \mu = 0{,}08,$

so erhält man, wenn $\alpha = 180^0$, folgende Werte für x und η.

Tabelle 48. **Wirkungsgrade fester Rollen.**

Für Hanfseil			Für Drahtseil		Für Kette	
d	x	η	x	η	x	η
16 mm	1,09	0,92				
26 „	1,13	0,88				
36 „	1,17	0,85	1,04	0,96	1,044—1,06	0,96—0,94
46 „	1,22	0,82				
52 „	1,25	0,8				

Die Wirkungsgrade der Drahtseilrollen sind erst für vereinzelte Fälle durch Versuch ermittelt.

Obiger Wert entspricht Rollen von 500 bis 600 mm Durchmesser, 15 bis 18 mm Seildurchmesser, 0,9 bis 1 mm Drahtdicke bei 144 Drähten und 80 mm Zapfendurchmesser.

Für überschlägige Rechnungen kann man annehmen, daß

1. für Hanfseilrollen
$$x = 1{,}10, \text{ d. h. } 10\,\text{Proz.},$$
2. für Drahtseilrollen
$$x = 1{,}04, \text{ d. h. } 4\,\text{Proz.},$$
3. für Kettenrollen
$$x = 1{,}06, \text{ d. h. } 6\,\text{Proz.}$$

für jede Rolle an Kraftverlust entstehen.

Der Zapfendruck D ermittelt sich nach Fig. 409 genau zu

$$D = \sqrt{P^2 + P_1^2 - 2\,P\,.\,P_1 \cos\alpha},$$

angenähert zu $$D = 2\,P_1\,.\,\sin\frac{\alpha}{2},$$

und für $\alpha = \pi$ zu $$D = P + P_1 \sim 2\,P_1.$$

2. Lose Rolle.

Die lose Rolle findet Anwendung als Lastrolle und als Treibrolle. Im ersten Falle dient sie zur Kraftübersetzung, im zweiten Falle zur Hubübersetzung.

a) Lose Lastrolle.

Theoretische Kraft

$$P_0 = \frac{Q}{2}.$$

Wirklich erforderliche Kraft

$$P = \frac{Q}{2\eta} = Q\,\frac{x}{1+x}.$$

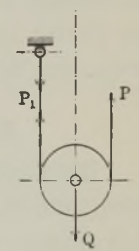
Kraftweg gleich doppelter Lastweg

$$s = 2\,h.$$

Ferner besteht wieder die Beziehung

$$P = x\,P_1.$$

Fig. 410.



Lose Lastrolle.

Mit den unter der festen Rolle angegebenen Grundwerten ergeben sich folgende Wirkungsgrade:

Tabelle 49. **Wirkungsgrade loser Rollen.**

	Für Hanfseilrollen ($\alpha = \pi$)					Für Kettenrollen
Seildurchmesser =	16	26	36	46	52	$\eta = 0{,}97$
η =	0,97	0,96	0,94	0,93	0,9	

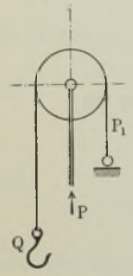
Der Wirkungsgrad der losen Rollen ist demnach größer als derjenige fester Rollen.

Rechnung und Versuch ergibt, daß P_1 kleiner als P_0 wird. Zum Beispiel wird mit $Q = 100$ kg und $x = 1{,}04$

$$P = 100\,\frac{1{,}04}{1 + 1{,}04} = 51\text{ kg}; \quad P_1 = \frac{51}{1{,}04} = 49\text{ kg}.$$

Kontrolle: $\Sigma(V) = 0$, also $51 + 49 - 100 = 0$.

Fig. 411.



Lose Treibrolle.

b) Lose Treibrolle (umgekehrte lose Rolle).

Theoretische Kraft $P_0 = 2\,Q$.

Wirklich erforderliche Kraft

$$P = \frac{2\,Q}{\eta} = Q + P_1 = Q(1 + x).$$

Kraftweg gleich halber Lastweg

$$s = \frac{h}{2}.$$

Ferner ist $P_1 = x\,Q$.

3. Gewöhnliche Rollenzüge.

a) Faktorenflaschenzüge.

Bei den Faktorenflaschenzügen haben die in einer Flasche gelagerten losen Rollen eine gemeinsame Hubbahn, und ein einziges Seil umschlingt sämtliche Rollen. Die Rollenzahl tritt in den Berechnungen als Faktor auf, daher der obige Name. n bezeichnet die Anzahl der tragenden Seilstücke.

Lastrollenzug (gewöhnlicher Faktorenflaschenzug).

Die Last hängt an dem Gehäuse der losen Rollen. Das freie Seilende kann entweder von einer festen oder von einer losen Rolle ablaufen. Anwendung als selbständige Hebezeuge oder Vorgelege für Winden.

Das Seil läuft von einer festen Rolle ab.

Theoretische Zugkraft $P_0 = \frac{Q}{n}$.

Ferner $P_0\,s = Q\,h$.

Wirkliche Zugkraft $P = \frac{Q}{\eta \cdot n}$.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{1}{n \cdot x^n} \cdot \frac{x^n - 1}{x - 1}$.

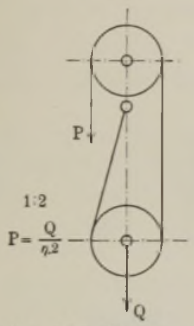
Größte Seilkraft ist P_0.

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

$$s = n \cdot h,$$

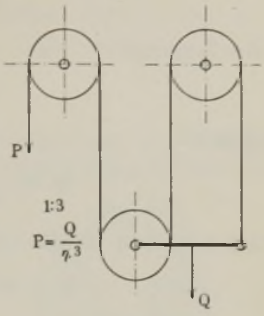
weil bei einem Hube der Last um h jedes der tragenden Seilstücke um h zu verkürzen ist.

Fig. 412.



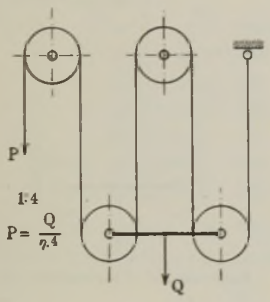
Rollenzahl 2; Übersetzung 1:2.

Fig. 413.



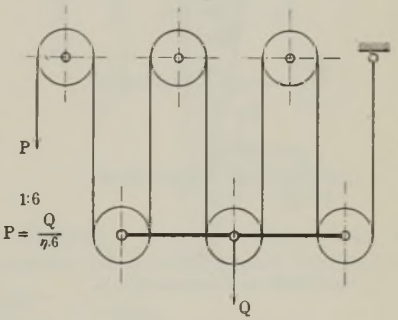
Rollenzahl 3; Übersetzung 1:3.

Fig. 414.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1:4.

Fig. 415.



Rollenzahl 6; Übersetzung 1:6.

Anordnungen von Rollenzügen.

Tabelle 50. **Wirkungsgrade der Hanfseil- und Kettenrollenzüge.**

Rollenzahl n =		2	3	4	5	6	7	8
Für Hanfseile d = 16	η =	0,91	0,89	0,86	0,83	0,81	0,79	0,76
d = 26	η =	0,88	0,84	0,80	0,77	0,74	0,71	0,68
d = 36	η =	0,84	0,80	0,75	0,71	0,68	0,64	0,61
d = 46	η =	0,81	0,76	0,71	0,66	0,62	0,59	0,55
d = 53	η =	0,79	0,73	0,68	0,64	0,60	0,56	0,52
Für Ketten	η =	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80

Tabelle 51. **Wirkungsgrade der Drahtseilflaschenzüge bei 4 Proz. Kraftverlust in jeder Rolle.**

$x = 1{,}04$. n = Anzahl der Rollen.

n =	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η =	0,94	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,81

Das Seil läuft von einer losen Rolle ab.

Theoretische Zugkraft

$$P_0 = \frac{Q}{n+1}.$$

Wirkliche Zugkraft

$$P = \frac{Q}{\eta(n+1)}.$$

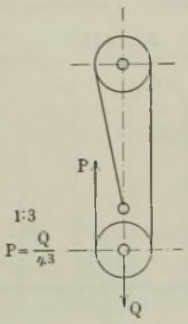
Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{x^{n+1}-1}{x^n(x-1)}.$$

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

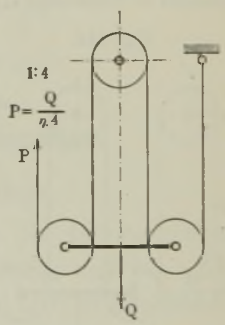
$$s = h(n+1).$$

Fig. 416.



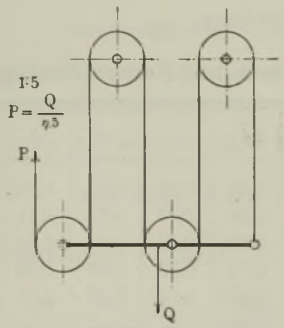
Rollenzahl 2; Übersetzung 1 : 3.

Fig. 417.



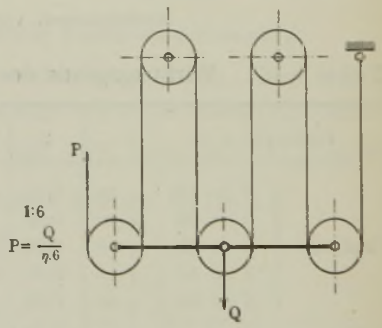
Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 4.

Fig. 418.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 5.

Fig. 419.



Rollenzahl 5; Übersetzung 1 : 6.

Anordnungen von Rollenzügen.

Ermittelung der einzelnen Seilspannungen.

Es ist vielfach üblich, für überschlägige Rechnungen die einzelnen Seilspannungen und somit auch die wirkliche Zugkraft in der Weise annähernd zu bestimmen, daß man zunächst durch Division der Last

mit den tragenden Seilstücken die theoretische Seilspannung bestimmt und zu dieser im letzten Seilende herrschenden theoretischen Spannung für jede Rolle die Arbeitsverluste in Prozenten hinzuschlägt.

Man erreicht hierbei außer der schnellen Berechnung der Seilspannungen noch den Vorteil, daß man ohne weiteres die Bolzenbelastungen feststellen kann.

Beispiel: Für einen sechsrolligen Drahtseilflaschenzug mit Seilablauf von einer festen Rolle ist die theoretische Zugkraft und Seilspannung bei sechs tragenden Seilstücken und einer Nutzlast von 3000 kg

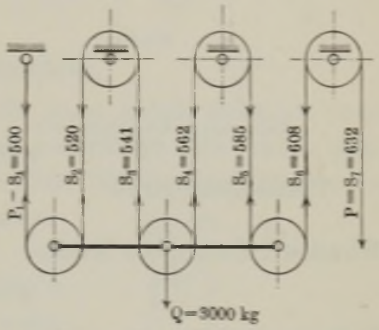
$$P_0 = \frac{3000}{6} = 500\,\text{kg}.$$

Wir schlagen nun bei 4 Proz. Arbeitsverlust in jeder Rolle immer zu der vorhergehenden Seilspannung 4 Proz. hinzu und tragen die neue Seilspannung sofort ein.

Wir erhalten also

$$\begin{aligned} P_1 = S_1 &= \ldots\ldots = 500\,\text{kg} \\ S_2 &= 500 \,.\, 1{,}04 = 520\ , \\ S_3 &= 520 \,.\, 1{,}04 = 541\ , \\ S_4 &= 541 \,.\, 1{,}04 = 562\ , \\ S_5 &= 562 \,.\, 1{,}04 = 585\ , \\ S_6 &= 585 \,.\, 1{,}04 = 608\ , \\ S_7 &= 608 \,.\, 1{,}04 = 632\ , \end{aligned}$$

Fig. 420.



Sechsrolliger Flaschenzug.

Bei 3 m Hub beträgt der Weg der Zugkraft $s = 6 \,.\, 3 = 18$ m. Nach der früheren Rechnung ergibt sich die Endspannung mit $\eta = 0{,}874$ nach Tabelle 51 zu

$$P = \frac{Q}{\eta \,.\, 6} = \frac{3000}{0{,}874 \,.\, 6} = 575\,\text{kg}.$$

Die genaueren Werte für die Seilspannungen sind

$$S_6 = \frac{575}{1{,}04} = 551\,\text{kg} \qquad S_3 = \frac{510}{1{,}04} = 489\,\text{kg}$$

$$S_5 = \frac{553}{1{,}04} = 529\ , \qquad S_2 = \frac{490}{1{,}04} = 470\ ,$$

$$S_4 = \frac{531}{1{,}04} = 509\ , \qquad S_1 = \frac{471}{1{,}04} = 452\ ,$$

Kontrolle: Summe aller Vertikalkräfte = 0. d. h.

$$S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 = Q. \quad 551 + 529 + 509 + 489 + 470 + 452 = 3000\,\text{kg}.$$

Bei richtiger Rechnung werden demnach die letzten Spannungen kleiner als die theoretischen.

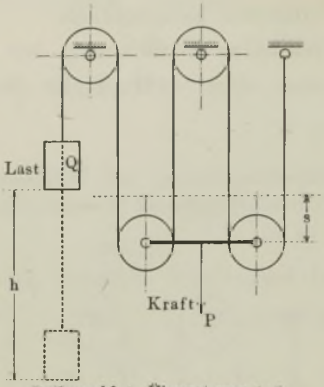
Treibrollenzug (umgekehrter Faktorenflaschenzug).

Hier hängt die Last am freien Seilende und die treibende Kraft greift an dem gemeinsamen Gehäuse der losen Rollen an.

Anwendung bei hydraulischen Hebezeugen zur Verkürzung des Lastweges.

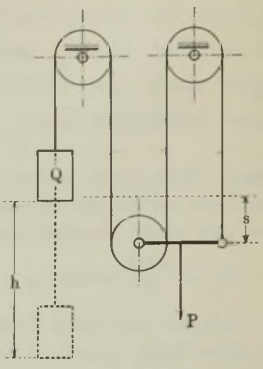
Das Seil läuft von einer festen Rolle ab.

Fig. 421.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 5.

Fig. 422.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 4.

Treibrollenzüge.

Theoretische Kraft

$$P_0 = Q \,.\, n.$$

Wirklich erforderliche Kraft

$$P = \frac{Q \,.\, n}{\eta}.$$

Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{n\,(x-1)}{x\,(x^n-1)}.$$

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

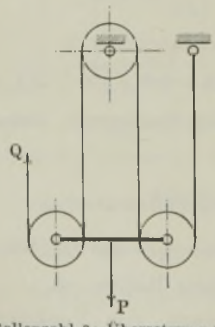
$$s = \frac{h}{n}.$$

Die größte Seilspannung ist im festliegenden Seilende vorhanden. Sie beträgt

$$P_1 = Q\,x^n.$$

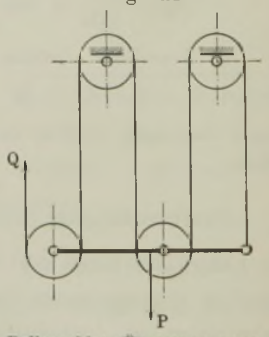
Das Seil läuft von einer losen Rolle ab.

Fig. 423.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1 : 4.

Fig. 424.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1 : 5.

Treibrollenzüge.

Theoretische Zugkraft

$$P_0 = Q(n+1).$$

Wirkliche Zugkraft

$$P = \frac{Q(n+1)}{\eta}.$$

Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{(n+1)(x-1)}{x^{n+1}-1}.$$

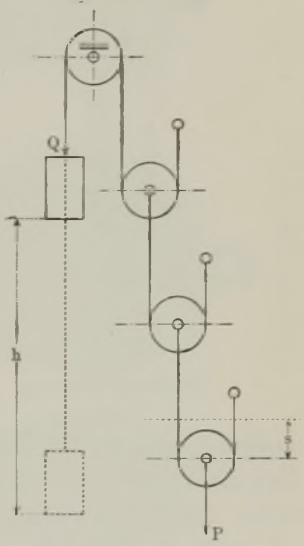
Beziehung zwischen Last- und Kraftweg

$$s = \frac{h}{n+1}.$$

b) Potenzflaschenzug.

Bei dem Potenzflaschenzug sind die losen Rollen nicht in einem gemeinsamen Gehäuse, sondern getrennt aufgehängt. Sie finden ebenfalls als Treibrollenzüge bei hydraulischen Hebezeugen Verwendung, wo die größere Betriebskraft des hydraulischen Kolbens mit kurzem Wege s eine kleinere Last Q auf eine größere Höhe h zu heben hat. Der Name des Flaschenzuges kommt daher, weil n als Potenzexponent auftritt.

Fig. 425.



Potenzflaschenzug.

Theoretische Zugkraft

$$P_0 = 2^n Q.$$

Wirkliche Zugkraft

$$P = \frac{2^n \cdot Q}{\eta}.$$

Wirkungsgrad gleich dem Produkte der Wirkungsgrade der einzelnen Rollen

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta^n.$$

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

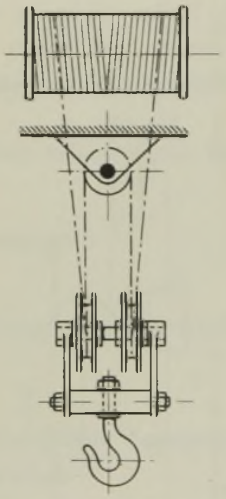
$$s = \frac{h}{2^n}.$$

c) Zwillingsrollenzüge.

Sie werden vielfach bei Laufkranen verwendet, weil sie die Last von vornherein bei geringer Rollenzahl auf mehrere Seilstränge verteilen. Ein weiterer Vorzug besteht in der Vermeidung des Wanderns der Last über die Trommel hin und in dem dadurch erzielten senkrechten Lasthube. Wie umstehend aus Fig. 426 ersichtlich ist, werden von der aus zwei Teilen bestehenden, mit Rechts- und Linksgewinde

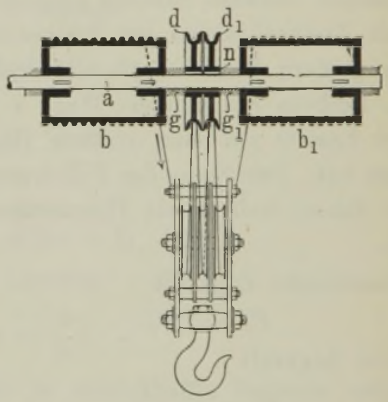
versehenen Trommel beide Drahtseilenden auf- bzw. abgewickelt. Die obere Leitrolle, die einen Ausgleich der Seillänge und die Verwendung einer doppelten losen Rolle ermöglicht, wird bei den modernen Laufkrankonstruktionen mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser ausgeführt, damit die beiden losen Rollen nicht zu weit auseinander kommen. Diese kleine Ausgleichsrolle ist eine schwache Stelle der gebräuchlichen Laufkrankonstruktionen, weil entgegen der Annahme, daß sich die Rolle nicht wesentlich bewegt, fast ständig eine kleine Bewegung stattfindet, z. B. beim Pendeln der Last während des Kranfahrens. Da die damit verbundene Seilbiegung immer an derselben Stelle erfolgt, so ist sie für die Lebensdauer der Seile von wesentlichem Nachteil.

Fig. 426.



Zwillingsrollenzug.

Fig. 427.



Zwillingsrollenzug mit geteilter Trommel.

Zudem kann man oft beobachten, daß sich infolge der unregelmäßigen Bewegung und des kleinen Rollendurchmessers nicht die Rolle auf der Achse dreht, sondern daß das Seil auf der feststehenden Rolle gleitet, ein weiterer Grund für starken Seilverschleiß.

Nach dem D. R.-P. Nr. 119 952 von Rieche in Wetter a. d. R. (Fig. 427) werden bei Laufkatzen mit Flaschenzug zur Erzielung großen Hubes und kleiner Bauhöhe die oberen Rollen d, d_1 des Flaschenzuges auf der Trommelwelle a lose angeordnet, und zwar bei einfacher Trommel b neben dieser, bei doppelter Trommel b, b_1 im Zwischenraum. Zur Entlastung der Trommelwelle a wird am Gestelle der Katze bei g, g_1 eine Büchse n für die Rollen d, d_1 befestigt. Vgl. ferner das deutsche Patent Nr. 139 551.

d) Ausführung der Flaschenzüge.

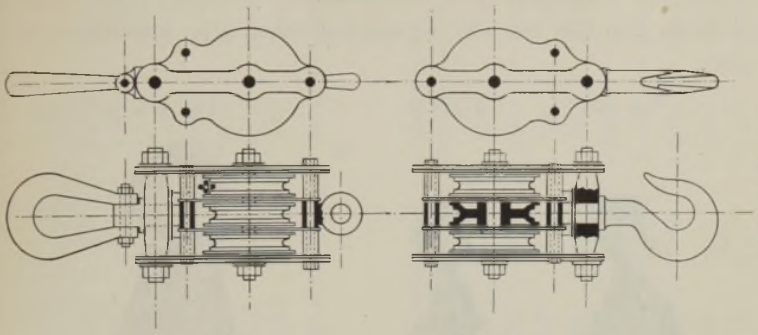


Fig. 432. Kettenflaschenzug.

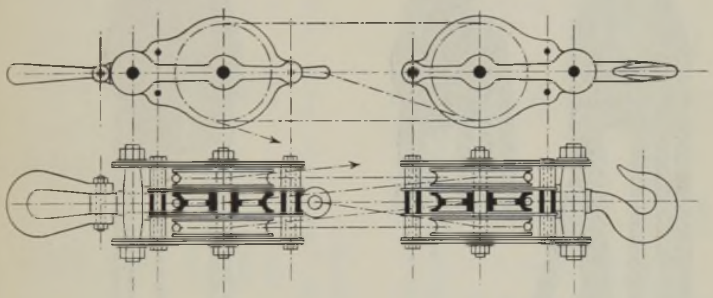


Fig. 431. Hanfseilflaschenzug.

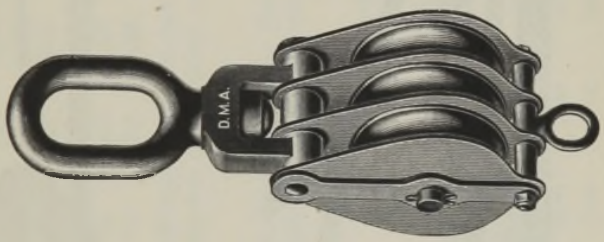


Fig. 430. Dreirollige Oberflasche.

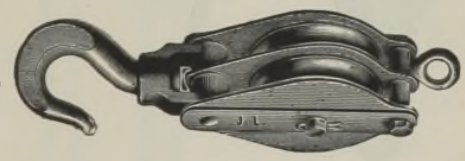


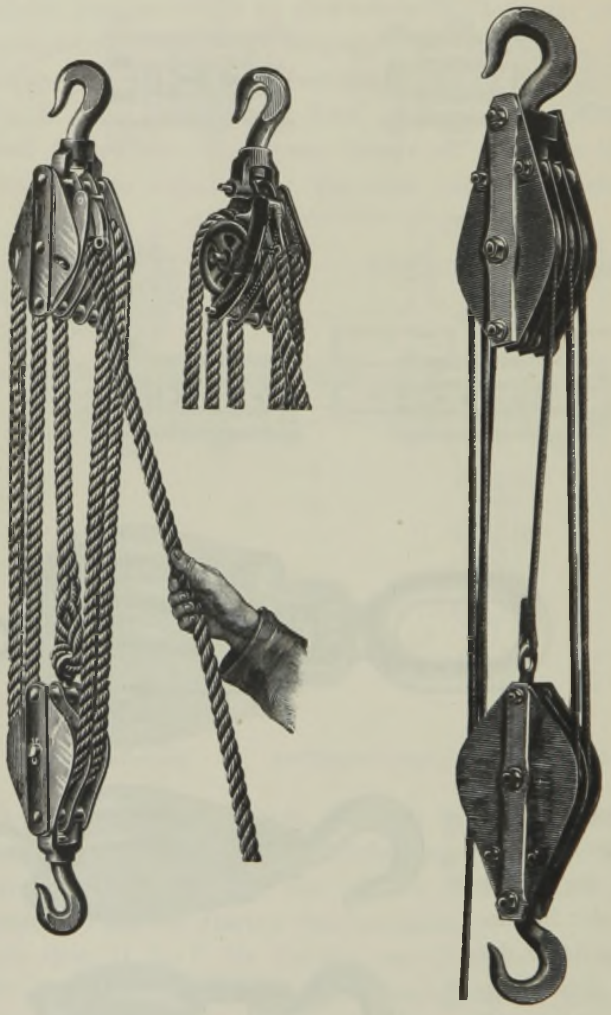
Fig. 429. Zweirollige Oberflasche.

Fig. 428. Flasche mit drehbarer Schiene.

Die gewöhnlichen Flaschenzüge haben als Hauptteile die beiden Flaschen- oder Rollengehäuse, von denen das obere mit dem Traghaken, das untere mit dem Lasthaken versehen ist. Da bei mehrrolligen Zügen die einzelnen Rollen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten haben, so sind die Rollen auf der gemeinschaftlichen Achse lose anzuordnen. Die Flaschen werden aus Blech hergestellt, durch

Bolzen miteinander verbunden und an den Außenseiten mit besonderen Flacheisen zur Aufnahme der Rollenbolzen verstärkt. Die vorstehend abgebildeten Fig. 428 bis 430 veranschaulichen die Ausführungen der Flaschen.

Fig. 433. Fig. 434. Fig. 435.



Hanfseilflaschenzug. Drahtseilflaschenzug.

(Siehe Tabelle 52 und 53.)

Es empfiehlt sich, die Flaschen lang und schmal zu bauen, weil durch die verschiedenen Seilspannungen, welche eine Flasche belasten, letztere schief gezogen wird.

Tabelle 52. **Seilflaschenzüge für Hanfseil** der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals J. Losenhausen.

Seilstärke	10	13	16	19	22	25	32	38	45	52	57 mm
Rollendurchmesser	65	90	100	120	125	150	175	200	225	250	275 „
Zulässiger Seilzug pro Rolle bis	50	125	225	375	550	750	1100	1500	2 200	2 500	3 150 kg
Tragkraft: 1 Rolle oben, 1 Rolle unten	100	250	450	750	1100	1500	2200	3000	4 400	5 000	6 250 „
Tragkraft: 2 „ „ 1 „ „	135	400	650	1000	1550	2200	3100	4400	6 200	7 400	9 000 „
Tragkraft: 2 „ „ 2 „ „	165	500	800	1300	1950	2900	3850	5600	7 700	9 300	11 200 „
Tragkraft: 3 „ „ 2 „ „	200	600	950	1500	2250	3400	4500	6550	9 000	10 900	13 100 „
Tragkraft: 3 „ „ 3 „ „	230	700	1100	1700	2550	3900	5100	7400	10 200	12 100	14 700 „
Tragkraft: 4 „ „ 3 „ „	270	750	1250	1900	2800	4150	5600	8150	11 000	13 300	15 900 „
Tragkraft: 4 „ „ 4 „ „	300	800	1300	2000	3000	4500	6000	8750	11 500	13 900	16 800 „

Flaschenzüge, welche mehr als 15000 kg tragen, erhalten statt der gezeichneten Haken drehbare ovale Ringe, wie in Fig. 430. Bei Angabe der Tragkraft ist eine sechsfache Sicherheit gegen Bruch vorgesehen.

Tabelle 53. **Drahtseilflaschenzüge** der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals J. Losenhausen.

Seilstärke	10	12	14	16	18	20	22	25	28	31 mm
Zulässiger Seilzug pro Rolle bis	400	500	750	1000	1500	2 000	2 500	3 000	4 000	5 000 kg
Innerer Rollendurchmesser . .	200	225	250	275	300	325	350	400	450	500 mm
Tragkraft: 1 Rolle oben, 1 Rolle unten	700	900	1300	1800	2700	3 500	4 500	5 500	7 000	9 000 kg
Tragkraft: 2 „ „ 1 „ „	1000	1300	1900	2500	3800	5 000	6 500	7 500	10 000	12 500 „
Tragkraft: 2 „ „ 2 „ „	1300	1600	2500	3200	5000	6 500	8 000	10 000	13 000	16 000 „
Tragkraft: 3 „ „ 2 „ „	1600	2000	3000	4000	5500	8 000	10 000	12 000	16 000	20 000 „
Tragkraft: 3 „ „ 3 „ „	1800	2300	3500	4500	7500	9 000	11 000	14 000	18 000	23 000 „
Tragkraft: 4 „ „ 3 „ „	2000	2500	4000	5000	7500	10 000	12 600	15 000	20 000	26 900 „
Tragkraft: 4 „ „ 4 „ „	2250	2800	4300	5600	8500	11 000	14 000	17 000	23 000	29 000 „

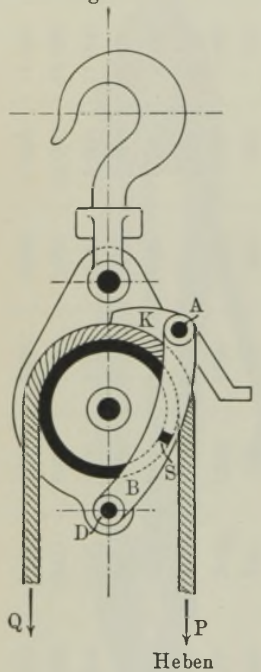
e) Klemm- und Bremsvorrichtungen für Seilflaschenzüge.

Um die aufgewundene Last schwebend zu erhalten und dadurch die Bedienung zu erleichtern, versieht man die Seilflaschenzüge mit Hemmvorrichtungen.

Fig 436 zeigt eine derartige Seilklemme von Hewitt und Goff, welche von Georg Kieffer in Cöln ausgeführt wird.

Eine Klemmbacke K ist mittels des Bolzens A drehbar zwischen zwei Bügeln B gelagert, die wiederum um den Bolzen D schwingen können, deren Ausschlag aber durch Stifte S, die sich in Schlitzen des Flaschenzuggehäuses bewegen, begrenzt ist. Beim Lastheben findet keine Klemmung statt, weil die Bügel mit der Klemmbacke durch ihr eigenes Gewicht nach abwärts fallen, soweit es die Schlitze gestatten.

Fig. 436.



Seilflaschenzug mit Klemmvorrichtung.

Will man aber verhindern, daß die Last sinken soll, so drückt man das Seil etwas nach rechts. Dadurch wird die Klemmbacke bis zur vollständigen Klemmlage mitgenommen und die Last bleibt schweben.

4. Der Differentialflaschenzug
von Weston

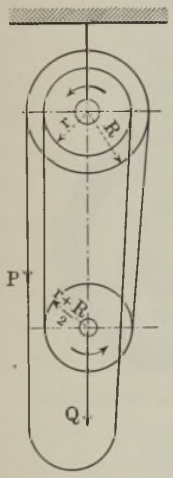
erzielt bei einer möglichst gedrängten Form und geringen Anzahl von Rollen ein großes Übersetzungsverhältnis zwischen Kraft und Last und Selbsthemmung. Die Wirkungsweise geht aus Fig. 438 hervor.

Die Last greift mittels zweier Ketten an zwei zusammengegossenen Rollen von verschiedenem Durchmesser derart an, daß das eine Kettenende die kleine Rolle nach der einen Richtung hin, das andere Kettenende die große Rolle nach der anderen Richtung hin zu drehen sucht. Wenn nun die beiden Rollendurchmesser nicht viel voneinander abweichen, so wird ziemlich Gleichgewicht bestehen und das Sinken der Last wird durch die noch hinzutretende Zapfen- und Kettenreibung verhindert werden.

Nach Fig. 437 enthält die obere feste Flasche zwei lose auf der Achse sitzende, verschieden große, aus einem Stück hergestellte verzahnte Kettenrollen, deren Durchmesser meist im Verhältnis 10:11

zueinander stehen. Die untere lose Rolle ist am Umfang glatt. Die Kette ist endlos und es werden die von der Rolle in der beweglichen Flasche ablaufenden Kettenstränge je über eine Rolle der festen Flasche gelegt, so daß eine freie Kettenschlinge entsteht, von welcher der eine oder andere Kettenstrang zum Heben oder Senken der Last gezogen werden muß.

Fig. 438.



Schema zur Berechnung.

Mit der Momentengleichung

$$P_0 \cdot R + \frac{1}{2} Qr = \frac{1}{2} QR$$

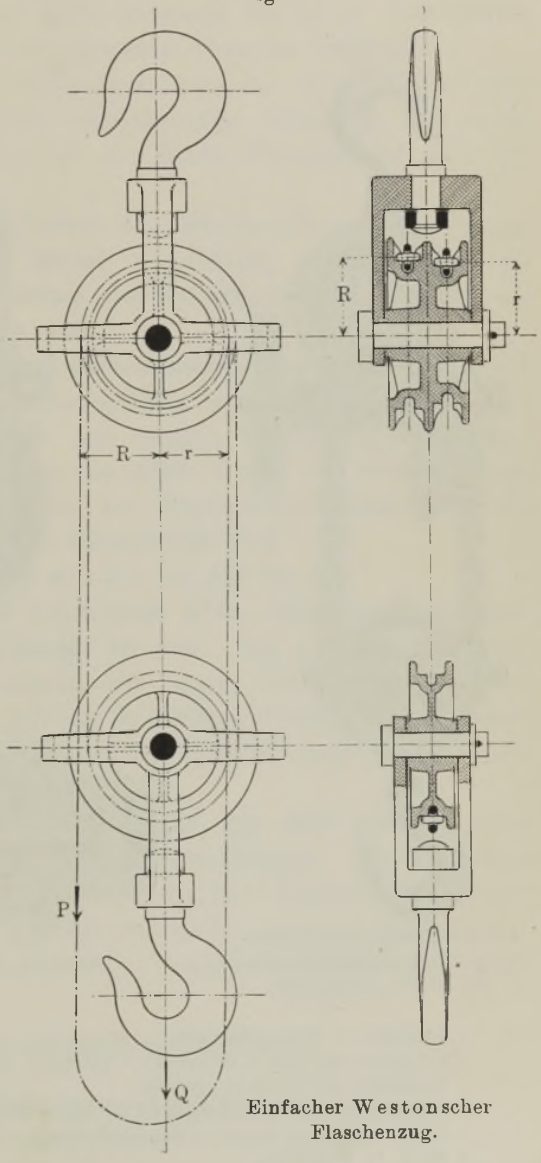
und mit η erhält man

$$P = \frac{Q}{2\eta}\left(1 - \frac{r}{R}\right),$$

oder mit den Zähnezahlen z und Z

$$P = \frac{Q}{2\eta} \cdot \left(1 - \frac{z}{Z}\right).$$

Fig. 437.



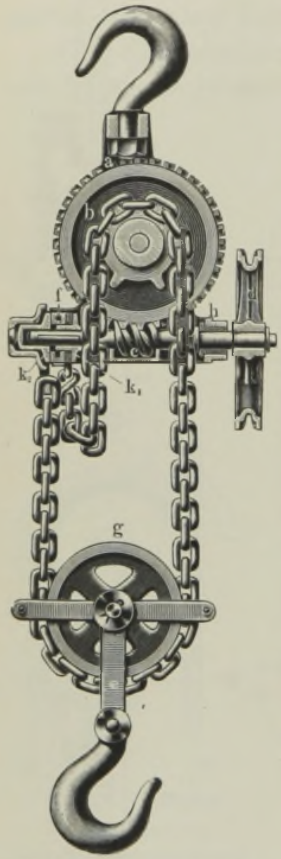
Einfacher Westonscher Flaschenzug.

Beim Lastheben wirkt der Haspelzug am Halbmesser der größeren Rolle. Der Westonflaschenzug ist veraltet und durch neue Konstruktionen völlig verdrängt.

5. Schraubenflaschenzüge mit Lastdruckbremsen.

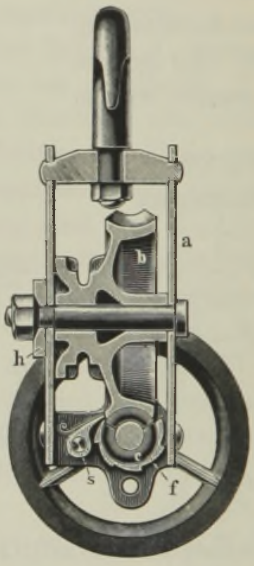
Zur Erzielung der Lastselbsthemmung kann man in einfacher Weise ein Schneckengetriebe mit kleinem Steigungswinkel von 4 bis 6° anwenden.

Fig. 439.



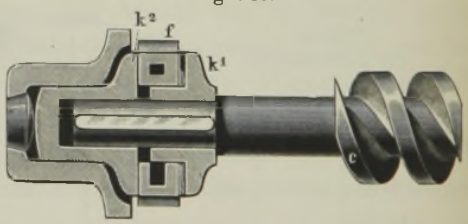
Lüders Schraubenflaschenzug mit Lastdruckbremse für 2000 kg Tragkraft.

Fig. 440.



Schnitt durch die Oberflasche.

Fig. 441.



Schnitt durch die Lastdruckbremse.

a Gehäuse — Schmiedeeisen.
b Schneckenrad mit Kettennuß — Hartguß von Friedr. Krupp, Grusonwerk.
c Schnecke aus Stahl — gefräst.
d Handkettenrad oder Haspelrad — zäher Guß.
e Bügel zur losen Rolle — Schmiedeeisen.
g Rolle — Gußeisen.
k_1 Vordere Kammscheibe — Gußeisen.
k_2 Hintere Kammscheibe — Schmiedeeisen mit verstähltem Spurzapfen.
f Reibscheibe mit Sperrzähnen und innerer Fettkammer — Bronze.
s Sperrklinke.

Auf der Schneckenradachse sitzt dann, wie in Fig. 439 und 440, eine verzahnte Kettenrolle, über welche die kalibrierte oder Gallsche Kette läuft, in deren Schlinge die lose Rolle eingehängt ist. Das eine Ende der Kette ist an dem Flaschenzuggehäuse befestigt, das andere Ende hängt, von der oberen Rolle kommend, frei herab. Der Antrieb erfolgt durch ein auf der Schneckenwelle sitzendes Haspelrad.

Da aber bei kleinen Steigungswinkeln der Wirkungsgrad sehr gering wird, so wendet man doppelgängige Schnecken mit einem Steigungswinkel von 18 bis 21° an, deren Wirkungsgrad dann bis 75 Proz. steigt.

Der damit verbundene Verlust der Selbsthemmung macht die Anbringung einer besonderen Bremse erforderlich, die hier in zweckmäßiger Weise unter Benutzung des Axialdruckes der Schnecke als Lastdruckbremse ausgebildet wird.

Die Arten der Schnecken-Lastdruckbremsen sind auf S. 131 bis 137 erörtert und berechnet. Berechnung eines Schneckengetriebes s. S. 188.

Die Bevorzugung, welche seit einigen Jahren den Schraubenflaschenzügen zuteil wurde, hat eine große Anzahl von Konstruktionen hervorgerufen, von denen neben der Beckerschen Konstruktion die von Bolzani und Lüders die bekanntesten sind.

Die Bauweise ergibt sich aus den Fig. 439 bis 441.

In der Schlinge einer kalibrierten Kette oder einer Gallschen Kette hängt eine lose Rolle mit der Last. Das eine Kettentrum ist am Gehäuse befestigt, während das andere Kettentrum über eine Kettennuß bzw. Kettenrad auf der Schneckenradwelle läuft und dann frei herabhängt. Der Hub ist somit nur von der Länge der Kette abhängig.

Die Schnecke ist aus Stahl gefräst und dann gehärtet. Das Schneckenrad und die Kettennuß sind von Hartguß. Ein besonderes Haspelrad mit Zugkette ermöglicht es, daß die Lastkette reichlich geschmiert werden kann. Überhaupt ist auf die Schmierverhältnisse besondere Sorgfalt verwendet, so daß der Verschleiß ein sehr geringer ist.

6. Stirnräderflaschenzüge.

a) Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung

von Briegleb, Hansen & Co.

Die Übersetzung wird durch Stirnräder erzielt. Die Antriebswelle *l* ist in einer Büchse *c* gelagert, welche rechts die Sperrklinke trägt, die wieder in das innen verzahnte Haspelrad eingreift.

Die Büchse c ist einerseits in dem Gehäuse b, andererseits in dem Hakenbügel h gelagert, mittels dessen der Flaschenzug aufgehängt ist. Die Selbsthemmung kommt hier durch die zwischen Bügel h und

Fig. 442.

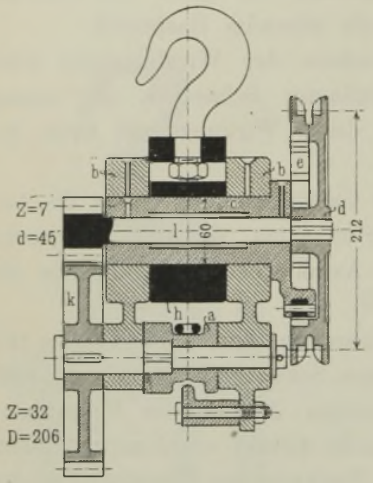
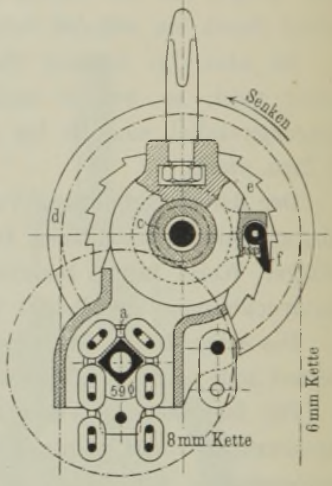


Fig. 443.



Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung.

Büchse c bestehende Reibung zustande, welche mittels des Sperrades das selbsttätige Sinken der Last verhindert und beim Lastsenken überwunden werden muß.

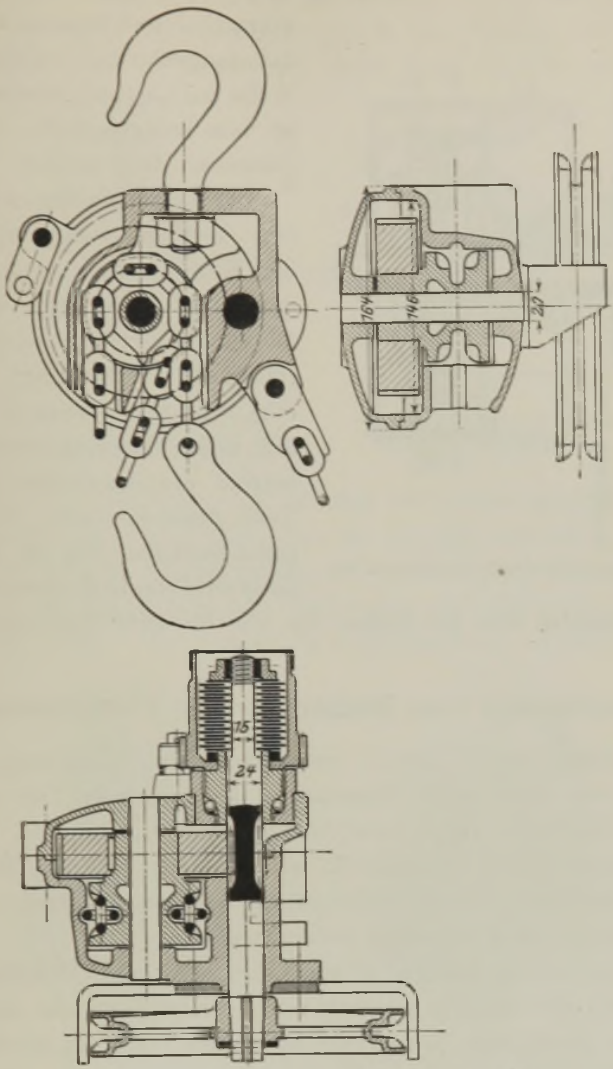
b) Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse.

Stirnräderflaschenzug für 500 kg Last (bzw. 1000 kg mit loser Rolle)
von F. Piechatzek, Berlin.

Die Übersetzung erfolgt außer durch eine lose Kettenrolle nur durch ein Stirnräderpaar und ein Kettenrad mit Handkette. Um das Gewicht niedriger zu halten, sind die Zahnräder in Chromnickelstahl ausgeführt, mit geschnittenen Zähnen von kleiner Teilung und großer Breite. Die Zähne liegen schräg, und der dadurch entstehende Längsschub wird benutzt, um mit Hilfe einer Lamellenbremse die Last in jeder Lage zu halten, während bei der Hubbewegung der Längsschub durch ein Kugellager möglichst reibungslos aufgenommen wird.

Der Wirkungsgrad beträgt mehr als 75 Proz., ist also um rund 50 Proz. besser, als ihn die Schneckenflaschenzüge mit Selbsthemmung aufweisen.

Fig. 444 bis 446.



Stirnradflaschenzug für 500 kg Last (bzw. 1000 kg mit loser Rolle) von F. Piechatzek[1]).

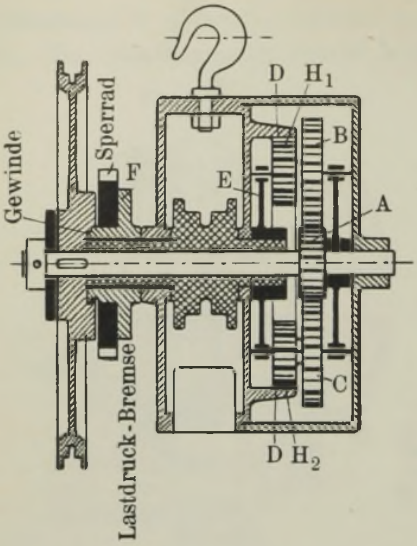
Flaschenzug

der Yale & Towne Ltd., Stamford Conn., Ver. Staaten von Nordamerika.

Der Haspelkettenzug wird nach Fig. 447 durch Ritzel A mittels der Räder B und C auf die kleineren, mit B und C zusammengegossenen Zahnräder H_1, H_2 übertragen. Diese beiden Zahnräder wälzen

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 2166, Fig. 39 bis 41.

Fig. 447.



Stirnradflaschenzug der Yale & Towne Ltd.

sich auf dem großen Innenzahnkranz D ab und bewegen hierbei das Zahnradgehäuse E, welches auf der Welle des Lastkettenrades befestigt ist, also letzteres dreht. Sämtliche Zahnräder sind gefräst.

Die Lasthemmung wird durch eine Gewinde-Lastdruckbremse in der Weise bewirkt, daß sich der durch die Last erzeugte Zug durch das Zahnradgetriebe auf die Haspelradspindel A überträgt, auf der eine Schraubenscheibe F sitzt, die sich in das Haspelrad schraubt und hierbei die dazwischen liegenden Teile zusammenpreßt. Durch entgegengesetzten Zug an der Lastkette wird die Last abwärts bewegt. Der Flaschenzug wird für Lasten von 250 bis 40000 kg hergestellt.

7. Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen.

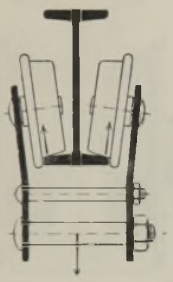
Laufkatzen finden überall zweckmäßig da Verwendung, wo die Bewegung der durch einen Flaschenzug hochgezogenen Last nur nach der einen Richtung ohne hohe Anlagekosten erfolgen soll und eine Querbewegung nicht erforderlich ist. Dies ist z. B. in Maschinenfabriken der Fall, wo die Arbeitsstücke auf die Werkzeugmaschinen gebracht und wieder abgesetzt werden müssen.

Die Laufkatzen werden je nach den örtlichen Verhältnissen auf dem oberen oder unteren Flansch von I-Trägern laufend angeordnet und in der Ausführung je nach der Größe der Tragkraft mit oder ohne Bewegungsvorrichtung oder mit eingebautem Hebezeug als fahrbare Flaschenzüge ausgerüstet.

Die unteren Trägerflanschen werden dann als Fahrbahn verwendet, wenn der Träger zur Ausnutzung der Hubhöhe dicht unter die Decke gelegt wird, oder wenn ein vorhandener Unterzug als Fahrbahn benutzt werden soll. Die Flanschen des Trägers werden dann allerdings auf Biegung beansprucht, aber man kann nach Berechnung des ganzen Trägerprofils für die betreffende Tragkraft dafür sorgen, daß durch ein genügend starkes Gestell der Raddruck in der Nähe des Mittel-

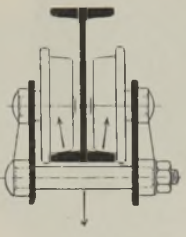
steges auftritt. Eine zutreffende Berechnung der belasteten Trägerflanschen ist nach dem heutigen Stande der Festigkeitslehre nicht möglich, und man ist hierin auf einen Vergleich mit ausgeführten

Fig. 448.



Zu schwaches Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

Fig. 449.

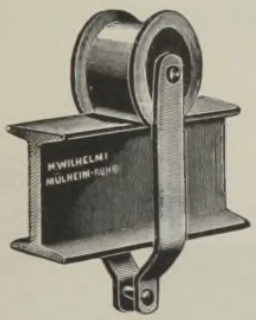


Starkes Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

Konstruktionen angewiesen. Die richtige und falsche Konstruktion des Laufkatzengestelles veranschaulichen die Fig. 448 und 449.

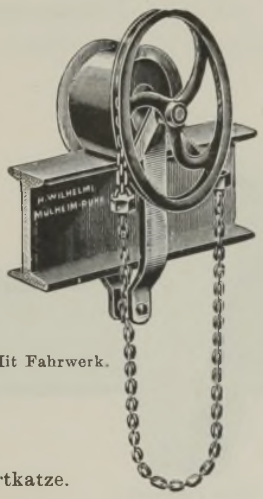
Aus den nachstehenden Figuren geht ohne weitere Erläuterung die Anordnung der Rollen und des Triebwerkes für Ober- und Untergurt-Laufkatzen hervor. Die weitere Vervollkommnung dieser mit einge-

Fig. 450.



Ohne Fahrwerk.

Fig. 451.

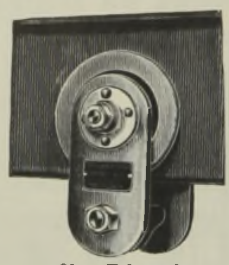


Mit Fahrwerk.

Einrollige Obergurtkatze.

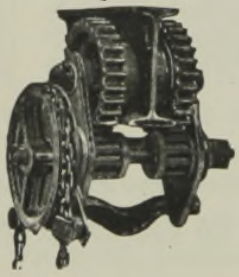
hängten Flaschenzügen versehenen Laufkatzen führt zu der Konstruktion der Laufkatzen mit eingebautem Flaschenzuge, die schließlich im Kranbau unter den Namen Stirnrad- oder Schneckenrad-Laufwinden einen Hauptteil der Laufkrane bilden. Siehe Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“.

Fig. 452.



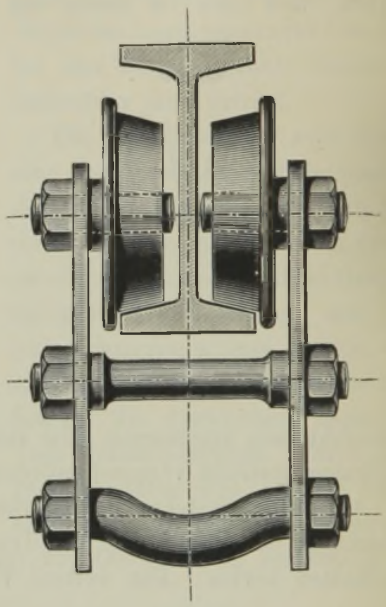
Ohne Fahrwerk.

Fig. 453.



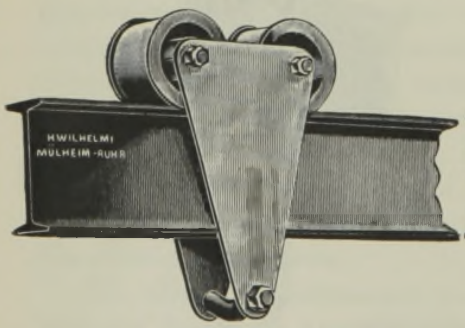
Mit Fahrwerk.

Fig. 454.



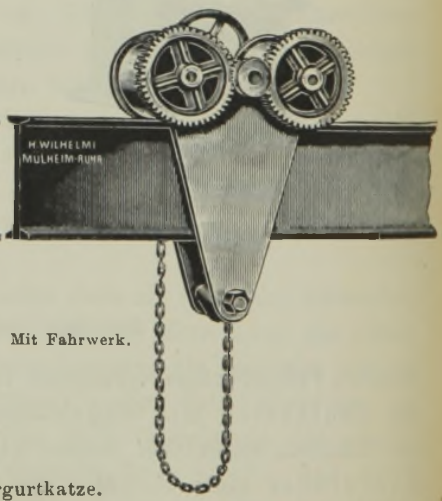
Zweirollige Untergurtkatze.

Fig. 455.



Ohne Fahrwerk.

Fig. 456.

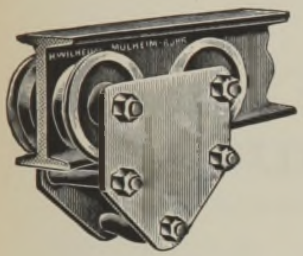


Mit Fahrwerk.

Zweirollige Obergurtkatze.

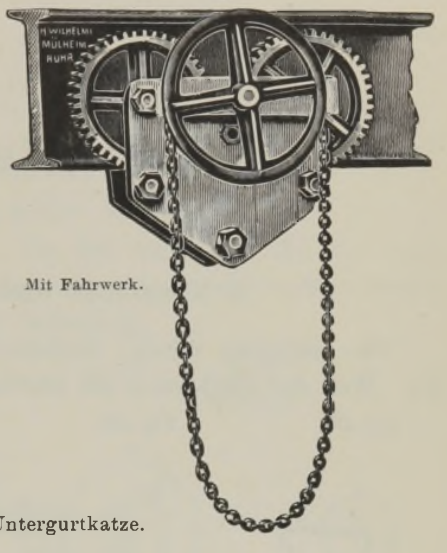
Infolge des Fortlassens einer besonderen Laufschiene fallen die Fahrwiderstände erheblich höher aus als bei Anwendung von Schienen, weil die unbearbeiteten Trägerflanschen selten ganz gerade sind.

Fig. 457.



Ohne Fahrwerk.

Fig. 458.



Mit Fahrwerk.

Vierrollige Untergurtkatze.

Über die Berechnung der Fahrwiderstände und des Fahrtriebwerkes siehe S. 224, ferner Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“.

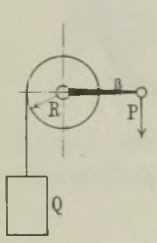
Dritter Abschnitt.

Die Antriebsarten.

1. Vorgelege und Übersetzung.

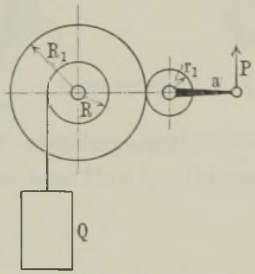
Die einfachste Winde, Kurbelwelle mit Trommel, stellt Fig. 459 dar. Weil der Kraftarm a für den Antrieb einer Winde nicht beliebig groß gewählt werden kann und auch der Lastarm R gewissen Beschränkungen unterliegt, kommen nur leichte Lasten in Frage.

Fig. 459.



Winde ohne Vorgelege.

Fig. 460.

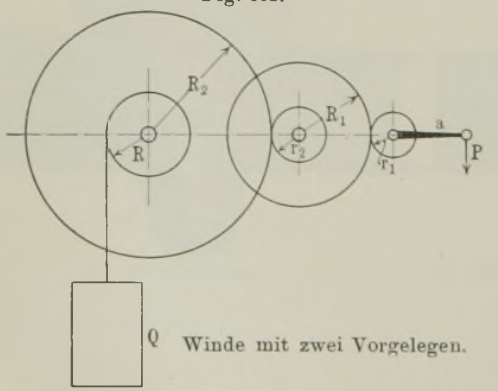


Winde mit einem Vorgelege.

Zur Hebung schwerer Lasten mit geringem Kraftaufwand wird daher die Benutzung von Räderwerken erforderlich.

Das einfachste Räderwerk besteht nach Fig. 460 aus zwei Zahnrädern, von denen das größere auf der Lastwelle, das kleinere auf der Kraftwelle aufgekeilt ist.

Fig. 461.



Winde mit zwei Vorgelegen.

Ein derart zusammen arbeitendes Räderpaar nennt man Vorgelege. Fig. 460 stellt ein einfaches, Fig. 461 ein doppeltes Vorgelege dar. Infolge der verschiedenen Hebelarme der Räder eines Vorgeleges wird eine Verlangsamung der Lastbewegung eintreten, und da die geleisteten Arbeiten an der Trommel

und an der Kurbel gleich sind, so wird die Last Q größer als die Antriebskraft P sein.

Es bezeichne

Q die zu hebende Last an der Trommel,
R den Lastarm bzw. Trommelhalbmesser,
P die an der Kurbel wirkende Antriebskraft,
a den Kraftarm bzw. die Länge des Kurbelarmes,
η den Gesamtwirkungsgrad des Windwerkes,
$\eta = \eta_{\text{Trommelwelle}} \cdot \eta_{\text{1. Vorgelegewelle}} \cdot \eta_{\text{2. Vorgelegewelle}} \cdot \eta_{\text{Kurbelwelle}}$.
$r_1 r_2$ die Halbmesser der kleinen Zahnräder und
$R_1 R_2$ die Halbmesser der großen Zahnräder.

Für das einfache Vorgelege, Fig. 460, soll ferner K_1 den Zahndruck zwischen r_1 und R_1 (an r_1 nach oben, an R_1 nach unten wirkend) bezeichnen. Es besteht dann die Beziehung:

$$1.\quad P.a = \frac{K_1 . r_1}{\eta_{\text{Vorgelege}}},\ \text{ferner}\ K_1 . R_1 = \frac{Q.R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also

$$2.\quad K_1 = \frac{Q.R}{R_1\,\eta_{\text{Trommel}}}.$$

Setzen wir 2. in 1. ein, so erhalten wir:

$$P.a = \frac{Q.R}{\eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1}.$$

Für doppeltes Vorgelege nach Fig. 461 erhält man mit den Zahndrücken K_1 und K_2 auf dieselbe Weise:

$$P.a = \frac{K_1 . r_1}{\eta_{\text{Kurbel}}},\quad K_1 R_1 = \frac{K_2 . r_2}{\eta_{\text{Vorgelege}}},\quad K_2 R_2 = \frac{Q.R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also:

$$P.a = \frac{Q.R}{\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2},$$

oder, da sich die Zähnezahlen wie die Halbmesser verhalten und $\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}} = \eta$,

$$P.a = \frac{Q.R}{\eta} \cdot \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2}.$$

$\frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{z_3}{Z_3} \cdots = \frac{1}{i}$ stellt das Gesamtübersetzungsverhältnis für beliebig viele Vorgelege dar. Es wird also allgemein $P.a = \frac{QR}{\eta} \cdot \frac{1}{i}$ und daraus

$$i = \frac{Q.R}{P.a.\eta} = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta}.$$

Die Größe des Lastmomentes und demnach die Größe der Übersetzung hängt wesentlich von dem gewählten Zugorgan ab. Für eine

Last von 500 kg erhält man je nach Wahl des Zugorgans bei Handbetrieb unter Benutzung der Tabellen im ersten Abschnitt:

a) Für Hanfseil und Trommel
$d = 26$ mm,
$D = 10\,d = 260$ mm,
Lastmoment $= 500 \,.\, 13 =$ . . . . . 6500 kgcm,

b) für Drahtseil und Trommel
$d = 10$ mm und $\delta = 0{,}45$ mm,
$D = 400 \,.\, 0{,}45 = 180$ mm,
Lastmoment $= 500 \,.\, 9 =$ . . . . . 4500 „

c) Kette und Trommel
$d = 8$ mm,
$D = 20\,d = 160$ mm,
Lastmoment $= 500 \,.\, 8 =$ . . . . . 4000 „

d) Kalibrierte Kette und Kettennuß
$d = 10$ mm,
$D = 100$ mm bei $z = 5$,
Lastmoment $= 500 \,.\, 5 =$ . . . . . 2500 „

e) Gallsche Kette und Kettenrad
$t = 25$ mm,
$D = 65{,}33$ bei $z = 8$,
Lastmoment $= 500 \,.\, 3{,}25 =$ . . . . 1625 „

Das Kraftmoment ist mit einem Arbeiter zu 15 kg und 300 mm Kurbelarmlänge

$$Pa = 15 \,.\, 30 = 450 \text{ kgcm},$$

demnach die Übersetzung ohne Wirkungsgrad

$$\text{nach a)} \quad i_0 = \frac{6500}{450} = 14{,}4$$

$$\text{nach b)} \quad i_0 = \frac{4500}{450} = 10$$

$$\text{nach c)} \quad i_0 = \frac{4000}{450} = 8{,}9$$

$$\text{nach d)} \quad i_0 = \frac{2500}{450} = 5{,}5$$

$$\text{nach e)} \quad i_0 = \frac{1625}{450} = 3{,}6$$

Für Förderlasten von 400 bis 1000 kg wählt man gewöhnlich Winden mit einem Vorgelege, für Lasten von 750 bis 3000 kg solche mit zwei Vorgelegen. Bei größeren Lasten wendet man noch einen Flaschenzug an, der an der zu hebenden Last angreift und dessen Bewegung durch die Trommel bewirkt wird. Nur ausnahmsweise wählt man für Handwinden, deren Seile, Ketten und Triebwerksteile eine lange Lebensdauer besitzen sollen, drei Vorgelege.

Bei Handwinden ist mit der Einzelübersetzung nicht über **8 : 1**, nur ausnahmsweise bis 10 : 1 zu gehen.

Für elektrischen und Dampfbetrieb ist **6 : 1** im allgemeinen als obere Grenze anzusehen.

Nach der unter „Zahnräder“ angeführten Bemerkung kann man mit dem neuerdings eingeführten Abwälz-Fräsverfahren noch unbedenklich bis zu Übersetzungen von 12:1 und 13:1 gehen, wobei ein Wirkungsgrad erzielt wird, der mit doppelter Übersetzung nicht zu erreichen ist.

Der Grund für die Beschränkung der Einzelübersetzung ist

1. Beschränkung der Abmessung des großen Rades,
2. gleichmäßigerer Verschleiß.

Hingegen wird der Zahneingriff nicht ungünstiger, wie häufig angegeben wird.

Der Durchmesser des kleinen Rades ist meist bestimmt durch die Möglichkeit, die Welle durchstecken zu können. Bei schweren Wellen, also Rädern mit großer Teilung, liegt diese Grenze etwa bei

$$z = 10 \div 11,$$

bei leichteren Wellen (geringeres Drehmoment) bei

$$z = 11 \div 12.$$

Bei festliegender Zähnezahl des kleinen Rades wird der Eingriff aber nur günstiger, wenn das große Rad möglichst groß wird.

Zur Beschränkung der Vorgelege wird vielfach die lose Rolle mit den Rädervorgelegen kombiniert.

Soll die Konstruktion eine möglichst gedrängte werden, dann sind die Zahnräder durch Schneckengetriebe zu ersetzen, mittels welcher man Übersetzungen von 1:50 erzielen kann.

Als mittlere Antriebskraft kann man unter Berücksichtigung des unter „Kurbeln“ Gesagten bei mäßiger Arbeitsdauer für Winden $P = 15$ kg setzen.

Die Übersetzungsverhältnisse sind immer möglichst einfach zu wählen, so daß dieselben auch für andere Konstruktionen Verwendung finden können. Hat man z. B. ausgerechnet:

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = 23{,}6,$$

so wird man auf 24 abrunden und ein Doppelvorgelege mit den Übersetzungen 4:1 und 6:1 anordnen.

15:1 zerlegt man am besten in 3:1 und 5:1,
30:1 in 5:1 und 6:1, 32:1 in 4:1 und 8:1,
90:1 in 3:1, 5:1 und 6:1 usw.

Verteilung der Einzelübersetzungen.

Bei reinem Stirnräderantrieb legt man in der Regel bei verschieden groß gewählten Übersetzungen die große Übersetzung an die Trommel, die kleinste nach der Kurbel zu. Diese Anordnung bezweckt eine

Schonung der Ritzelzähne, welche der Übersetzung entsprechend zum Eingriff gelangen. Zu beachten ist hierbei auch der Einfluß der Massenwiderstände (S. 272) bei Maschinenantrieb.

Umgekehrt ist die Anordnung bei gemischtem Stirnräder- und Schneckenantrieb, bei welchem man das Schneckengetriebe mit der hohen Übersetzung mit dem Motor verbindet, weil sich der Wirkungsgrad bei großen Gleitgeschwindigkeiten günstiger gestaltet.

2. Wirkungsgrad der Rädertriebwerke.

Der Wirkungsgrad η ermittelt sich in genauer Weise aus dem Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen Vorgelegewellen zu

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

Hierbei können folgende Mittelwerte angenommen werden:

	Wirkungsgrad
Zahnrädervorgelegewelle	$\eta = 0{,}91$ bis $0{,}95$ (vgl. S. 173)
Trommelwelle mit Hanfseil . . .	$\eta = 0{,}91$ „ $0{,}96$
„ „ Drahtseil . . .	$\eta = 0{,}95$
„ „ Kette	$\eta = 0{,}97$
Kettendaumenradwelle	$\eta = 0{,}95$

Trommelwellen besitzen einen günstigeren Wirkungsgrad als Vorgelegewellen, weil η in der Hauptsache von der Zähnezahl der Ritzel abhängig ist[1]).

Schätzungsweise kann man für Winden bei mittleren Verhältnissen setzen:

Tabelle 54. **Wirkungsgrade der Winden.**

Bei Winden mit	einfachem	doppeltem	dreifachem Vorgelege
Hanfseiltrommel	0,8—0,85	0,75—0,8	0,65—0,75
Drahtseil- und Kettentrommel	0,88	0.8	0,73
Kettennuß oder Daumenrad	0,85	0.78	0.71

3. Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb.

Die Lastgeschwindigkeit ist von der Kurbelgeschwindigkeit abhängig. Es bezeichne:

c die Kurbelgeschwindigkeit in m sec,
v die Lastgeschwindigkeit,
a den Kurbelarm,
R den Trommelradius,

[1]) Vgl. Hebezeuge von Ernst, 4. Aufl., I. Bd., S. 176.

i das Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbel und Trommel,
v_1 die Umfangsgeschwindigkeit der Räder vom Halbmesser r_1 und R_1,
v_2 die Umfangsgeschwindigkeit der Räder vom Halbmesser r_2 und R_2.

Da sich die Geschwindigkeiten wie die Halbmesser verhalten, so gilt nach Fig. 460:

$$a : c = r_1 : v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 1)$$

ferner $R_1 : v_1 = R : v$, also

$$v_1 = \frac{R_1 \cdot v}{R} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 2)$$

v_1 in Gleichung 1) eingesetzt:

$$a : c = r_1 : \frac{R_1 v}{R}, \quad \text{oder} \quad \frac{v}{c} = \frac{R}{a} \cdot \frac{r_1}{R_1} = \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}.$$

Demnach:

$$\boldsymbol{v = c \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}}.$$

In einfacher Weise ermittelt sich die Lastgeschwindigkeit auch aus der Gleichsetzung zwischen Nutzarbeit am Haken einschließlich der Wirkungsverluste und der aufgewendeten Arbeit an der Kurbel:

$$\frac{Q v}{\eta} = P \cdot c,$$

woraus

$$\boldsymbol{v = \frac{P \cdot c}{Q} \cdot \eta}.$$

Beispiel: Ist bei einer Räderwinde

$$a = 400 \text{ mm}, \quad R = 150 \text{ mm}, \quad i = 1 : 15,$$

so wird bei Annahme einer mittleren Kurbelgeschwindigkeit von $c = 600$ mm die Lastgeschwindigkeit

$$v = 0{,}6 \, \frac{15}{40} \cdot \frac{1}{15} = 0{,}015 \text{ m} = 15 \text{ mm}.$$

Die Lastwinde eines Bockkranes für 10000 kg Nutzlast erfordert zur Bedienung vier Arbeiter mit je 14 kg Kurbeldruck.

Bei einem Wirkungsgrade $\eta = 0{,}74$ und einer mittleren Kurbelgeschwindigkeit $v = 600$ mm erhält man bei Gleichsetzung der Arbeiten die Hubgeschwindigkeit der Last zu

$$v = \frac{4 \cdot 14 \cdot 600}{10\,000} \cdot 0{,}74 = 2{,}48 \sim 2{,}5 \text{ mm pro Sekunde}.$$

Soll diese Last von 10000 kg 4 m hoch gewunden werden, so würde dies eine Zeit von

$$\frac{4000}{2{,}5} = 1600 \text{ Sekunden} \sim 27 \text{ Minuten}$$

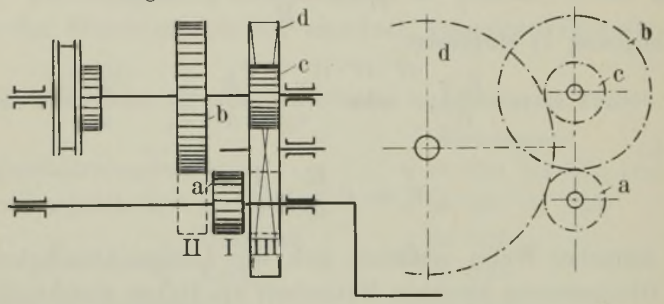
in Anspruch nehmen.

Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken.

Bei einem mit normalem Kurbeldruck berechneten Windwerk tritt der Übelstand zutage, daß zum Heben kleinerer Lasten ein verhältnismäßig zu geringer Kurbeldruck erforderlich ist, daß also die Kraft des Arbeiters nicht voll ausgenutzt wird und die Förderung infolgedessen zu langsam von statten geht.

Bei Windwerken mit auf der Zwischenvorgelegewelle angeordneter Bremse mit getrenntem Sperrad oder mit Sperradbremse verschiebt

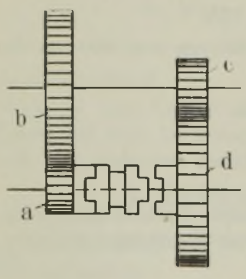
Fig. 462. Fig. 463.



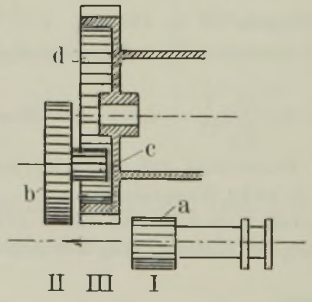
Windwerk mit verschiebbarer Kurbelwelle.

man nach Fig. 462 die Kurbelwelle derart, daß in Stellung I die Kurbelwelle ausgeschaltet ist. Es greift nur *c* in das Trommelrad *d*, so daß die Bremse hemmend auf die Trommelwelle wirkt und die Last durch Lüften der Bremse ohne Mitlaufen der Kurbel gesenkt werden kann. In Stellung II arbeitet die Winde bei voller Last mit doppeltem Vorgelege, in Stellung III, wobei *a* direkt in das Trommelrad *d* eingreift, für kleine Lasten mit einfachem Vorgelege.

Fig. 464. Fig. 465.



Geschwindigkeitswechsel mit Klauenkupplung.



Geschwindigkeitswechsel von Heinr. de Fries.

Bei Windwerken mit Sicherheitskurbel und Schleuderbremse, die stets gleichbleibende Drehrichtung von Kurbel und Trommel bedingen, hilft man sich in der Weise, daß auf Kurbel- und Vorgelegewelle ein besonderes Räderpaar angeordnet wird, welches eine Rückübersetzung für schnellen Gang ergibt. Für große Lasten, also langsamen Gang,

wird das lose Rad a (Fig. 464) mit der auf Gleitkeil verschiebbaren Klauenkupplung verbunden, bei kleinen Lasten das lose Rad d.

Eine gedrängte Anordnung des Geschwindigkeitswechsels bietet das D. R.-P. Nr. 210942 von Heinrich de Fries, G. m. b. H., in Düsseldorf, bei welchem das Trommelrad d mit Außen- und Innenverzahnung versehen ist. Die Übersetzung, welche durch Verschiebung des Rades a entsprechend erzielt wird, ist ohne weiteres verständlich.

Um das zeitraubende, langsame Heraufkurbeln des leeren Hakens mittels des Windwerkes zu vermeiden, ordnet man auf der Trommelwelle ein Handrad an.

4. Kraftbedarf für Verschiebung der fahrbaren Winden bei Handbetrieb.

Ist M_w das nach S. 225 zu ermittelnde Fahrwiderstandsmoment,
K der Kurbeldruck,
l die Länge des Kurbelarmes,
η der Wirkungsgrad des Fahrtriebwerkes,

so berechnet sich für Handbetrieb unter Einsetzung des Fahrwiderstandsmomentes statt des Lastmomentes die erforderliche Übersetzung wie früher zu

$$i = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{M_w}{K \cdot l \cdot \eta}.$$

5. Maschineller Antrieb allgemein.

Größere Geschwindigkeiten kann man nur mittels Antriebes durch Elementarkraft erreichen, und zwar kann Transmissions-, elektrischer, Dampf- oder hydraulischer Antrieb in Frage kommen.

Zunächst hat man über die Geschwindigkeit schlüssig zu werden, die man nach Tabelle 55 wählen kann.

Die Anzahl der Pferdestärken, welche zum Betrieb der Winde notwendig sind, ermittelt sich aus der Arbeitsgleichung:

$$N \cdot 75 = \frac{Q \cdot v}{\eta} \text{ zu } N = \frac{Qv}{75 \cdot \eta}.$$

Hierin bezeichnet

Q die Nutzlast,
N die Anzahl der Pferdestärken,
v die Hubgeschwindigkeit der Last in m sec,
η den Wirkungsgrad der Winde.

Die Umgangszahlen der Motoren betragen gewöhnlich:

bei Transmissionswinden . . . . . $n = 80 \div 200$,
bei Dampfwinden . . . . . $n = 100 \div 200$,
bei elektrischen Winden . . . . . $n = 400 \div 1200$.

Die erforderliche Übersetzung bestimmt sich bei Maschinenantrieb nicht wie bei Handwinden, sondern mit Rücksicht auf die Tourenzahlen.

Ableitung: Die Umdrehungszahlen verhalten sich umgekehrt wie die Durchmesser. Bedeutet in Fig. 461 r_1 das auf der Motorwelle sitzende Ritzel, und sind n_{Motor}, n_2 und n_{Trommel} die betreffenden Umlaufzahlen, so gelten folgende Beziehungen:

$$\frac{r_1}{n_2} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}; \quad \text{ferner: } \frac{r_2}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_2}{n_2}, \quad \text{also: } n_2 = \frac{R_2\, n_{\text{Trommel}}}{r_2}.$$

Setzt man den Wert für n_2 in die erste Gleichung ein, so wird

$$\frac{r_1 \cdot r_2}{R_2 \cdot n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}, \quad \text{oder: } \frac{r_1 \cdot r_2}{R_1 \cdot R_2} = \frac{n_{\text{Trommel}}}{n_{\text{Motor}}} = \frac{1}{i}, \quad \text{also:}$$

$$\boldsymbol{i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}}}.$$

Rechnungsgang: Gewählt wird die Geschwindigkeit v für die gegebene Last Q. Damit erhält man

$$N = \frac{Qv}{75 \cdot \eta}.$$

Hierfür wird aus den Katalogen der Fabriken der Motor gewählt, wodurch die entsprechende Tourenzahl n_{Motor} gegeben ist.

Die Tourenzahl der Trommel berechnet sich aus

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60\, v}{D\pi},$$

sofern keine lose Rolle vorhanden ist.

Dann wird die erforderliche Übersetzung zwischen Motor und Trommel

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}}.$$

Macht z. B. der Elektromotor für eine elektrisch angetriebene Winde 900 Umdrehungen pro Minute, die Trommelwelle hingegen nur 5 Umdrehungen pro Minute, so muß eine Übersetzung von 900 : 5 oder 180 : 1 angeordnet werden. Diese Übersetzung würde sich am einfachsten durch Einschaltung eines Schneckengetriebes und eines Zahnrädervorgeleges erreichen lassen.

Während bei Handbetrieb der Verschleiß infolge der geringen Umdrehungszahl gering ist, muß bei Maschinenantrieb auf die stärkere Abnutzung aller reibenden Teile besondere Rücksicht genommen werden. Größere Rollendurchmesser und kleinere Flächenpressungen sind unbedingt erforderlich.

Ferner ist die Beachtung der Trägheitswiderstände beim Anlauf nach S. 271 und der Stoßwirkungen beim Abbremsen der größeren lebendigen Kräfte ratsam.

Die Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb.

Die Wahl der Geschwindigkeit für die Lastbewegungen ist in erster Linie von den Betriebsverhältnissen, den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und von der Hubhöhe abhängig.

Ferner kommt noch der Preis des Hebezeuges in Frage, der wesentlich von der Wahl der Geschwindigkeiten abhängig ist. Je schneller das Hebezeug arbeitet, desto stärkere und damit teurere Motoren sind erforderlich.

Als Anhaltswerte für die Wahl der Geschwindigkeiten können nachstehende Angaben dienen. Die eingeklammerten Zahlen geben ausgeführte Geschwindigkeiten, welche die angegebenen Mittelwerte erheblich überschreiten.

Tabelle 55. **Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb.**

Last kg	Heben der Last m/min	Fahren der Katze m/min	Fahren des Kranes m/min	Schwenken des Kranes, v in m/min am Auslegerkopf
500	15 ÷ 75	30 ÷ 50	89 — 120	120 ÷ 150
1 000	9 ÷ 60	25 ÷ 45	80 — 110	110 ÷ 140
2 000	6 ÷ 10 (48)	25 ÷ 45	70 — 100	100 ÷ 130
3 000	5 ÷ 9 (36)	22 ÷ 40	70 — 90	90 ÷ 120
4 000	4,5 ÷ 8	22 ÷ 40	60 — 80	80 ÷ 110
5 000	4 ÷ 7	20 ÷ 35	60 — 80	70 ÷ 100
7 500	3,5 ÷ 6,5	20 ÷ 35	50 — 70	65 ÷ 90
10 000	3 ÷ 6	18 ÷ 30	50 — 70	60 ÷ 80
15 000	2,5 ÷ 5,5 (18)	18 ÷ 30	40 — 60	55 ÷ 70
20 000	2 ÷ 5	15 ÷ 25	40 — 60	50 ÷ 60
30 000	1,75 ÷ 4 (9,5)	15 ÷ 25	35 ÷ 55	45 ÷ 55
40 000	1,5 ÷ 3	12 ÷ 18	35 ÷ 55	40 ÷ 50
50 000	1,25 ÷ 2,5	12 ÷ 18	30 ÷ 50	35 ÷ 45
60 000	1 ÷ 2	10 ÷ 15	30 ÷ 50	30 ÷ 40
75 000	0,75 ÷ 1,5 (2,8)	10 ÷ 15	25 ÷ 45	25 ÷ 35
100 000	0,5 ÷ 1	8 ÷ 12	25 ÷ 45	20 ÷ 30
150 000	1,5	8 ÷ 12	20 ÷ 40	15 ÷ 25

Für die Fahrgeschwindigkeit lebhaft benutzter, elektrisch betriebener Dreimotorenkrane wählt man vielfach etwa so viel Meter in der Minute, wie die Halle lang ist, also z. B. 60 und 120 m/min. Laufkatzengeschwindigkeiten betragen gewöhnlich zwischen 15 und 30 m/min, bei Hüttenkranen bis 45 m und mehr.

Speicherwinden und Personenaufzüge arbeiten mit 0,5 bis 1 m/sec, in Amerika bei den großen Hubhöhen in Wolkenkratzern mit 2 und 3 m/sec; für Hafenkrane findet man meist 0,2 bis 0,7 m/sec, für Montierungs- und Gießereikrane 0,5 bis 0,66 m/sec.

Zum Vergleich seien folgende Geschwindigkeiten gegenübergestellt:

Pferd im Schritt	1	m/sec	=	60 m/min
Pferd im Trab	2	„	=	120 „
Pferd im Galopp	4,5	„	=	270 „
Gewöhnlicher Wind	3	„	=	180 „
Freier Fall	9,81	„	=	588 „
Personenzug	17	„	=	1020 „
Schnellzug	25	„	=	1500 „

Die Bremsen bei maschinellem Antrieb.

Bei Motorbetrieb ist auf eine vollkommene Anordnung und Ausbildung der Bremsen besonderes Gewicht zu legen.

Von den im Abschnitt „Bremsen“ (S. 101) behandelten mechanischen Bremsen, welche in der Regel auf der Motorwelle oder ersten Vorgelegewelle angeordnet werden, können hier in Betracht kommen:

I. Als **Stoppbremsen.**

a) Daumenlüftbremse: ohne Gesperre, Bremsscheibe aufgekeilt; Verbindung mit dem Anlasser durch Gestänge; Lüften beim Heben und Senken. Verwendbar bei Schneckengetriebe und Nahsteuerung.

b) Daumensperradbremse: gesteuerte Klinken, Bremsscheibe lose; Verbindung mit dem Anlasser durch Gestänge; Lüften nur beim Heben. Verwendung bei Stirnrädern und Nahsteuerung.

c) Nebenschlußmagnetbremse: ohne Gesperre, Bremsscheibe aufgekeilt, Lüften beim Heben und Senken. Verwendung bei Stirnrädern und Fernsteuerung.

II. Als **Senkbremsen.**

a) Daumenlüftbremse wie unter I a); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn beim Senken erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt; Verwendung bei Schneckengetriebe und Nahsteuerung.

b) Daumensperradbremse wie unter I b); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt. Verwendung bei Stirnrädern und Nahsteuerung.

c) Nebenschlußmagnetbremse wie unter I c); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn Lüftdaumen und Gestängeverbindung mit dem Anlasser vorhanden.

d) Hauptstrommagnetbremse, ohne Gesperre, für Stirnräder und Fernsteuerung.

e) Seillastdruckbremse, mit Gesperre oder mit Magnet. Verwendung in Verbindung mit Magnetstoppbremse für Fernsteuerung.

f) Schneckenlastdruckbremse, mit Gesperre oder Magnet, meist ohne besondere Stoppbremse. Verwendung bei Schneckenantrieb und Fernsteuerung.

g) Gewindelastdruckbremse. Besondere Stoppbremse erforderlich.

h) Jordandruckluftbremse und gesteuerte Fliehkraftbremse von Becker.

Elektrische Bremsung.

Die Generatorsenkbremse, Kurzschlußsenkbremse und Leonardschaltung sind in dem Abschnitt „Elektromotoren“ behandelt. Diese rein elektrischen Bremsen bedürfen stets noch einer besonderen mechanischen Haltebremse.

6. Die Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebemaschinen.

Um einem ruhenden Körper eine bestimmte Geschwindigkeit zu erteilen, ist ein größerer Arbeitsaufwand erforderlich, als die Fortdauer der Bewegung nach erlangter Geschwindigkeit erfordert.

Umgekehrt muß die dem sich bewegenden Körper innewohnende Energie entzogen werden, wenn der Körper wieder in den Ruhestand gelangen soll.

Man kann daher in bezug auf die dynamischen Vorgänge bei jeder Hebemaschine unterscheiden:

Anlaufperiode,
Beharrungszustand,
Auslaufperiode.

Während bei der Berechnung der von Hand betriebenen Hebezeuge eine Vernachlässigung der Massenwiderstände ohne weiteres statthaft und gebräuchlich ist, erfordert die Bemessung der Motorstärken bei maschinellem Antrieb Rücksichtnahme auf den erhöhten Arbeitsaufwand

während des Anlaufes, insbesondere wenn es sich um Hebezeuge mit großen Leistungen und hohen Geschwindigkeiten handelt.

Triebwerkmassen haben großen Einfluß auf die Widerstände, insbesondere machen sich schnell laufende Anker und massige Bremsscheiben auf der Motorwelle ungünstig bemerkbar. Eine Vergrößerung der Bremsscheibe vermehrt zwar das Bremsmoment, vergrößert aber noch mehr den Massenwiderstand, so daß schließlich der größte Teil der Bremskraft zur Vernichtung der eigenen Energie verwendet werden muß.

Stirnräder von großem Durchmesser, welche unmittelbar in das Motorgetriebe eingreifen, laufen erfahrungsgemäß stoßend an[1]) und verbrauchen viel Strom beim Anlauf, weil die große Masse des schnellaufenden Radkranzes einen großen Massenwiderstand verursacht. Es ist deshalb viel richtiger, den Trommelrädern große und den Motorrädern kleine Übersetzung zu geben. Aus diesem Grunde sind auch langsam laufende Motoren vorzuziehen.

Trägt man Beschleunigungskräften nicht Rechnung, dann wird die Dauer der Anlaufperiode unzweckmäßig verlängert, so daß unter Umständen bereits der Lasthub beendet ist, bevor die Last aus der Anlaufperiode in den Beharrungszustand gelangt ist.

Andererseits ist wieder darauf zu achten, daß kurze Beschleunigungszeiten erhöhte Anfahrwiderstände liefern, daß also der Betriebsmotor bei kurz gewählter Anlaufzeit erheblich stärker gewählt werden muß und somit während des Beharrungszustandes schlecht ausgenutzt wird. Die Anlaufzeit ist zu 2 bis 6 Sekunden anzunehmen.

Große Geschwindigkeiten führen ferner zu beträchtlichen Massenwirkungen, die von großem Einfluß auf die Krangerüste sind. Es wäre z. B. ganz verkehrt, einen schnell fahrenden Kranträger nach denselben Grundsätzen zu entwerfen wie eine feststehende Brücke.

Allgemeine Gesetze zur Ermittelung der Trägheitswiderstände.

a) Bei geradliniger Bewegung.

Aus der technischen Mechanik kommen folgende allgemeine Gesetze zur Anwendung:

1. Gleichförmige Bewegung:

$$s = v \cdot t,$$

Weg = Geschwindigkeit × Zeit.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 18. Kammerer, Hebemaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.

2. Gleichförmig beschleunigte Bewegung (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$v = p\,t,$$

Endgeschwindigkeit = Beschleunigung × Zeit.

Ausgedrückt wird p in m/sec², nämlich $p = \frac{v}{t} = \frac{\text{m/sec}}{\text{sec}} = \text{m/sec}^2$.

$$s = \frac{v}{2} \cdot t,$$

$$\text{Weg} = \frac{\text{Endgeschwindigkeit}}{2} \times \text{Zeit},$$

oder $$s = \frac{p\,t^2}{2} \quad \text{und} \quad t = \sqrt{\frac{2\,s}{p}}.$$

3. Satz von der Beschleunigung:

$$P = m \cdot p,$$

Kraft = Masse × Beschleunigung,

worin $$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{Gewicht}}{\text{Erdbeschleunigung}}$$

und Beschleunigung die in der Zeiteinheit erfolgende Geschwindigkeitszunahme. Ausgedrückt wird m in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sec}^2}{m}$, nämlich

$$\frac{\text{G}}{g} = \frac{\text{kg}}{\text{m/sec}^2} = \frac{\text{kg} \cdot \text{sec}^2}{\text{m}}.$$

4. Satz von der Arbeit (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$\frac{m\,v^2}{2} = P \cdot s,$$

$\frac{\text{Masse} \times \text{erlangte Geschwindigkeit}^2}{2}$ = Kraft × Weg der Kraft,

oder lebendige Arbeit = mechanische Arbeit der Kraft P.

5. Satz vom Antrieb (Anfangsgeschwindigkeit = 0): Mit $s = \frac{v}{2} \cdot t$ geht die Gleichung unter 4. über in

$$\frac{m\,v^2}{2} = P \cdot s = P \cdot \frac{v}{2} t,$$

also $$m\,v = P \cdot t,$$

Masse × Geschwindigkeit = Kraft × Wirkungsdauer

oder Bewegungsgröße = Antrieb der Kraft P.

b) Bei Drehung um eine Achse.

Bezeichnet

$M = Pr$ das zur Überwindung des Trägheitswiderstandes erforderliche Antriebsmoment des zu beschleunigenden Körpers in bezug auf seine Drehachse,

J das auf die Drehachse bezogene Massenträgheitsmoment,

$\omega = \frac{v}{r} = \frac{\pi . n}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit,

$\varepsilon = \frac{\omega}{t}$ die mittlere gleichförmig angenommene Winkelbeschleunigung,

t die Anlaufzeit,

so ist $$M . t = J . \omega,$$

also $$M = J \frac{\omega}{t} = J \varepsilon.$$

Die Bezeichnung für J ergibt sich mit g bzw. $p = \mathrm{m/sec^2}$ zu

$$J = m r^2 = \frac{G}{g} \cdot m^2 = \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m/sec^2}} \cdot m^2 = \mathrm{kg . m . sec^2}.$$

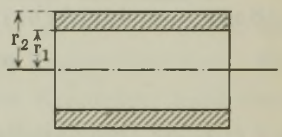
Genau genommen ist die Winkelbeschleunigung ε nicht konstant, weil sich der Übergang der Winkelgeschwindigkeit von 0 bis ω allmählich vollzieht.

Trägheitsmomente verschiedener Körper.

Fig. 466.

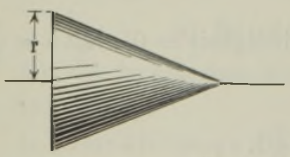
Zylinder $J = m \frac{r^2}{2}$.

Fig. 467.



Hohlzylinder $J = m \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}$.

Fig. 468.



Kegel $J = m \frac{3}{10} r^2$.

Fig. 469.

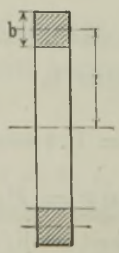
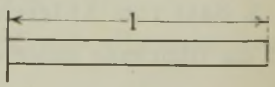


Fig. 470.



Gerader Stab
(Drehachse am Stabende)
$J = \frac{1}{3} m . l^2$.

Ring mit eckigem Querschnitt $J = m\left(r^2 + \frac{1}{4} b^2\right)$.

Fig. 471.

Gerader Stab (Drehachse um a entfernt)

$$J = \frac{m}{3} \cdot \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{l}.$$

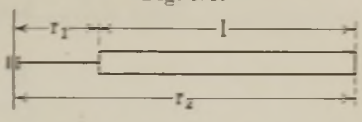


Fig. 472. Senkrechter Stab (Drehachse = Längsachse)

$$J = \frac{m r^2}{2}.$$

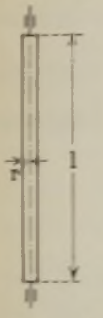


Fig. 473. Senkrechter Stab (Drehachse um r entfernt)

$$J = m r^2.$$

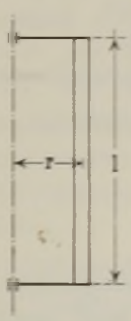
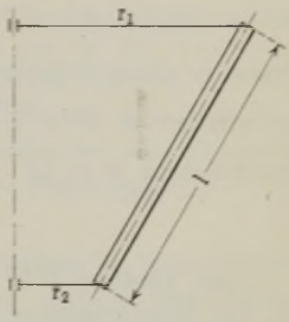


Fig. 474. Schräger Stab

$$J = \frac{m}{3} r^2.$$

Fig. 475. Schräger Stab

$$J = \frac{m}{3} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2).$$



Allgemeine Bezeichnungen.

In den nachfolgenden Abschnitten bezeichnet

t_1 = Zeit für den Anlauf,
t_2 = Zeit für den Auslauf,
s_1 = Weg, der während der Anlaufzeit t_1 zurückgelegt wird,
s_2 = Weg, der während der Auslaufzeit t_2 zurückgelegt wird,
p_1 = Beschleunigung im Anlauf (gleichförmig angenommen),
p_2 = Beschleunigung im Auslauf,
v = die im Beharrungszustande geforderte Geschwindigkeit.

Trägheitswiderstände von Motorankern und Triebwerkteilen.

a) Motoranker.

Zu den Bewegungswiderständen der nachfolgend behandelten Trägheitswiderstände bei Horizontal-, Vertikal- und Drehbewegung tritt noch der Trägheitswiderstand von Anker und Triebwerk.

Das Drehmoment M, welches erforderlich ist, um einen Körper aus der Ruhe auf seine normale Winkelgeschwindigkeit ω (Umdrehungszahl n) zu beschleunigen, also den Trägheitswiderstand zu überwinden, ist nach S. 274 mit der Anlaufzeit t_1 (2 bis 4 Sek.):

$$M = J\frac{\omega}{t_1}, \quad \text{bzw. mit} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

$$M = J\frac{\pi n}{30\,t_1}.$$

Fassen wir den Motoranker annähernd als Vollzylinder auf, so ist dessen Trägheitsmoment nach S. 274 $J = \frac{m r^2}{2}$. Denken wir uns die Masse in einem beliebigen Abstand k (Trägheitshalbmesser) angreifen, so erhalten wir $J = \frac{m r^2}{2} = m k^2$, und mit Einführung des Trägheitsdurchmessers $D = 2k$

$$J = \frac{G D^2}{4 g}.$$

Den Ausdruck GD^2 nennt man das Schwungmoment, dessen Wert in den Motorpreislisten für jeden Motor in kgm² angegeben ist, und aus welchem J nach obiger Gleichung ermittelt werden kann. Es sind somit keine weiteren Dimensionen des Ankers erforderlich.

Beschleunigungsmoment des Ankers in bezug auf seine Drehachse demnach

$$M_A = J\frac{\pi n}{30\,t_1} = \frac{G D^2}{4 g}\cdot\frac{\pi n}{30\,t_1} = \frac{G D^2 \cdot n}{400\,t_1}.$$

Tabelle 56. **Schwungmomente von Ankern geschlossener Gleichstrommotoren mit Hauptstromwickelung** für 220 Volt und 45 Minutenleistung der Siemens-Schuckertwerke.

Leistung PS	Drehzahl n	Schwungmoment GD^2 kgm²	Drehmoment kgm	Ankergewicht kg	Höchste zulässige Drehzahl
1	1210	0,03	0,6	7	3500
1,6	1030	0,04	1,1	10	3500
2,4	970	0,16	1,75	20	3000
3,5	1000	0,24	2,5	27	3000
4	870	0,25	3,3	35	4000
6,1	965	0,6	4,5	45	4000
9	920	0,7	7	55	3500
7,9	570	0,9	9,9	64	2500
15,3	675	2	16,2	105	2150
14,2	295	4	34,5	150	2000
21	265	7	56,7	210	1750
51,5	500	12	73,8	280	1065
78	390	19	145,8	370	1450
82	315	31	186	520	1350
116	260	100	320	850	1250

Um einige Vergleichs- und Anhaltswerte bei überschlägigen Rechnungen zu haben, sind in Tabelle 56 die Schwungmomente verschiedener Motorgrößen angeführt.

b) Triebwerk.

Erfolgt die Übertragung durch Schneckengetriebe, so kommen infolge der wesentlich geringeren Geschwindigkeit der Vorgelegewellen in der Hauptsache nur die Trägheitsmomente der auf der Motorwelle sitzenden Massen, also Kupplung bzw. Bremse und eventuell noch die Kranzmasse des Schneckenrades in Betracht. Für die genaue Berechnung der Trägheitsmomente hat man die betreffenden Maschinenteile in Voll- bzw. Hohlzylinder zu zerlegen und die Gleichungen für J von S. 274 anzuwenden.

Die Trägheitsmomente der Kupplungen können für überschlägige Rechnungen der Tabelle 57 entnommen werden. Bei der Verschiedenheit der Konstruktionen lassen sich allgemein passende Werte nicht angeben.

Tabelle 57. **Trägheitsmomente von Kupplungen.**

Außendurchmesser mm	Bohrung mm	Nabenlänge mm	Kranzbreite mm	Gewicht kg	Trägheitsmoment J kgmsec²
150	30	120	60	10	0,008
200	40	160	80	20	0,01
250	50	200	100	40	0,03
300	60	240	120	70	0,08
400	70	280	140	140	0,28
500	80	320	160	250	0,78

Das Beschleunigungsmoment ergibt sich dann wie für den Motoranker zu

$$M_{\text{Triebwerk}} = J \frac{\pi n}{30 t_1}$$

bezogen auf die eigene Drehachse.

Reduktion der Beschleunigungsmomente.

Die berechneten Beschleunigungsmomente sind auf verschiedene Stellen des Kranes verteilt (Haken, Triebwerkswellen, Motorwelle). Sie müssen einmal auf den Lasthaken behufs Kontrolle der größten Seilanstrengung vereinigt — reduziert — werden, das andere Mal auf die Motorwelle behufs Kontrolle der Ankerdrehmomente.

a) Reduktion auf den Lasthaken.

Ist

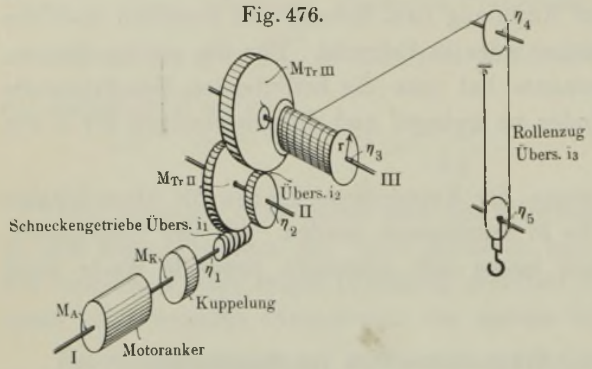
M_A das Beschleunigungsmoment des Ankers in kgm,

i das Gesamtübersetzungsverhältnis einschließlich Rollenzug, also nach Fig. 476 $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$,

$P_{A|H}$ die auf den Haken reduzierte Ankerbeschleunigungskraft,

r der Trommelhalbmesser in m,

Fig. 476.



Reduktion der Beschleunigungsmomente auf den Lasthaken.

so ist

$$P_{A|H} = \frac{M_A}{r} \cdot i \cdot \eta.$$

Ebenso wird für das Beschleunigungsmoment M_K der Kupplung die auf den Haken reduzierte Kraft

$$P_{K|H} = \frac{M_K}{r} i \cdot \eta.$$

Die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft $P_{Tr|H}$ der Triebwerkmassen, z. B. des Schneckenrades mit dem Beschleunigungsmoment M_{Tr}, ergibt sich mit dem jeweiligen Übersetzungsverhältnis wie oben zu

$$P_{Tr|H} = \frac{M_{Tr}}{r} \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \eta_2 \cdots \eta_5.$$

b) Reduktion auf die Motorwelle.

Die Beschleunigungsmomente des Ankers und der Kupplung sind direkt in bezug auf die Motorwelle berechnet, bedürfen demnach keiner Reduktion. Hingegen sind die Beschleunigungsmomente der Last und des Triebwerkes zu reduzieren.

Ist

P_L die Beschleunigungskraft der Last am Haken,

r der Trommelhalbmesser,

$M_{L|A}$ das Beschleunigungsmoment der Last, bezogen auf die Motorwelle,

$i = i_1 \cdot i_2$ die Gesamtübersetzung,

so ist

$$M_{L|A} = \frac{P_L \cdot r}{i \cdot \eta}.$$

Soll das berechnete Beschleunigungsmoment M_{Tr} des Schneckenrades auf die Motorwelle reduziert werden, so ist

$$M_{Tr/A} = \frac{M_{Tr}}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}.$$

c) Reduktion auf eine Schwenkachse.

Ankerbeschleunigungsmoment M_A bezogen auf die Schwenkachse S

$$M_{A/S} = M_A \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta.$$

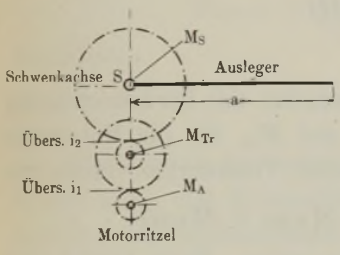
Beschleunigungsmoment eines Triebwerkteiles von Achse II bezogen auf die Schwenkachse S

$$M_{Tr/S} = M_{Tr} \cdot i_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

Moment der Schwenkachse M_S bezogen auf die Motorwelle

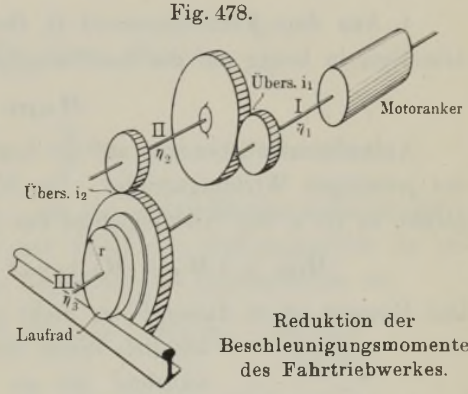
$$M_{S/A} = \frac{M_S}{i \cdot \eta}.$$

Fig. 477.



Reduktion der Beschleunigungsmomente des Schwenkwerkes.

Fig. 478.



Reduktion der Beschleunigungsmomente des Fahrtriebwerkes.

d) Reduktion auf ein Laufrad.

Ankerbeschleunigungsmoment M_A bezogen auf die Laufachse III

$$M_{A/III} = M_A \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta.$$

Fahrwiderstandsmoment bezogen auf die Motorwelle

$$M_{III/A} = \frac{M_{III}}{i \cdot \eta}.$$

Trägheitswiderstände bei Horizontalbewegung.
(Katzenfahren, Kranfahren.)

Der Gesamtwiderstand beim Anlauf setzt sich zusammen:

1. Aus dem Massenwiderstand des Ankers: Nach S. 276 ist das Beschleunigungsmoment $M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400\, t_1}$.

2. Aus dem Massenwiderstand des Triebwerkes: Das Beschleunigungsmoment M_{Tr} ist nach S. 278 zu berechnen.

3. Aus dem Massenwiderstand der Last und des bewegten Körpers. Bezeichnet

P_L die zur Beschleunigung der Masse m erforderliche Kraft,

$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{Nutzlast} + \text{Eigengewicht}}{g}$ = Masse der belasteten Katze oder des belasteten Kranes,

r den Laufradhalbmesser,

so ist

$$P_L = \frac{mv}{t},$$

und das Beschleunigungsmoment in bezug auf die Laufradachse *III*

$$M_{LIII} = P_L \cdot r.$$

4. Aus dem Fahrwiderstand R, Berechnung nach S. 225: Moment desselben in bezug auf die Laufradachse *III*

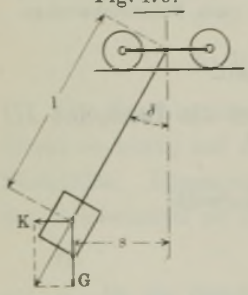
$$M_{RIII}.$$

Anlaufmoment, bezogen auf die Laufradachse mit Berücksichtigung des jeweiligen Wirkungsgrades. Da M_A und M_{Tr} für die Motorwelle gelten, so ist η der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerkes einzusetzen

$$M_{III} = (M_A + M_{Tr}) \cdot \eta \cdot i + M_{LIII} + M_{RIII}.$$

Das Moment ist in dieser Form nicht ganz genau. Beim Anlauf wird nämlich zuerst die Masse der Katze beschleunigt, während die an Seilen hängende Last infolge ihrer Trägheit vorläufig zurückbleibt, und zwar solange, bis das Gewichtsmoment das Beschleunigungsmoment überwiegt. Es findet also ein Pendeln der Last statt. Infolge der schon erlangten Beschleunigung der Katze ist $M_{L\,III}$ bzw. P_L nicht ganz so groß wie angenommen.

Fig. 479.



Ausschwingen der Last beim Anfahren.

Mit der an der Last wirkenden Beschleunigungskraft $K = mp$ erhält man die Größe der Ausschwingung (Fig. 479[1]) aus $K = G \cdot tg\,\delta$ und $s = l \sin\delta \sim l\,tg\,\delta$ zu

$$s = l\frac{K}{G} = l\frac{p}{g}.$$

[1]) Näheres über derartige Schwingungen: Dr.-Ing. Pfleiderer, „Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen".

Anlaufkraft Z mittels der für M_{III} oben aufgestellten Hauptgleichung

$$Z = \frac{M_{III}}{r}.$$

Größte Momentanleistung am Ende der Anlaufperiode

$$N_{max} = \frac{Z.v}{75}.$$

Motorleistung während der Beharrungsperiode

$$N_{norm} = \frac{R.v}{75}.$$

Größtes Ankerdrehmoment in der Anlaufperiode nach S. 279

$$M_{max\,A} = M_A + M_{Tr} + (M_{LIII} + M_{RIII})\frac{1}{i.\eta},$$

oder auch

$$M_{max\,A} = \frac{N_{max}}{0{,}0014\,n} \quad \text{bzw.} \quad M_{max\,A} = \frac{Z.r}{i},$$

Anlaufweg

$$s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1.$$

Während des Auslaufweges s_2 ist die in den Massen aufgespeicherte Arbeit durch die Bremsarbeit und durch die Reibungsarbeit zu vernichten. Das Bremsmoment in bezug auf die Laufradachse ist

$$M_{BrIII} = M_{AIII} + M_{TrIII} + M_{LIII} - M_{RIII}.$$

Darstellung des Bewegungsvorganges durch Diagramme.

In den umstehenden Diagrammen (Fig. 480 bis 482) wurde ein plötzlicher Übergang des Kraftbedarfes beim Anlauf in den Kraftbedarf der Beharrung und schließlich in den des Auslaufes angenommen.

In Wirklichkeit findet aber ein allmählicher Übergang statt und das Diagramm der treibenden Kräfte (+) und der Bremskräfte (−) würde sich für horizontale Bewegung nach Fig. 483 gestalten.

Es wird sich dann auch die Beschleunigungszeit und Stoppzeit auf das Doppelte erhöhen und beträgt z. B. statt zwei Sekunden jetzt vier Sekunden. Soll die Auslauf- oder Stoppzeit trotz allmählichen Überganges der Kräfte z. B. wie früher nur zwei Sekunden betragen, so müssen am Schlusse der Bewegung die doppelten mittleren Bremswiderstände vorhanden sein.

Darstellung des Bewegungsvorganges.

Fig. 480 bis 482.

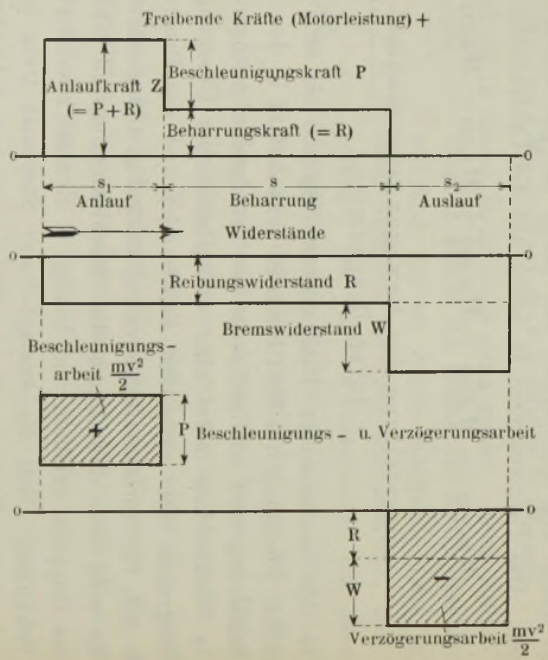


Diagramm für horizontale Bewegung bei plötzlichem Kraftübergang.

Fig. 483 bis 486.

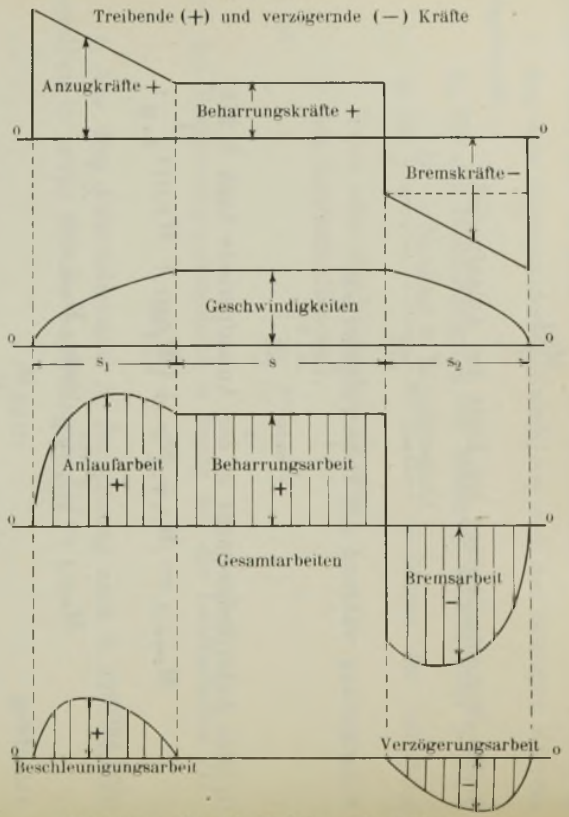


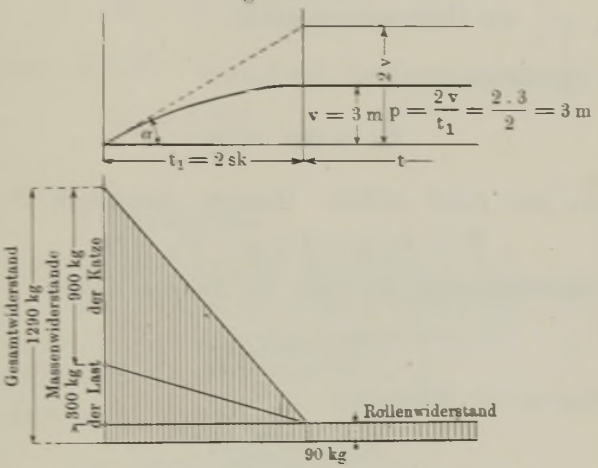
Diagramm für allmähliches Kraftübergang.

Die sich in den Fig. 480 bis 482 durch die Zusammenlegung der Diagramme ergebende Arbeitsfläche $\frac{m v^2}{2}$ gibt nur die während des Weges s_1 oder s_2 geleistete Gesamtarbeit an.

Um die Arbeitsleistung des Motors in den einzelnen Wegstrecken kennen zu lernen, müssen wir die treibenden Kräfte bzw. Bremskräfte mit den entsprechenden Geschwindigkeiten multiplizieren. Es ergibt sich dann das in Fig. 483 und 486 gezeichnete Arbeitsdiagramm.

Die Geschwindigkeitskurven sind, wie Gleichung $v^2 = 2ps$ zeigt, im An- und Auslauf Parabeln.

Fig. 487 u. 488.



Widerstände einer Laufkatze.

Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung. (Lastheben und Lastsenken.)

Lastheben.

Der gesamte Widerstand, am Haken gemessen, setzt sich beim Heben der Nutzlast zusammen:

a) Aus dem Massenwiderstand des Ankers.

Nach S. 276 war

$$M_A = \frac{G D^2}{400} \cdot \frac{n}{t_1}$$

und die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft

$$P_{AH} = \frac{M_A}{R} \cdot i \cdot \eta.$$

b) Aus dem Massenwiderstand des Triebwerkes. Nach S. 276 war

$$M_{Tr} = J \frac{\pi n}{30 t_1}$$

und die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft

$$P_{Tr|H} = \frac{M_{Tr}}{r} \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \eta_2 \dots \eta_5.$$

c) Aus dem Massenwiderstand der Last. Ist

Q die Nutzlast einschließlich Haken und Flasche,

m deren Masse,

$p_1 = \frac{v}{t_1}$ die Hubbeschleunigung,

so ist die Beschleunigungskraft der Last

$$P_L = m p_1 = m \frac{v}{t_1}.$$

d) Aus der Last selbst. Gesamte Anzugkraft Z am Haken demnach

$$\boldsymbol{Z = P_{A|H} + P_{Tr|H} + P_L + Q.}$$

Größte Momentanleistung am Ende der Anlaufperiode

$$N_{max} = \frac{Z \cdot v}{75}.$$

Motorleistung in der Beharrung

$$N_{norm} = \frac{Q \cdot v}{75}.$$

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment in der Anlaufperiode

$$\boldsymbol{M_{max|A} = M_A + \frac{M_{Tr}}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} + \frac{(P_L + Q) r}{i \cdot \eta}}.$$

In den nachfolgenden Gleichungen und Diagrammen ist der Übersichtlichkeit wegen nur mit der Masse der Last und ohne η gerechnet.

1. Anlauf. Beschleunigungskraft $P = \frac{m v^2}{2 s_1}$,

Anzugskraft $Z = P + Q$.

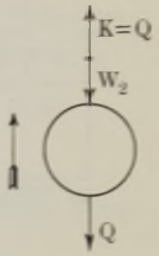
2. Auslauf. In der mit v aufsteigenden Last Q steckt die Energie $\frac{m v^2}{2}$. Nach Abstellen der Triebkraft wirkt nur Q, und zwar verzögernd während des Weges s_2, den Q noch aufwärts steigen will. Daher

$$\frac{m v^2}{2} = Q \cdot s_2; \qquad s_2 = \frac{m v^2}{2 Q}.$$

Um s_2 muß das Seil durch das auslaufende Triebwerk nachgespannt werden. Fällt die Bremse schroff ein, dann hebt sich die Last vom Seil ab, letzteres wird schlaff. Deshalb ist allmähliches Einfallen der Bremse erforderlich, um das Nachrotieren des Triebwerkes zu ermöglichen.

Ist ein bestimmter Auslaufweg s_2 vorgeschrieben, dann muß noch ein bestimmter Bremswiderstand W_2 vorhanden sein. Nach Fig. 489 sind dann wirksam: Seilspannung K (für Beharrung $K = Q$), Bremswiderstand W_2 und Last Q.

Fig. 489.



Aus der Arbeitsgleichung

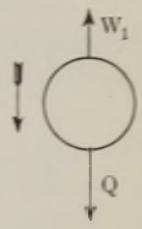
$$(K - W_2 - Q) \cdot s_2 = \frac{m v^2}{2}$$

ergibt sich dann mit $K = Q$

$$W_2 = \frac{m v^2}{2 s_2}.$$

Lastsenken.

Fig. 490.

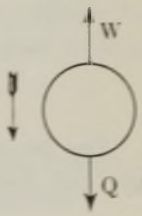


1. Anlauf. Q geht während des Weges s_1 aus der Ruhe in v über. Dabei sei Bremse nicht ganz gelüftet, sondern erzeuge einen Bremswiderstand W_1. Abwärts treibend also $Q - W_1$, wobei $W_1 < Q$.

Es ist dann nach Fig. 490

$$(Q - W_1) s_1 = \frac{m v^2}{2}.$$

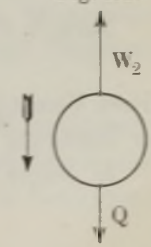
Fig. 491.



2. Beharrung. Q sinkt mit v weiter. Da Q beständig wirkt, so muß, wenn keine Geschwindigkeitsvermehrung eintreten soll, ein Bremswiderstand einschließlich Triebwerkreibung $W = Q$ wirken, der Q aufzehrt (Fig. 491).

3. Auslauf. v soll während des Weges s_2 auf 0 gebracht werden. Es muß daher W auf W_2 erhöht werden, derart daß (Fig. 492)

Fig. 492.



$$W_2 > Q$$

und

$$(W_2 - Q) \cdot s_2 = \frac{m v^2}{2};$$

$$s_2 = \frac{m v^2 / 2}{W_2 - Q}.$$

Darstellung des Bewegungsvorganges durch Diagramme.

Fig. 493 bis 496.

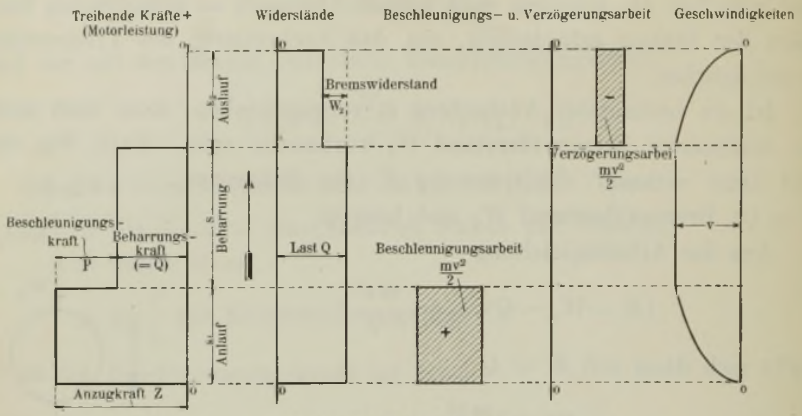


Diagramm für Heben.

Fig. 497 bis 499.

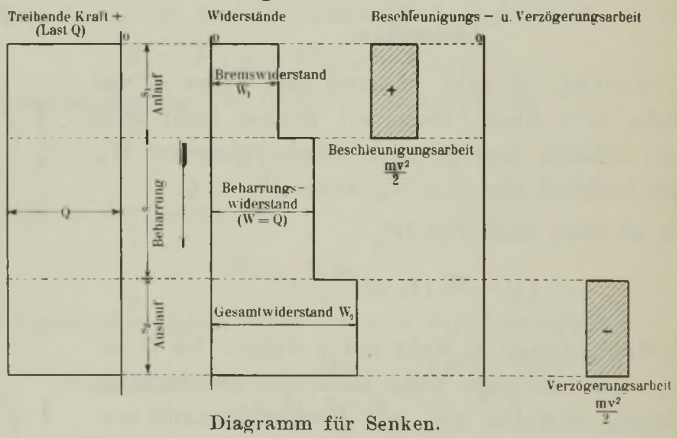


Diagramm für Senken.

Das bei der horizontalen Bewegung über allmählichen Kraftübergang und Arbeitsleistung Gesagte gilt auch hier.

Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse.

Nach S. 274 war

$$M = J \frac{\omega}{t_1}.$$

Dieses Moment wirkt zu Anfang der Bewegung verzögernd, zum Schluß der Bewegung aber treibend.

In obiger Gleichung ist

$$J = \Sigma (mr^2) \quad \text{oder} \quad J = \frac{1}{g} \Sigma G r^2,$$

Fig. 500.

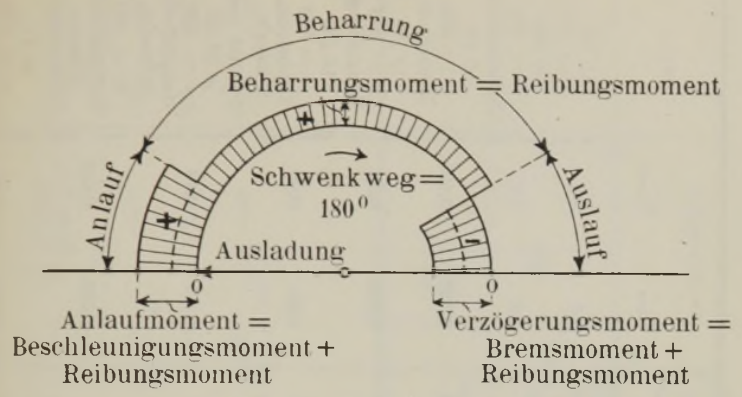


Diagramm der Schwenkbewegung.

wenn G die Einzelgewichte der zu bewegenden Massen, r deren Schwerpunktsabstände von der Drehachse bedeuten.

Wird G in t, die Längen r in m ausgedrückt, dann erhält man M in mt.

Bei der Berechnung der Trägheitsmomente eines Schwenkkranes kann man den Ausleger als ebenes Gebilde ansehen und die Nutzlast als Massenpunkt betrachten.

Mit Hilfe der auf S. 274 angeführten Trägheitsmomente läßt sich das Gesamtträgheitsmoment eines Auslegers — für welches im allgemeinen der Ausdruck $J = \Sigma(m r^2)$ gilt — leicht annähernd berechnen.

Konstruktionsteile, wie Auslegerkopf, Triebwerksteile, welche das Trägheitsmoment des glatten Stabes wesentlich beeinflussen würden, müssen besonders berücksichtigt werden.

Windverbände können vernachlässigt werden.

Die Anlaufzeit kann man bei einem Schwenkwerk für die Rechnung bei gleichförmiger Beschleunigung zu drei Sekunden annehmen.

Bei dem aber in Wirklichkeit vorhandenen allmählichen Übergang des Kraftbedarfes aus der Anlaufperiode in den Beharrungszustand wird diese Zeit auf das Doppelte gesteigert (vgl. Diagramm auf S. 283).

Zu dem ermittelten Beschleunigungsmoment des Kranauslegers nebst Last treten noch die auf die Kranachse reduzierten Beschleunigungsmomente des Ankers und der Triebwerksteile und die Reibungsmomente.

Tabelle 58. **Widerstände von Hubwerken, bezogen auf den Lasthaken.**
(2 Sek. Anlauf).

Kranart	Nutzlast t	Reibungswiderstand des Triebwerkes t	Massenwiderstände in t			Gesamtwiderstand t	Geschwindigkeit		Motor
			der Last	des Triebwerkes	des Ankers		v_{leer}	v_{Last}	
Säulendrehkran	1,5	0,8 leer 1,6	0,6		1,3	5	0,5	0,3	15 PS $n = 450$
Tor-Drehkran	1,25	0,225	0,075	0,385	0,665	2,6	1,2	1,2	30 PS $n = 480$ Nebenschluß
Tor-Rollendrehkran mit Greiferbetrieb	2,23	0,049 +0,26	0,049	2,38	4,072	9,481	0,425	0,425	23 PS $n = 570$ Drehstrom
Bocklaufkran	10	6,3 leer 12,6	0,02	3,0	6,7 4,4	30,02	0,045	0,03	13 PS $n = 814$ Hauptstrom
Laufkran	10	7,7 leer 15,4	0,03	1,8	4,3	31,53	0,06	0,06	16 PS $n = 820$ Drehstrom, Schnecke.
Bocklaufkran	25	11 leer 22,3	0,05	2,05	28,0 19,4	68,8	0,06	0,04	2 Stück von je 18 PS $n = 450$ Hauptstrom, Schnecke.
Turmdrehscheibenkran .	25	8 leer 16	0,04	4,33		—	0,035	0,035	$n = 400$ Nebenschluß, Riemen, Zahnräder.
Laufkran	30	6,3 leer 12,7	0,08	0,55	8,6 2,15	45,48	0,15	0,05	30 PS $n = 140$ Haupstrom, Zahnräder.

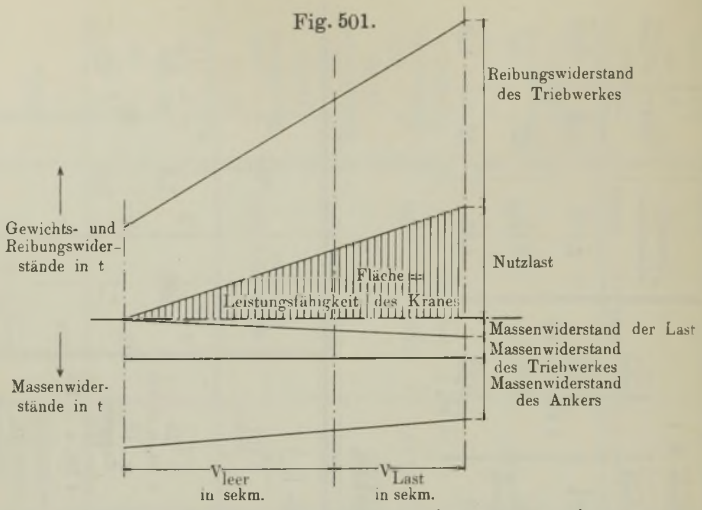
Tabelle 59. **Widerstände von Fahrwerken.**

Kranart	Nutzlast t	Fahrwiderstand t	Reibungswiderstand des Triebwerkes	Massenwiderstände in t: Last	Kran	Triebwerk	Anker	Gesamtwiderstand	v_{leer}	v_{Last}
Tor-Rollendrehkran . .	3	0,235	0,518	—	0,285	3,574	1,105 (5 PS, $n = 940$)	5,717	0,22	0,22
Laufkran	20	0,12 leer 0,26	0,32	0,7	0,56	0,15 Kupplung	0,18	2,17	0,7	0,7
Laufkran	30	0,6 1,2	0,13	1,8	1,8	0,01	0,36 (15 PS, $n = 500$)	5,30	1,5	1,25

Tabelle 60. **Widerstände von Drehwerken.**

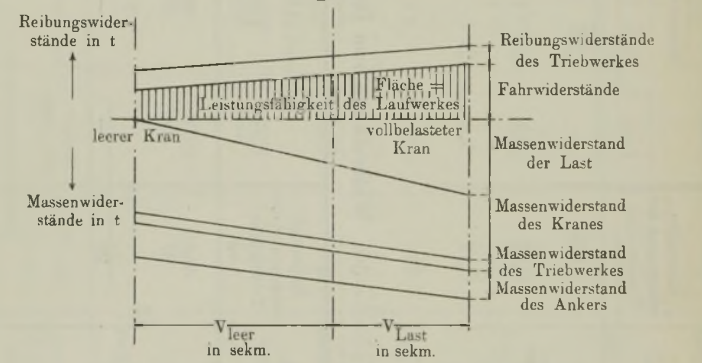
Kranart	Nutzlast t	Kranwiderstand kg	Reibungswiderstand des Triebwerkes kg	Massenwiderstände in t: Last	Kran	Anker	Gesamtwiderstand	v_{leer}	v_{Last}
Tor-Rollendrehkran 11,5 m, Ausladung . .	1,25	34	27	100	70	75 (4 PS, $n = 600$)	306	1,5	1,5
Säulendrehkran 5,168 m / Ausladung	1,5	30	20	—	—	13 Kupplung 100 (4 PS, $n = 750$)	—	2,0	1,5
Tor-Rollendrehkran 9,27 m, Ausladung mit Greiferbetrieb	3	39	28	78	34	76 Triebwerk 150 Anker (5 PS, $n = 940$)	405	0,75	0,75

Fig. 501.



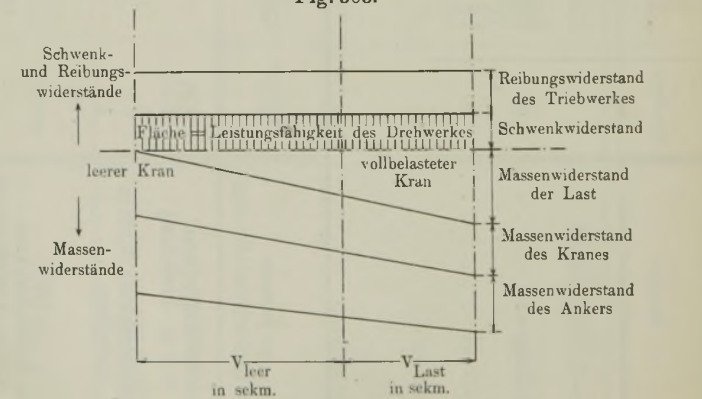
Widerstandslinien für Hubwerke (zu Tabelle 58).

Fig. 502.



Widerstandslinien für Fahrwerke (zu Tabelle 59).

Fig. 503.



Widerstandslinien für Drehwerke (zu Tabelle 60).

Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen.

In den vorstehenden Tabellen 58 bis 60 sind die Widerstände einiger in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.[1]) veröffentlichter Krane zusammengestellt. Hierbei ist in den Fig. 501 bis 503 die von Professor Kammerer gewählte Darstellungsart[1]) beibehalten.

Beispiel. Welche Anzugkraft und welches größte Ankerdrehmoment erfordert das Anfahren eines Laufkranes bei 10 t Belastung und 1 m/sec Fahrgeschwindigkeit? Das Gewicht des Kranwagens beträgt 12000 kg, dasjenige der Laufwinde 3000 kg.

a) Vorläufige Berechnung für den Beharrungszustand.

Fahrwiderstand: 800 mm Laufraddurchmesser, 100 mm Zapfendurchmesser. Genaue Rechnung nach S. 225; hier für den Überschlag 60 Proz. Zuschlag, also

$$R = \frac{Q}{D/2}(0{,}08 + \mu r) \,.\, 1{,}6 = \frac{25\,000}{40}(0{,}08 + 0{,}1 \,.\, 5) \,.\, 1{,}6 = 580 \text{ kg}.$$

Erforderliche Motorleistung mit $\eta = 0{,}7$

$$N_{norm} = \frac{580 \,.\, 1}{75 \,.\, 0{,}7} = 11 \text{ PS}.$$

Gewählt nach Preisliste ein Motor 12,0 PS mit $n = 870$. Da der Motor nur 11 PS leistet, so erhöht sich die Drehzahl auf $n = 896$.

Demnach Übersetzung bei einer Drehzahl des Laufrades

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D \,.\, \pi} = \frac{60 \,.\, 1}{0{,}8 \,.\, \pi} \simeq 24 \text{ pro min}; \quad i = \frac{896}{24} \simeq 37.$$

b) Bestimmung der Beschleunigungsmomente mit $t_1 = 4$ Sek.

Anker: $GD^2 = 0{,}65 \text{ kgm}^2$; $M_A = \frac{GD^2}{400}\frac{n}{t_1} = \frac{0{,}65 \,.\, 896}{400 \,.\, 4} = 0{,}365 \text{ kgm}.$

Bremse auf Motorwelle: 300 mm Durchm., nach Tab. 57 $J = 0{,}08 \text{ kgm sec}^2$,

$$M_{Tr} = J\frac{\pi n}{30\, t_1} = 0{,}08 \cdot \frac{\pi \,.\, 896}{30 \,.\, 4} = 1{,}8 \text{ kgm}.$$

Last und Katze: $m = \frac{10\,000 + 12\,000 + 3000}{9{,}81} = 2550 \text{ kg} \,.\, \text{sec}^2/\text{m}$,

$$P_L = \frac{mv}{t_1} = \frac{2550 \,.\, 1}{4} = 637{,}5 \text{ kg},$$

$$M_{I\,|\,III} = 637{,}5 \,.\, 0{,}4 = 255 \text{ kgm}.$$

Fahrwiderstand: $R = 580 \text{ kg}$,

$$M_{R\,|\,III} = 580 \,.\, 0{,}4 = 232 \text{ kgm}.$$

Anlaufmoment bezogen auf die Laufradachse III:

$$M_{III} = (M_A + M_{Tr}) \,.\, \eta \,.\, i + M_{L\,|\,III} + M_{R\,|\,III}$$
$$= (0{,}365 + 1{,}8)\, 0{,}7 \,.\, 37 + 255 + 232 = 543 \text{ kgm}.$$

$$\text{Anzugkraft } Z = \frac{M_{III}}{r} = \frac{543}{0{,}4} = 1355 \text{ kg}.$$

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment (Momentanleistung):

$$M_{max\,|\,A} = M_A + M_{Tr} + (M_{L\,|\,III} + M_{R\,|\,III})\frac{1}{i \,.\, \eta}$$
$$= 0{,}365 + 1{,}8 + (255 + 232)\frac{1}{37 \,.\, 0{,}7} = 20{,}96 \text{ kgm}.$$

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 21 u. f. Kammerer, Hebemaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.

Vorhandenes Anzugmoment nach Liste gleich dem dreifachen des normalen Drehmomentes $= 3 \,.\, 8{,}8 = 26{,}4$ kgm. Der Motor genügt demnach für die geforderte Anlaufzeit von 4 Sek.

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{1}{2} \cdot 4 = 2 \text{ m}.$$

Bei Durchführung der Rechnung mit 2 Sek. Anlaufzeit hätten wir ein erforderliches Ankerdrehmoment erhalten, welches das dreifache normale Drehmoment wesentlich überschreitet, d. h. der Motor bedarf einer längeren Anlaufzeit.

Beispiel. Wie groß sind Anlauf- und Bremswiderstände beim Heben und Senken einer Last von 2000 kg einschließlich Hakengewicht?

Gewählt: Hubgeschwindigkeit $v = 1$ m/sec
Anlauf- und Auslaufsweg $s_1 = s_2 = 0{,}25$ m,

$$t_1 = \frac{2\,s}{v} = \frac{2 \,.\, 0{,}25}{1} = 0{,}5 \text{ Sek}.$$

Vorläufige Rechnung für Beharrung.

η geschätzt zu 0,7

$$N_{norm} = \frac{2000 \,.\, 1}{75 \,.\, 0{,}7} = 38 \text{ PS}.$$

Gewählt: Gleichstrom-Hauptstrommotor 36 PS, $n = 650$.
Bei 38 PS wird n geringer $\sim$ 640.
Mit 400 mm Trommeldurchmesser wird

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60 \,.\, v}{D\,\pi} = \frac{60 \,.\, 1}{0{,}4 \,.\, \pi} = 47{,}8.$$

Übersetzung: $$i = \frac{640}{47{,}8} = 13{,}4,$$

ausgeführt mit einem steilgängigen Schneckengetriebe 1 : 14.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

Beschleunigungsmoment des Ankers: $GD^2 = 3{,}5$ kgm^2,

$$M_A = \frac{GD^2 n}{400\,t_1} = \frac{3{,}5 \,.\, 640}{400 \,.\, 0{,}5} = 11{,}2 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung: $J = 0{,}03$ kgm sec^2 (Tab. 57),

$$M_K = J\,\frac{\pi \,.\, n}{30\,t_1} = 0{,}03\,\frac{\pi \,.\, 640}{30 \,.\, 0{,}5} \sim 4 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment der Last:

$$P_L = \frac{m\,v}{t_1} = \frac{2000}{9{,}81} \cdot \frac{1}{0{,}5} = 408 \text{ kg}.$$

$$M_L = 408 \,.\, 0{,}2 = 81{,}6 \text{ kgm}.$$

Lastmoment: $M_Q = 2000 \,.\, 0{,}2 = 400$ kgm.

Größte Anzugkraft am Haken gemessen:

$$Z = (M_A + M_K)\,\frac{i \,.\, \eta}{r} + P_L + Q$$

$$= (11{,}2 + 4) \cdot \frac{14 \,.\, 0{,}7}{0{,}2} + 408 + 2000 = 3153 \text{ kg}.$$

Größtes Ankerdrehmoment:

$$M_{max|A} = M_A + M_K + \frac{(P_L + Q)\,r}{i \,.\, \eta}$$

$$= 11{,}2 + 4 + \frac{(408 + 2000) \,.\, 0{,}2}{14 \,.\, 0{,}7} \sim 64 \text{ kgm}.$$

Das vorhandene Anzugmoment ist gleich dem dreifachen Drehmoment

$$= 3 \,.\, 39 = 117 \text{ kgm}.$$

Der Motor genügt also für die in Rechnung gestellte Anlaufzeit von 0,5 Sek.

Beim Hubauslauf beträgt der während eines Weges $s_1 = 0{,}25$ m auszuübende Bremswiderstand ohne die Massen des Ankers und des Triebwerkes am Haken gemessen

$$W_1 = \frac{m\,v^2}{2\,s_1} = 408 \text{ kg},$$

mit sämtlichen Massenwiderständen hingegen 1153 kg.

Um die Last während der Senkperiode zum Stillstand zu bringen, muß der während des Weges s_2 wirkende verzögernde Bremswiderstand betragen:

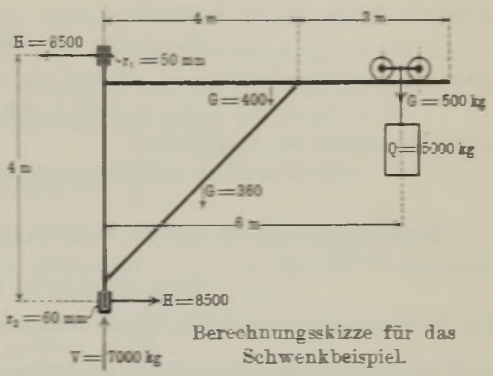
$$W_2 = \frac{m\,v^2}{2\,s_2} = 408 \text{ kg},$$

und der zu leistende Gesamtwiderstand ist dann

$$Q + W_2 = 2000 + 408 = 2408 \text{ kg},$$

bzw. mit den übrigen Massenwiderständen $= Z = 3153$ kg.

Fig. 504.



Berechnungsskizze für das Schwenkbeispiel.

Beispiel: Welche Kraft erfordert das Anschwenken eines Drehkrans bei 5000 kg Last, 6 m Ausladung und 0,5 m Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf?

Der Übersichtlichkeit wegen werde vorstehendes einfaches Krangerüst zugrunde gelegt.

Der gesamte Schwenkwiderstand setzt sich aus der Reibung, dem Beschleunigungsdruck und dem Winddruck zusammen.

Reibungsmomente.

Oberer Zapfen	$8500 \,.\, 0{,}1 \,.\, 0{,}05$	$= 42{,}5$ kgm
Unterer Zapfen	$8500 \,.\, 0{,}1 \,.\, 0{,}06$	$= 51{,}0$ „
Spurfläche	$7000 \,.\, 0{,}1 \cdot \frac{0{,}06}{2}$	$= 21{,}0$ „
Gesamtes Reibungsmoment, bezogen auf die Drehachse		**114,5** kgm

Beschleunigungsmomente.

Trägheitsmoment der Last	$J = m\,r^2 = \frac{5000}{10} \cdot 6^2$	$= 18\,000$ kgm sec²
„ „ Laufkatze	$J = \frac{500}{10} \cdot 6^2$	$= 1\,800$ „
„ „ Fahrbahn	$J = \frac{1}{3} \cdot \frac{400}{10} \cdot 7^2$	$= 653$ „
„ „ Strebe	$J = \frac{m}{3} r^2 = \frac{360}{3 \,.\, 10} \cdot 4^2$	$= 192$ „
„ „ Säule werde vernachlässigt		
		20 645 kgm sec²
+ 10 Proz. Zuschlag für Armatur und Knotenbleche		2 065 „
		$\sim$ 22 710 kgm sec²

Beschleunigungsmoment, bezogen auf die Drehachse

$$M = \varepsilon J = \frac{\omega}{t_1} \cdot J$$

mit $\omega = \frac{v}{r} = \frac{0{,}5}{6} = 0{,}08\,\text{m}$ und $t_1 = 3$ Sekunden,

wird $M = \frac{0{,}08}{3} \cdot 22\,710 = \mathbf{605}\,\text{kgm}.$

Moment des Winddruckes M_w.

Bei starkem Wind ist ein Winddruck von etwa 55 kg/qm vorhanden, der auf eine Fläche von 4 qm wirkt.

Es ist demnach der Winddruck $= 4 \,.\, 55 = 220\,\text{kg}$, und das auf die Kranachse bezogene Moment des Winddruckes bei einem Abstande des Druckmittelpunktes von 2 m von der Kranachse

$$M_w = 220 \,.\, 2 = \mathbf{440}\,\text{kgm}.$$

Demnach Gesamtschwenkmoment während des Anlaufes

$$M = M_R + M_B + M_w = 114{,}5 + 605{,}0 + 440{,}0 = 1159{,}5\,\text{mkg},$$

und Schwenkkraft am Auslegerkopf

$$\frac{1159{,}5}{6} = 193{,}2\,\text{kg}.$$

Damit erhält man den größten Arbeitsbedarf während der Anlaufperiode mit $\eta_{\text{Triebwerk}} = 0{,}7$.

$$N = \frac{193{,}2 \,.\, 0{,}5}{75 \,.\, 0{,}7} = 1{,}8\,\text{PS}.$$

Für den Beharrungszustand wird das Schwenkmoment nur $M_R + M_w = 114{,}5 + 440 = 554{,}5$ kgm und die Schwenkkraft am Auslegerkopf $\frac{554{,}5}{6} = 92{,}4$ kg, also

$$N = \frac{92{,}4 \,.\, 0{,}5}{75 \,.\, 0{,}7} = 0{,}88\,\text{PS}.$$

Für einen Motor von 1,15 PS und $1120\,n$ ist $GD^2 = 0{,}03$, demnach

$$M_A = \frac{0{,}03 \,.\, 1120}{400 \,.\, 3} = 0{,}028\,\text{kgm}.$$

$$n_{\text{Ausleger}} = \frac{60 \,.\, v}{D\,\pi} = \frac{60 \,.\, 0{,}5}{12 \,.\, \pi} = 0{,}8; \quad \text{Übersetzung: } i = \frac{1120}{0{,}8} = 1400.$$

M_A bezogen auf die Schwenkachse:

$$M_{A/S} = M_A \,.\, i \,.\, \eta = 0{,}028 \,.\, 1400 \,.\, 0{,}7 = 27{,}4\,\text{kgm}.$$

Der Arbeitsbedarf beim Anlauf wird also durch den Massenwiderstand des Ankers erhöht um

$$N = \frac{M_A}{r} \cdot \frac{v}{75} = \frac{27{,}4}{6} \cdot \frac{0{,}5}{75} = 0{,}304\,\text{PS}.$$

7. Transmissionsantrieb.

Transmissionsantrieb kommt für Speicherwinden, Aufzugwinden und ausnahmsweise noch für Krane dann in Betracht, wenn eine laufende Transmissionswelle für andere Zwecke bereits vorhanden ist. Auch im Baugewerbe erfolgt der Antrieb der Winden meist mittels Riemens von einer Lokomobile aus, weil in der Regel Unabhängigkeit von anderen Energiequellen verlangt wird.

Die Nachteile des Transmissionsantriebes bestehen in den großen Arbeitsverlusten der Wellenstränge, den hohen Kosten für Schmierung und Wartung, in der Notwendigkeit des dauernden Umlaufes in Verbindung mit Wendegetrieben und in der Schwierigkeit der Geschwindigkeitsregulierung, die sich aus der konstanten Umlaufzahl der Transmission ergibt, die durch den Regulator der Betriebsmaschine gegeben ist.

Die Leistungen bei Riemen- und Seilbetrieb bleiben meist auf höchstens 10 PS beschränkt. Bei Wellenantrieb kann noch etwas höher (bis 15 PS) gegangen werden.

Die Hubgeschwindigkeiten bleiben in der Regel unter 4 m/min, weil durch den Anlauf in den für die Kraftabzweigung erforderlichen Wendegetrieben starke Stöße entstehen und die Reibflächen der Kupplungen starken Abnutzungen unterworfen sind.

Allgemeine Regeln für Riementrieb auf parallele Wellen.

Bezeichnet

b die Breite des Riemens in cm, s die Stärke des Riemens in cm, $f = bs$ der Riemenquerschnitt in qcm,
D den Durchmesser der treibenden Scheibe in cm,
n die Umdrehungszahl derselben in der Minute,
N die zu übertragende Leistung in PS,
c einen durch die Zuganstrengung und Zentrifugalkraft gegebenen Wert (Zerreißfestigkeit bei gutem Kernleder 250 bis 450 kg/qcm),

so ist allgemein die zu übertragende Kraft

$$P = cbs.$$

In dieser Gleichung ist für c zu setzen:

a) für langsamen, horizontalen oder etwas geneigten Betrieb und $v \sim 15$ m/sec Riemengeschwindigkeit, wenn

$D =$	12	20	50	100	200 cm
$c =$	4	7	10	12	13

b) für langsamen senkrechten Betrieb 20 Proz. weniger als unter a);

c) für rasch laufende Riemen mit über 15 m/sec Riemengeschwindigkeit etwa das Doppelte wie unter a).

Gummi-, Balata-, Kamelhaar- und Baumwollriemen können mit

$$P = 8bs \text{ bis } 10b.s$$

belastet werden.

Sind mit einer Scheibe von D m Durchmesser N Pferdestärken bei n minutlichen Umdrehungen zu übertragen, so ist

$$N.75 = P.\pi.D\frac{n}{60} = cbs\pi D\frac{n}{60},$$

also

$$bD = \frac{4500}{c.\pi.s}.\frac{N}{n}.$$

Bei angenommener Stärke s ist nur das Produkt $b.D$ festgelegt. Je größer D gewählt wird, desto kleiner b und damit der Preis des Riemens. Andererseits wächst der Preis der Scheibe mit dem Durchmesser mehr als mit der Breite.

Nach der Rechnung von Gehrckens wird die Belastung nur auf die Riemenbreite, nicht auf den Querschnitt bezogen. Man rechnet

$$b = \frac{P}{p},$$

worin p ein durch Versuche ermittelter Belastungskoeffizient — abhängig von der Riemengeschwindigkeit und dem Durchmesser der kleinen Scheibe — ist.

Tabelle 61. **Werte von p für 1 cm Riemenbreite.**

Scheibendurchmesser D in m	Riemengeschwindigkeit in m/sec					
	3	5	10	15	20	25
0,1	2	2,5	3	3	3,5	3,5 kg
0,2	3	4	5	5,5	6	6,5 „
0,5	5	7	8	9	10	11 „
1,0	6	8,5	10	11	12	13 „
2,0	7	10	12	13	14	15 „

Riemendicke und **Riemenbreite:**

Gewöhnliche Stärke $s = 5$ mm, steigend bis 8 mm,
für untergeordnete Zwecke herab bis auf 3,5 mm.

Gebräuchliche Riemendimensionen in Millimetern:

Breite	25 ÷ 65	65 — 100	100 — 180	180 — 360
Dicke	3 ÷ 4	4½	5 — 6	6 — 8

Laufseite ist die Fleischseite, weil hier die Fasern größere Festigkeit besitzen.

Scheibendurchmesser: $D = 50$ bis 100 mal Riemendicke, oder
$D = 10$ „ 20 mal Wellendurchmesser.

Übersetzung $D_1 : D_2$ zweckmäßig nicht größer als 1 : 6, weil sonst der umspannte Bogen der kleinen Scheibe zu gering wird.

Riemengeschwindigkeit $v = 15$ bis 25 m/sec, $v_{max} = 30$ m/sec; im allgemeinen möglichst groß, um schmale billige Riemen zu erhalten.

Gleitverlust 1 ÷ 5 Proz. **Kraftverlust** 2 ÷ 5 Proz.

Wellen. Die Wellen sind außer auf Verdrehung stets noch auf Biegung beansprucht. Werden die Scheiben, Räder und Kupplungen in möglichster Nähe der Lager befestigt, so kann mit Berücksichtigung des Biegungsmomentes für Wellen aus Flußeisen die Gleichung

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \quad \text{bzw.} \quad M_d = 24\, d^3$$

benutzt werden, welche sich mit $k_d = 120$ kg/qcm aus der Gleichung $M_d = \frac{1}{5} d^3 k_d$ ergibt. Wellenlänge bis zu 50 mm Durchmesser höchstens 6 m, des Verbiegens wegen, über 50 mm Durchmesser höchstens 7 m, des Verladens wegen.

8. Dampfantrieb.

Der Dampfantrieb hat dort seine Berechtigung, wo der Betrieb unabhängig von einer Zentrale ausgeführt werden muß. Sind die Hebezeuge nicht mit eigener Kesselanlage versehen, sondern mit einer

ortsfesten Kesselanlage verbunden, so kommen als Nachteile die langen Dampfleitungen und die damit verbundenen Dampfverluste durch Kondensation in Betracht. Ausgedehnte Verwendung findet der Dampfantrieb bei den Schiffswinden und den Fördermaschinen der Bergwerke.

Bei den Dampfwinden legt man weniger Gewicht auf eine rationelle Dampfausnutzung als auf möglichst einfache Konstruktion und gute Übersichtlichkeit. Der unwirtschaftliche Betrieb hat seinen Grund in dem Auspuff, dem für den Anlauf erforderlichen hohen Füllungsgrad und in den Betriebspausen, die wieder eine Abkühlung der Zylinder und Leitungen bedingen und Kondensverluste nach sich ziehen.

Die Antriebsmaschinen der Dampfwinden werden meist als Zwillingsmaschinen mit horizontal oder schräg liegenden Zylindern ausgeführt. Zwillingsmaschinen sind zwei gleiche, auf ein und derselben Kurbelwelle arbeitende Maschinen. Die Leistung der Zwillingsmaschine ist die doppelte bis 2,2fache der Einzylindermaschine mit demselben Zylinderdurchmesser und demselben Hub.

Die Berechnung hat in derselben Weise wie bei der Einzylindermaschine zu geschehen, nur hat man die Hälfte der erforderlichen Pferdestärken zugrunde zu legen.

Die Kurbeln der beiden Maschinen werden gewöhnlich unter 90° gegeneinander versetzt, wodurch ein gleichmäßigerer und ruhigerer Gang als bei einer gleich starken Einzylindermaschine erzielt wird. Sie finden zweckmäßig da Anwendung, wo besondere Schwungräder an der Maschine nicht angeordnet werden können und die Maschinen ohne großen Zeitverlust umgesteuert werden müssen, wie dies in den meisten Fällen bei Dampfwinden, Dampfkranen und Fördermaschinen verlangt wird.

Das Lastsenken kann bewerkstelligt werden durch

Umsteuerung der Maschine mittels Kulissenumsteuerung nach Stephenson, Allan und Gooch,

Umsteuerung durch Wendegetriebe bei gleichbleibender Drehrichtung der Maschine,

Entkuppeln der Trommelwelle und Herabbremsen der Last bei freier Trommelwelle.

Die Kurbelwelle wird gewöhnlich horizontal gelagert, die Bandbremse auf der Trommelwelle angebracht und durch Fuß oder Spindel betätigt.

Der **Dampfdruck** im Schieberkasten ist mit vom Aufstellungsort des Kessels, also von der Länge der Dampfleitung abhängig. Er schwankt zwischen 4 und 8 at abs.

Der **Füllungsgrad** ist des sicheren Anlaufens wegen (die Maschine zieht meist unter Vollast an) verhältnismäßig hoch zu wählen und beträgt für normale Verhältnisse und für Zylinderdurchmesser bis zu 250 mm 40 bis 80 Proz., im Mittel 50 bis 60 Proz.

Große Füllungsgrade finden sich nur noch bei älteren Maschinen, bei denen man häufig den großen Dampfverbrauch durch nachträgliches Anbringen eines Expansionsapparates zu verringern sucht.

Kleinere Füllungsgrade und daher starke Expansion lassen sich mit einem Schieber nur durch große Überdeckung und, als Folge hiervon, auch nur durch eine ungewöhnliche Schieberlänge, sowie durch einen ungewöhnlich großen Hub des Schiebers erreichen.

In der Regel nimmt man bei hohem Dampfdruck über 7 at abs. 0,5 Füllung, bei mittlerem Dampfdruck 0,6 Füllung.

Die **Umdrehungszahl** der Maschine wählt man mit Rücksicht auf möglichst kleine Abmessungen zwischen

$$n = 100 \text{ bis } 200 \text{ pro Min.}$$

Bezeichnet

N_e die effektive Leistung in Pferdestärken,

N_i die indizierte Leistung der Maschine,

S die absolute Admissionsspannung,

s die mittlere Dampfspannung hinter dem Kolben infolge der Expansion in kg/qcm,

p den schädlichen Gegendruck, herrührend von dem Druck der Luft in kg/qcm,

$p_i = s - p$ den mittleren Spannungsunterschied hinter und vor dem Kolben in kg/qcm,

$\varepsilon = \frac{l_1}{l}$ den Füllungsgrad,

F den Querschnitt des Dampfzylinders in qcm,

l den einfachen Kolbenhub in m,

D den Zylinderdurchmesser in cm,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sec

$$c = \frac{2ln}{60} = \frac{ln}{30},$$

n die minutliche Anzahl der Umdrehungen (Doppelhübe),

η den Wirkungsgrad der Dampfmaschine,

so ist zunächst die Anzahl der erforderlichen Pferdestärken

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{\text{Winde}}}$$

und die indizierte Leistung der Einzylindermaschine

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_{\text{Maschine}}} = \frac{F(s-p).c}{75}; \quad \text{woraus} \quad F = \frac{75\,N_e}{\eta_{\text{Maschine}}\,c\,(s-p)},$$

bei Zwillingsmaschinen für jeden Zylinder

$$N_i = \frac{1}{2}\,\frac{N_e}{\eta_{\text{Maschine}}} = \frac{F(s-p)\,c}{75}; \quad \text{woraus} \quad F = \frac{75\;N_e/2}{\eta_{\text{Maschine}}\,c\,(s-p)}.$$

Mit Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes wird mit einem Zuschlage von 1,5 bis 3 Proz. die wirkliche Kolbenfläche

$$\frac{\pi D^2}{4} = 1{,}015\,F \text{ bis } 1{,}03\,F.$$

Legt man der Berechnung nicht die Kolbengeschwindigkeit, sondern die Tourenzahl pro Minute zugrunde, so erhält man mit $c = \frac{l\,n}{30}$

$$F = \frac{75\,N_e}{\eta\,\frac{l\,n}{30}\,(s-p)} = \frac{2250\,N_e}{\eta\,l\,n\,(s-p)} \text{ qcm.}$$

Mit $l = \frac{2\,D}{100}$ (da l in m und D in cm) wird

$$D^3 \sim \frac{150\,000\;N_e}{n\,(s-p)\,\eta_{\text{Maschine}}} \text{ in cm}$$

für Einzylindermaschinen, und

$$D^3 \sim \frac{150\,000\;N_e/2}{n\,(s-p)\,\eta_{\text{Maschine}}} \text{ in cm}$$

für Zwillingsmaschinen.

Das Verhältnis des Kolbenhubes l zum Zylinderdurchmesser D ist

$$\frac{l}{D} = 1{,}45 \text{ bis } 2; \qquad \text{im Mittel } \frac{l}{D} = 1{,}7.$$

Tabelle 62. **Mittlere Spannung s für verschiedene Füllungsgrade** [1]).

Füllungsgrad ε	0,1	0,15	0,2	1/4	0,3	1/3	
Mittlere Spannung s . .	0,36 S	0,45 S	0,53 S	0,60 S	0,66 S	0,70 S	
Füllungsgrad ε	0,4	0,5	0,6	5/8	0,7	0,8	1
Mittlere Spannung s . .	0,76 S	0,84 S	0,90 S	0,92 S	0,95 S	0,98 S	S

Im vorstehenden ist S die Dampfspannung über Vakuum. Die Admissionsspannung S ist nach Maßgabe der Reibungs- und Drosselungverluste in der Dampfleitung um 0,5 bis 1 Atm. kleiner als die Kesselspannung zu nehmen.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881, S. 17.

Der Gegendruck beträgt bei Maschinen ohne Kondensation

$$p = 1{,}1 \text{ bis } 1{,}2 \text{ kg/qcm.}$$

Der Wirkungsgrad hängt von der Größe der Ausführung, der Güte der Ausführung, von Dampfspannung, Füllungsgrad und Tourenzahl ab. Für die in Betracht kommenden Verhältnisse kann gesetzt werden

$$\eta = 0{,}7 \text{ bis } 0{,}8.$$

Einzylindermaschinen werden auch beim Antrieb von Hebemaschinen zweckmäßig mit Schwungrad versehen. Dieselben sind aber nicht unbedingt notwendig, da die rotierenden Teile bei eingerückter Kupplung das Schwungrad ersetzen.

Man wählt

den Schwungraddurchmesser = 5 × Zylinderdurchmesser
die Kranzbreite . . . . . = $^1/_3$ × „
die Kranzhöhe . . . . . = $^1/_2$ × „

Dampfzuleitungsrohr. Ist f der Querschnitt des Zuleitungsrohres, w_{max} die Dampfgeschwindigkeit bei größter Kolbengeschwindigkeit c_{max} (zweckmäßig $w_{max} = 30$ bis 40 m/sec), so ist

$$f \,.\, w_{max} = F \,.\, c_{max} \quad \text{oder} \quad f = \frac{F \,.\, c_{max}}{w_{max}} \text{ in qcm.}$$

Ein Überschlagswert für den Leitungsquerschnitt bei kurzen Leitungen (10 bis 20 m) ergibt sich mit $w_{max} = 33$ m aus

$$f \sim 0{,}03\, F \,.\, c_{max}.$$

Es ist $c_{max} = 1{,}6\, c$ für ein Längenverhältnis der Schubstange $\lambda = {}^1/_5$.

Dampfableitungsrohr. Für eine mittlere Dampfgeschwindigkeit $u < 15$ m/sec wird

$$f_1 = \frac{F \,.\, c_{max}}{u} = \frac{F \,.\, c_{max}}{15} \sim 0{,}06\, F \,.\, c_{max}.$$

Dampfverbrauch. Drückt man sämtliche Maße in m, F in qm aus, so ist der stündliche theoretische Dampfverbrauch annähernd in kg

$$Q = 120\, F l n [(\varepsilon + o) \,.\, \gamma - o \,.\, \eta_1] + 450\, D \sqrt{s - p},$$

worin bezeichnet:

o das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Zylinderinhalt (im Durchschnitt = 0,05);
γ das Gewicht eines Kubikmeters Dampf der Spannung S in kg;
$\eta_1 = 0{,}663$.

Die **Übersetzung** von der Kurbelwelle zur Trommelwelle wird

$$i = \frac{n_{\text{Maschine}}}{n_{\text{Trommel}}},$$

wenn

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60\,v}{D_{\text{Trommel}}\,\pi}$$

ist, und worin die Lastgeschwindigkeit

$$v \leqq \begin{cases} 0{,}6\text{ m/sec für Vollbelastung,} \\ 1{,}0\text{ m/sec für halbe Belastung} \end{cases}$$

gewählt werden kann.

Das Moment an der Trommelwelle ist

$$M_{Tr} = QR,$$

das Moment an der Kurbelwelle

$$M_K = \frac{QR}{i \cdot \eta_{\text{Winde}}}.$$

9. Druckwasserantrieb.

Der Druckwasserantrieb, welcher durch den elektrischen Antrieb nahezu verdrängt worden ist, kommt bei Aufzügen, Drehkranen und transportablen Hebeböcken zur Verwendung.

Das Prinzip des Betriebes ist das der hydraulischen Presse, d. h. eine Druckpumpe wirkt mit dem Druckwasser auf einen die Nutzlast tragenden Treibkolben. Bei den meisten Ausführungen wirkt aber die Druckpumpe nicht unmittelbar auf den Treibkolben, sondern unter Vermittelung eines Druckwassersammlers oder „Akkumulators", welcher zwischen Pumpe und Treibzylinder eingeschaltet ist. Dadurch wird der Betrieb der Hebemaschine vom Pumpenbetrieb unabhängig.

Der Antrieb kann jedoch für kleine Lasten auch durch direkten Anschluß an eine Wasserleitung mit einem Betriebsdruck von 1,5 bis 2 at bewirkt werden. In diesem Falle ordnet man zur Vermeidung von Druckschwankungen im Dachgeschosse — also 15 ÷ 20 m über dem Treibzylinder — einen Behälter an, von welchem das Wasser dem Hebezeug zufließt.

Der vom Druckwasser im Zylinder vorwärts getriebene Kolben kann die Lasthebung auf zweierlei Weise bewirken, indem man die Last entweder unmittelbar vom Kolben heben läßt, oder indem man die Kolbenbewegung unter Vermittelung von Seilen oder anderen Zugorganen auf die Last überträgt.

Während im ersten Falle Zylinder und Kolben senkrecht stehen müssen und der Kolbenhub gleich der Förderhöhe der Last sein muß,

kann im letzteren Falle der Zylinder stehend oder liegend bei unbeschränktem Aufstellungsort in bezug zur Last angeordnet und seine Hubhöhe beliebig übersetzt werden.

Das letztere System gewährt daher größere Freiheit in bezug auf bauliche Anordnung und konstruktive Durchbildung. Rechnet man dazu, daß bei großen Hubhöhen das direkte System eine Versenkung des Zylinders in die Erde verlangt, so ist ersichtlich, daß das indirekte System den Vorzug verdient. Außerdem gestattet letzteres größere Fahrgeschwindigkeit.

Der Vorteil des Druckwasserbetriebes besteht darin, daß nur für den Lasthub Wasser verbraucht wird, während das Lastsenken durch Ablassen des Wassers mittels Öffnens des Auslaßventils geschehen kann, ferner in der Einfachheit der Steuerungsorgane und Regulierbarkeit der Geschwindigkeit durch dieselben, ferner in dem geräuschlosen Betriebe.

Als Nachteil kommt der stets gleich große Wasserverbrauch bei großen und kleinen Lasten und die Gefahr des Einfrierens der Rohrleitungen in Betracht.

Das **Pumpwerk.** Die Leistung der Druckpumpe braucht infolge des intermittierenden Betriebes der Hebezeuge nur dem mittleren Wasserverbrauch zu entsprechen. Bei Betrieb nur eines Hebezeuges muß die Pumpe während der Senkperiode und während der Beladungs- und Entladungszeit imstande sein, die ursprüngliche Füllung des Akkumulators zu ersetzen.

Unter Annahme von 10 Proz. Wasserverlust in der Rohrleitung ist die Leistung der durch Zwillingsdampfmaschine oder Gasmotor anzutreibenden Pumpe

$$N = 1{,}1\,\frac{1000\,V\,10\,p}{60\,.\,60\,.\,75\,.\,\eta} = \frac{11\,V\,.\,p}{270\,.\,\eta},$$

worin p = Wasserüberdruck vor den Hebemaschinen,
V = Wasserverbrauch in cbm/st aller Hebemaschinen,
η = Wirkungsgrad der Druckwasserleitung.

Der **Akkumulator** arbeitet mit 25 bis 75 at, gewöhnlich mit 50 at. Er besteht aus einem Zylinder mit Plungerkolben, welcher durch einen angehängten Behälter beschwert ist, der mit Eisenmasseln, Drehspänen oder Steinen beschwert ist. Die Hohlräume der Füllung werden mit Sand ausgefüllt. (1 cbm Steine wiegt 2000 kg.)

Statt der angehängten Behälter findet man häufig gußeiserne Ringe.

Der Druckwasserinhalt V kann unter der Annahme, daß auch bei stärkstem Betriebe die Pausen größer als die Arbeitszeiten sind, zu

$$V = 0{,}33 \text{ sämtlicher Zylinderfüllungen}$$

angenommen werden.

Ist ferner p der erforderliche Wasserdruck in Atmosphären und D der Plungerdurchmesser, so berechnet sich das Plungergewicht bzw. die Belastung zu

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p.$$

Plungerdurchmesser $D \lessgtr 500$ bis 600 mm,

Hub $H = 6$ bis 9 m.

Die Stopfbüchsendichtung erfolgt durch Ledermanschette oder Baumwollpackung.

Reibungswiderstand in der Dichtung:

$$R = \pi D \,.\, b \,.\, \mu \,.\, p,$$

worin $D =$ Kolbendurchmesser in cm,

$b =$ Höhe der Dichtung, soweit dieselbe anliegt,

$\mu = 0{,}1$ bis $0{,}2$ der Reibungskoeffizient, und

$p =$ Betriebsdruck pro qcm.

Treibzylinder. Das Material ist Gußeisen. Berechnung der Wandstärke nach der Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} + a.$$

$a = 3$ bis 6 mm für Kernverlegung bei nicht ausgebohrtem Zylinder,

$a = 8$ bis 16 mm für Kernverlegung bei ausgebohrtem Zylinder,

$r_a =$ äußerer Zylinderhalbmesser in cm,

$r_i =$ innerer Zylinderhalbmesser in cm,

$p_i =$ innerer Überdruck in kg/qcm,

$k_z \lessgtr 300$ kg/qcm die zulässige Zuganstrengung des Materials.

Außerdem ist zu kontrollieren, ob der Bedingung

$$\text{Wandstärke } s = \frac{D}{50} + 10 \text{ mm stehend gegossen,}$$

$$\text{bzw. } s = \frac{D}{40} + 11 \text{ mm liegend gegossen}$$

mit Rücksicht auf praktische Ausführung Genüge geleistet ist.

Die Werte sind noch um 3 bis 5 mm zu vermehren, um den Zylinder nach erfolgter Abnutzung ein- oder zweimal ausbohren zu können. Die Zylinder verlangen zuverlässige Entwässerungs- und Entlüftungsvorrichtungen.

Treibkolben. Es werden meist Plungerkolben verwendet, die den Vorteil einer großen Widerstandsfähigkeit gegen Knickung besitzen und nicht die Ausbohrung des Zylinders auf die ganze Länge erfordern. Ferner machen sich Mängel in der Stopfbüchse leicht durch Hervorquellen des Wassers bemerkbar.

Bei größeren Durchmessern werden aber auch Scheibenkolben mit Kolbenstange angebracht, deren Liderung aus Lederstulp oder Baumwollpackung besteht. Nachteile derselben: Ausbohrung des ganzen Zylinders, Dichtung am Kolben und an der Kolbenstange, sowie nicht gut wahrnehmbare Defekte der Kolbenliderung. Als Material der Plungerkolben wird gewöhnlich Gußeisen verwendet, doch kommen auch schmiedeeiserne, gezogene Rohre zur Anwendung.

Rohrleitungen. Für Hochdruckleitungen kommen meist patentgeschweißte schmiedeeiserne Rohre von 25 bis 70 mm Lichtweite mit 6 mm Wandstärke und 3 bis 4,5 m Länge zur Anwendung, die einem Probedruck von 70 at unterworfen werden.

Ferner Mannesmannrohre für 50 at Betriebsspannung und 100 at Probedruck, von 6 bis 300 mm Durchmesser und 3 bis 6,5 m Länge. Wandstärke 3,5 bei 125 mm Durchmesser und bis 7,5 mm bei 300 mm Durchmesser.

Gezogene, schmiedeeiserne Rohre, sogenannte Gasrohre, für Leitungen mit geringem Druck. Probedruck 12 at. Durchmesser bis 102 mm.

Gußeiserne Rohre, deren normale Ausführung einem Betriebsdruck von 10 at und einem Probedruck von 20 at entspricht. Berechnung derselben nach den Gleichungen für Treibzylinder mit $k_z = 200$ kg/qcm.

Rohrleitungen müssen entwässert werden können (Ablaufventil im tiefsten Punkte). Sie dürfen keine Wassersäcke bilden und müssen im höchsten Punkte selbsttätige Entlüftungsventile besitzen. Die Querschnittsberechnung der Rohrleitung erfolgt nach der Gleichung

$$F.c = f.v,$$

worin F = Querschnitt des Treibkolbens,
c = Kolbengeschwindigkeit in m/sec,
f = Querschnitt des Rohres,
v = Durchflußgeschwindigkeit in m/sec ($v = 0{,}5$ bis 3 m/sec).

Steuerungen. Bei Akkumulatorbetrieb sind besondere Steuerungen erforderlich, welche ermöglichen, daß das Wasser aus dem Akkumulator in den Treibzylinder tritt, und das beim Heben verbrauchte Wasser wieder ablaufen lassen.

Es finden Kolbenschieber und Ventilsteuerungen Verwendung, die von Hand gesteuert werden.

Drehkrane erfordern außer dem Hubzylinder noch je nach der verlangten Lastbewegung einen Zylinder für die Katzenbewegung und einen Zylinder für die Schwenkbewegung.

10. Antrieb durch Druckluft.

Druckluftbetrieb kann nur bei Vorhandensein einer Druckluftzentrale für Hebemaschinen mit Treibkolben in Betracht kommen. In Deutschland findet sich dieser Antrieb nur in vereinzelten Ausführungen vor, in amerikanischen Werkstätten jedoch haben insbesondere Hebezylinder für kleine Lasten sehr große Verbreitung gefunden[1]).

Diese Hebezylinder bestehen in der Hauptsache aus einem Zylinder, einem Kolben, dessen Stange den Lasthaken trägt, und einem Steuerhahn. Die Tragkraft schwankt zwischen 0,22 und 14,8 t bei einem Kolbendurchmesser von 76 bis 406 mm und 5,6 at Luftdruck. Bei den größeren Lasten können unter Umständen auch zwei Hubzylinder zu einem Hebezeug vereinigt werden. Hubgeschwindigkeit 3 bis 11 m/min. Hub in der Regel 1,22 m (4 engl. Fuß).

Die Anwendung erfolgt meist in der Weise, daß die Zylinder an eine Laufkatze gehängt werden, die sich auf einer Hängeschiene oder auf einem drehbaren Ausleger von Hand verschieben lassen.

Nachteilig beim Gebrauch der Hebezylinder ist der Umstand, daß die Last infolge der Undichtheiten des Steuerhahns und der aus einem Lederstulp bestehenden Kolbendichtung nicht länger als etwa $^1/_2$ Stunde schwebend gehalten werden kann.

Ist der Raum genügend hoch, so wird der Zylinder stehend angeordnet, bei niedrigen Werkstätten hingegen liegend. Dabei wird dann die Lastkette entweder an der Kolbenstange befestigt und über eine feste Rolle geführt, oder die verlängerte Kolbenstange wird als Zahnstange ausgebildet und greift in ein auf der Rollenachse sitzendes Stirnrad ein.

Bei Drehkranen wird in einfacher Weise statt der Handwinde ein Druckluftzylinder eingebaut. Das Luftzuleitungsrohr ist durch den Halszapfen des Drehkranes geführt. Bei fahrbaren Drehkranen bildet der nachzuschleppende Schlauch eine lästige Zugabe.

Laufkrane, deren Anschlußschläuche an den Wänden in Ösen aufgehängt sind, kommen ebenfalls vor.

---

[1]) Näheres über Druckluftbetrieb Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.

11. Antrieb durch Gas- und Benzinmotor.

Gas- und Benzinmotoren können für Hebemaschinen nur in der Weise Anwendung finden, daß mit denselben eine Transmission angetrieben wird, die auch in den Ruhepausen weiter leer läuft, weil diese Motoren nicht mit Belastung anlaufen. Hebezeuge dieser Gattung sind wie solche mit Transmissionsantrieb zu behandeln. Ihre Verwendung beschränkt sich in besonderen Fällen auf den Antrieb von Aufzügen und Druckpumpen bei Akkumulatorbetrieb.

Im Baugewerbe jedoch wird häufig Unabhängigkeit von ortsfesten Energiequellen verlangt. Es finden deshalb hier neben Lokomobilen vielfach Verbrennungskraftmaschinen zum gleichzeitigen Antrieb von Winden, Mörtelmaschinen und Schleuderpumpen ausgedehnte Anwendung. Gegen die Anwendung von Gas- oder Benzinmotoren spricht das schwankende Drehmoment, welches nur durch schwere Schwungräder ausgeglichen werken kann, und die Bedingung des unbelasteten Anlaufes, welch letztere wieder Trennung des Windwerkes vom Motor durch ausrückbare Kupplungen erfordert. Für die Anwendung spricht die Betriebsbereitschaft zu jeder Zeit; ferner erfordert der Motor in den Ruhepausen keinen Brennstoff und keine Bedienung und ist nicht konzessionspflichtig.

12. Elektrischer Antrieb.

Einleitung.

1. Das Ohmsche Gesetz.

Soll ein Strömen von Elektrizität vor sich gehen, so muß eine Druckdifferenz und ein Weg für den Strom vorhanden sein. (Vergleich mit dem Vorgang in zwei mit Luft gefüllten, kommunizierenden Gefäßen bei verschiedener Spannung. Das Strömen ist um so intensiver, je größer die Druckdifferenz und je kleiner der dem Strömen entgegengesetzte Widerstand ist.)

Die elektrische Druckdifferenz (elektromotorische Kraft oder Spannung) wird für unsere Zwecke durch Bewegung von metallischen Stäben im Kraftbereich eines Magneten hervorgerufen.

Werden die Enden des im magnetischen Kraftbereich bewegten Leiters außerhalb dieses Kraftbereiches verbunden, so fließt in dem so geschaffenen Stromkreise ein elektrischer Strom, der der elektrischen Druckdifferenz an den beiden Enden des im Kraftbereich des Magneten bewegten Stabes direkt und dem Widerstand des ganzen Stromkreises umgekehrt proportional ist.

Durch den letzten Satz ist das Ohmsche Gesetz ausgesprochen, das sich in knapper mathematischer Form als $J = \frac{E}{R}$ darstellt. In dieser Formel bedeutet demnach J die Stromstärke (Intensität des Fließens), E die elektromotorische Kraft (abgekürzte Schreibweise EMK) und R der Widerstand.

2. Stromstärke, Widerstand und elektromotorische Kraft.

Die Einheit der Stromstärke ist das Ampere, die Einheit des Widerstandes das Ohm (Ω).

Schreiben wir nun das Ohmsche Gesetz in der Form $E = J.R$ und setzen wir für die Stromstärke $J = 1$ Amp. und für den Widerstand ebenfalls die Einheit $1\,\Omega$, so ergibt sich $E = 1.1 = 1$, die Einheit der elektromotorischen Kraft, das Volt, als diejenige EMK, die durch einen Widerstand R von $1\,\Omega$ einen Strom $J = 1$ Amp. hindurchtreibt.

Die Stromstärke wird mittels des Amperemeters, die EMK mittels des Voltmeters gemessen. Der Widerstand wird indirekt durch Strom- und Spannungsmessung festgestellt.

Der Widerstand eines elektrischen Leiters drückt sich durch die Formel

$$R = c \cdot \frac{l}{q}$$

aus, worin l in m und q in mm^2 einzusetzen sind. Die Konstante c ist eine Materialkonstante, d. h. der Widerstand eines Leiters von der Länge $l = 1$ m und dem Querschnitte $q = 1$ mm^2, also der spezifische Widerstand.

Statt des spezifischen Widerstandes c setzt man meistens dessen reziproken Wert $\frac{1}{c} = k$, die sogenannte Leitfähigkeit in die Rechnung ein, so daß die Widerstandsgleichung die Form

$$R = \frac{l}{k \cdot q}$$

bekommt.

Der Wert der Leitfähigkeit des Kupfers beträgt bei $+15^0$ C $k = 57$ bis $k = 60$, der des Aluminiums $k = 34{,}8$. Kupfer leitet also fast doppelt so gut wie Aluminium.

Die tabellarischen Angaben von Materialwiderständen beziehen sich auf 15^0 C. Für andere Temperaturen ist eine Umrechnung nach $R_t = R(1 + \alpha T)$ erforderlich, worin R den Widerstand bei 15^0 C und T die Temperaturdifferenz zwischen einer beliebigen Temperatur und $+15^0$ C angibt. Für Kupfer ist $\alpha = 0{,}004$.

Beispiel. Wie groß ist der Widerstand eines Kupferleiters, dessen Länge $l = 2000$ m und dessen Querschnitt $q = 25$ mm^2 beträgt, bei einer Temperatur von $+55^0$ C?

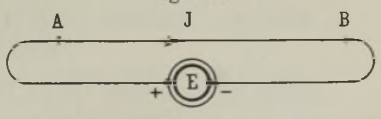
Bei 15^0 C ist $\quad R = \frac{l}{kq} = \frac{2000}{60 \cdot 25} = 1{,}333\,\Omega,$

bei $+55^0$ C ist $\quad R_{55} = R(1 + \alpha T) = 1{,}333\,(1 + 0{,}004 \cdot 40) = 1{,}548\,\Omega.$

3. Unterschied zwischen elektromotorischer Kraft und Spannung.

In dem geschlossenen Stromkreise (Fig. 505) wirke eine EMK E. Greift man aus dem Stromkreise das Stück AB heraus, so herrscht dort eine Spannung, die geringer als die EMK E ist. Wird dagegen der Stromkreis an irgend einer Stelle geöffnet, so kann man zwischen einem beliebigen Punkte rechts und einem beliebigen Punkte links von der Stromquelle stets eine gleiche, und zwar die maximale Spannung, die gleich der EMK der Quelle ist, konstatieren.

Fig. 505.



Die Hydraulik liefert ein vorzügliches Analogon für diese Erscheinung.

In dem Röhrensystem (Fig. 506) a, b, c, d, e behalte a durch Zulaufregulierung ständig seinen Wasserstand. Die Röhren b, c, d und e seien offen, so daß das Wasser aus e ausströmen kann. Nun zeigt es sich, daß das Wasser in den Röhren b, c, d tiefer steht als in a, und zwar um so tiefer, je weiter das betreffende Rohr von a entfernt ist. Das Wasser verliert also durch die Reibung an Druck (Spannung). Der Druck nimmt von a nach e ständig ab.

Fig. 506.

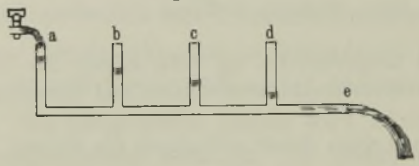
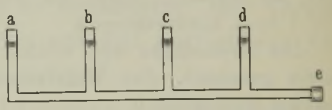


Fig. 507.



Wird jetzt das Strömen dadurch unterbrochen, daß e geschlossen wird, so steigt nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren das Wasser überall gleich hoch, und in der horizontalen Röhre a—e herrscht überall der gleiche Druck (Fig. 507). Der Druckverlust des strömenden Wassers sowohl, als der der strömenden Elektrizität wächst mit der Intensität des Strömens und dem Widerstande der Strombahn. Den elektrischen Spannungsabfall können wir also als Produkt: Widerstand × Strom = Spannung mit dem Voltmeter messen.

Addieren wir nun die Einzelspannungsabfälle von Punkt zu Punkt vorwärtsschreitend über eine ganze Strombahn, so ergibt sich als Summe die EMK der Stromquelle.

Aus dem vorher Gesagten ergibt sich nun, daß die Spannung, die wir direkt an den Klemmen der Stromquelle, sei es einer Maschine, sei es einer Akkumulatorenbatterie, messen, kleiner ist als die EMK, die wir bei geöffnetem Stromkreis konstatieren. Es braucht kaum noch gesagt zu werden, daß der Unterschied lediglich eine Folge des eigenen Widerstandes der Stromquelle, des inneren Widerstandes ist. Wir haben uns als wichtiges Ergebnis zu merken:

Bei der nicht arbeitenden Stromquelle ist die EMK gleich der Spannung an den Klemmen, bei arbeitender Stromquelle ist die EMK größer als die Klemmenspannung.

Beispiel 1. Um wieviel sinkt die Klemmenspannung A einer Dynamomaschine unter den Wert der EMK E (z. B. 520 Volt), wenn der innere Widerstand des stromliefernden Ankers R_i 0,005 Ω beträgt und 1000 Amp. abgegeben werden?

Der Spannungsabfall beträgt $\delta = JR_i = 1000 \,.\, 0{,}005 = 5$ Volt, folglich ist $A = E - JR_i = 520 - 5 = 515$ Volt.

Beispiel 2. Wie groß ist der Spannungsverlust in einer Kupferleitung von 1000 m Länge und 10 mm² Querschnitt, wenn J 50 Amp. beträgt?

Der Widerstand der Leitung $R = \frac{L}{k \,.\, q}$ ist $\frac{1000}{60 \,.\, 10} = 1{,}6667\ \Omega$, folglich der Spannungsabfall $\delta = JR = 50 \,.\, 1{,}666 = 83{,}33$ Volt.

4. Reihen-, Parallel- und Gruppenschaltung von Widerständen und Spannungen.

Setzen wir eine einsträngige Wasserleitung aus mehreren Rohren zusammen, so ergibt sich der Gesamtwiderstand als die Summe der einzelnen Rohrwiderstände. Genau so ergibt sich für elektrische Leitungswiderstände: Bei Hintereinanderschaltung von Widerständen ist der Gesamtwiderstand der Leitung gleich der Summe der Einzelwiderstände.

Daß sich der Widerstand einer Strombahn bei parallel geschalteten Widerständen dagegen verringert, ist wohl ohne weiteres klar, wenn wir bedenken, daß bei Parallelschaltung dem Stromfluß ein größerer Querschnitt geboten wird und der Widerstand mit wachsendem Querschnitt abnimmt.

Um den Widerstand eines Systems parallel geschalteter Leiter zu finden (Kombinationswiderstand), bildet man die Summe der Leitfähigkeiten und nimmt davon den reziproken Wert. Sind z. B. r_1, r_2, r_3 die Einzelwiderstände, so ist die Gesamtleitfähigkeit $\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3}$ und der Kombinationswiderstand

$$R = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot r_3}{r_1 \cdot r_2 + r_1 \cdot r_3 + r_2 \cdot r_3}.$$

Setzen wir nun $r_1 = r_2 = r_3$, d. h. sind die drei parallel geschalteten Widerstände einander gleich, so ergibt sich

$$R = \frac{r}{3}$$

oder allgemein: Der Kombinationswiderstand eines Leitersystems aus nur gleichen Widerständen ist gleich dem Einzelwiderstand dividiert durch die Anzahl der Zweige.

Verbindet man die positive Klemme eines Elementes mit der positiven eines gleichen Elementes und ebenso beide negativen Klemmen, so halten sich beide EMKe das Gleichgewicht, d. h. durch Parallelschalten gleicher EMKe tritt keine Spannungserhöhung ein.

Bei Hintereinanderschaltung dagegen ist die Gesamtspannung, d. i. die Spannung gemessen zwischen der freien Klemme der ersten Stromquelle (gleichgültig ob Akkumulatorenzellen oder Maschinendrähte) und der freien Klemme der letzten, gleich der Summe der Einzelspannungen.

5. Die elektrische Leistung.

Wird ein Widerstand R vom Strom J durchflossen, so wird in demselben sekundlich eine Wärmemenge $A = 0{,}24\, J^2 R$ Grammkalorien erzeugt.

Die Zahlenkonstante 0,24 heißt die Joulesche Konstante.

Da nun nach dem Ohmschen Gesetze $R = \frac{E}{J}$, so läßt sich auch schreiben

$$A = 0{,}24\, EJ.$$

Das Produkt EJ ist die elektrische Leistung und wird in Watt gemessen

(1 Volt $\times$ 1 Amp. = 1 Watt).

Die Zahl der Watt ist also mit 0,24 zu multiplizieren, um die Anzahl der Kalorien zu bekommen. Daraus ergibt sich 1 Watt = 0,24 Kalorien.

Nun ist aber 1 Kalorie = 0,424 mkg, folglich ergibt sich

$$1 \text{ Watt} = 0{,}102 \text{ mkg},$$

oder, um eine bekannte Zahl zu bekommen,

$$1 \text{ mkg} = 9{,}81 \text{ Watt} \quad \text{und} \quad 1 \text{ kgm/sec} = 9{,}81 \text{ Watt/sec}.$$

Da nun 75 kgm/sec = 1 PS, so ist schließlich

$$\mathbf{1 \text{ PS} = 736 \text{ Watt/sec}}.$$

Um nicht mit zu großen Zahlen rechnen zu müssen, wird die elektrische Arbeit (Leistung $\times$ Zeit) nicht nach Wattstunden, sondern nach Hektowattstunden und Kilowattstunden verkauft.

1 Hektowattstunde = 100 Wattstunden,
1 Kilowattstunde = 1000 „

6. Magnetismus, Kraftlinien, Feldstärke und magnetische Masse.

Die Intensität der Äußerung irgend einer im Raum nach allen Richtungen wirkenden Energieform ist in jeder Entfernung von der Energiequelle dem Quadrate der Entfernung umgekehrt proportional. Dieses Gesetz gilt gleichmäßig in der Optik, in der Akustik und Wärmelehre, ist im Gravitationsgesetz enthalten und gilt auch für die Wirkung des Magneten.

Da nun die magnetische Kraft eines Eisenstückes als Zug- oder Druckkraft empfunden wird, so liegt es nahe, bei der Größenbestimmung der magnetischen Kräfte genau wie bei den mechanischen als Einheit das Dyn zu wählen, und die hypothetische Kraftlinie ist dem Dyn äquivalent, also 1 Kraftlinie = 1 Dyn.

Die Kraftlinie stellt man sich als von einem mit magnetischer Masse behafteten Punkte ausgehend vor. Denken wir uns den ausstrahlenden Punkt von konzentrischen Kugeloberflächen umgeben, so werden dieselben senkrecht von Kraftlinien durchsetzt. Wir nennen nun den Punkt mit der magnetischen Masse 1 behaftet, der auf eine ihn umgebende Kugel mit dem Radius 1 cm pro 1 cm² der Oberfläche eine Kraftlinie entsendet. Die magnetische Masse 1 muß also im ganzen 4π Kraftlinien ausschicken. Die Zahl der die Flächeneinheit durchdringenden Kraftlinien nennt man die magnetische Feldstärke (Zeichen H). Diese Feldstärke läßt sich also nach dem anfangs des Kapitels angeführten Gesetz bestimmen als

$$H = \frac{m}{r^2},$$

wenn m die magnetische Masse und r die Entfernung des Punktes, für den die Feldstärke bestimmt werden soll, von der magnetischen Masse bedeutet.

Bekanntlich stoßen sich gleichnamige Magnetismen ab, während ungleichnamige sich anziehen. Ein dem Gravitationsgesetz völlig analoges Gesetz gestattet die Größe dieser Kräfte zu berechnen:

$$f = \pm \frac{m_1 \cdot m_2}{r^2} \text{ Dyn}$$

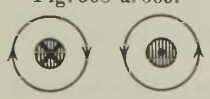
ist die Abstoßungs- bzw. die Anziehungskraft zweier magnetischer Massen m_1 und m_2 in der Entfernung r.

Da nun $\frac{m}{r^2} = H$, so ist auch $f = m_1 H$. Setzen wir $m_1 = 1$, so ergibt sich $f = H$. Damit ergibt sich noch die Definition der Feldstärke als diejenige Kraft in Dynen, die an irgend einer Stelle auf den Einheitspol ausgeübt wird.

7. Die stromdurchflossene Spule (Solenoid). Eisen im magnetischen Felde und Anziehung zwischen stromdurchflossenen Leitern und magnetischen Massen.

Ein stromdurchflossener Leiter umgibt sich mit konzentrischen Kraftlinien. Zur Richtungsbestimmung der Kraftlinien benutzt man nebenstehende Fig. 508 und 509. Es bedeutet das Kreuz die in die Papierebene hineintretende Strombahn, der Punkt den herauskommenden Strom. Durch diese Verschiedenheit in der Stromrichtung ist eine entgegengesetzte Kraftlinienrichtung bedingt. Der vom Auge des Beschauers fortfließende Strom wird rechts herum, der auf uns zukommende Strom links herum von Kraftlinien umgeben.

Fig. 508 u. 509.



Bildet man nun eine in sich geschlossene kreisförmige Strombahn, so entstehen die in Fig. 510 und 511 angedeuteten Kraftlinienbilder. Die Kraftlinien treten auf der einen Seite des Ringes heraus (Nordpol), auf der anderen hinein (Südpol).

Eine stromdurchflossene Spule bedeutet nun weiter nichts als eine Reihe aufgeschichteter Ringe; daraus ergibt sich, daß eine solche Spule (Solenoid) zu einem Magneten geworden ist, dessen Nord- und Südpol sich auf die gleiche Weise bestimmen lassen wie beim Ringe.

Fig. 510.

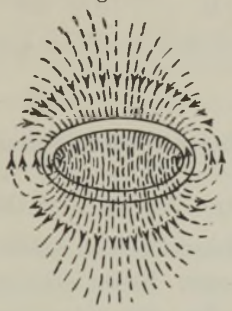
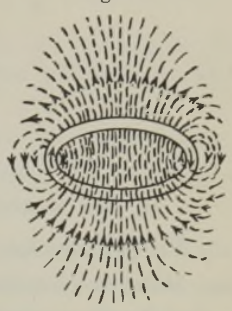


Fig. 511.



Je größer nun die Anzahl der Solenoidwindungen und je größer der Strom sind, desto mehr Kraftlinien werden erzeugt, d. h. ein desto stärkeres Feld wird hervorgebracht.

Bringt man noch Eisen in die stromdurchflossene Spule hinein, so vergrößert sich die Kraftlinienzahl noch ohne Stromerhöhung, weil das Eisen einen viel geringeren magnetischen Widerstand als die Luft besitzt. Man spricht von magnetischer Durchlässigkeit (Permeabilität). Im Gegensatz zu der Feldstärke H, welche die Anzahl der Kraftlininien pro qcm in der eisenfreien Spule angibt, bezeichnet man die Zahl der Kraftlinien pro qcm Eisenquerschnitt mit Induktion (Zeichen B). Es ist

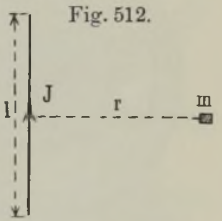
$$B = \mu H \text{ oder } \mu = \frac{B}{H} \text{ gleich dem Permeabilitätsfaktor.}$$

Letzterer ist keine konstante Größe, sondern nimmt mit zunehmender Magnetisierung (Sättigung) ab.

Das Produkt aus Windungszahl der Spule und Amperezahl nennt man Amperewindungen.

Befindet sich in der Entfernung r von einem stromdurchflossenen Leiter eine magnetische Masse m, so tritt zwischen dem Leiter und m eine Anziehungskraft auf, die der Länge des Leiters, dem Strom und der magnetischen Masse direkt und dem Quadrat der Entfernung r umgekehrt proportional ist (Fig. 512).

Fig. 512.



Es ist $f = \frac{l \,.\, J \,.\, m}{r^2}$ Dyn und da $\frac{m}{r^2} = H$, so ist auch $f = l \,.\, JH$ Dyn bzw., wenn wir für Luft $H = B$ setzen (μ für Luft gleich 1),

$$f = \boldsymbol{lJB} \text{ Dyn.}$$

Soll die Zugkraft f in Kilogramm ausgedrückt werden, so müssen wir schreiben

$$f = \frac{l \,.\, J \,.\, B}{9{,}81 \,.\, 10^6} \text{ kg,}$$

wobei l in cm, J in Ampere, und B in Kraftlinien gemessen werden müssen.

8. Induktion.

Die dynamische Erzeugung von elektromotorischen Kräften in den Dynamomaschinen geschieht dadurch, daß auf dem sogenannten Anker der Maschine liegende isolierte Kupferdrähte durch das magnetische Feld der Pole hindurchbewegt werden. Die Größe der erzeugten EMK ist der sekundlich geschnittenen Anzahl Kraftlinien proportional. Es ist:

$$\boldsymbol{E = v \,.\, l \,.\, B \,.\, 10^{-8}} \text{ Volt.}$$

In der Gleichung bedeuten: v die senkrechte Schnittgeschwindigkeit in cm/sec, l die hintereinander geschaltete Länge der induzierten Drähte in cm und B die

Kraftlinienzahl pro cm^2. Der Zahlenfaktor 10^{-8} ist mit Rücksicht auf die technische Maßeinheit des Volt zu setzen.

Am Schlusse dieses einleitenden Teiles möge darauf hingewiesen werden, daß die drei Formeln

$$E = JR, \quad f = lJB \quad \text{und} \quad E = v.l.B$$

zum Verständnis aller elektrischen Maschinen und Apparate hinreichend, aber auch durchaus notwendig sind.

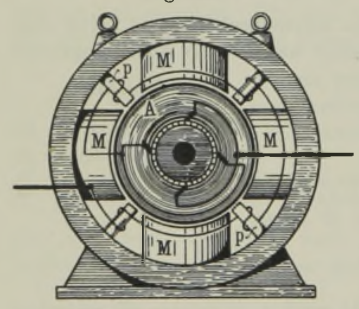
Die Gleichstrommotoren.

9. Der allgemeine Aufbau der Gleichstrommaschinen.

Ein prinzipieller Unterschied im Aufbau von Gleichstromgeneratoren und Motoren besteht nicht. Es ist eben nur der bekannte Unterschied in der Funktion vorhanden: Gleichstromgeneratoren verwandeln mechanische Energie in elektrische, die Motoren die elektrische in mechanische Energie.

In der nebenstehenden Fig. 513 ist der äußere, feststehende Teil das Magnetgehäuse, das aus dem Jochring und dem angegossenen oder angeschraubten Magneten (M) besteht[1]). Über die Magneten sind die Magnetwickelungen geschoben, welche den zur Erzeugung des magnetischen Kraftlinienfeldes notwendigen Strom führen. Zwischen den Magnetpolen und von diesem durch einen kleinen Luftspalt getrennt rotiert der Anker (A), auf dessen Umfange, meistens in Nuten gebettet, die Ankerdrähte in axialer Richtung verlaufend angeordnet sind. Diese in sich geschlossene Ankerwickelung wird bei der Rotation des Ankers (Generatoren) durch das Kraftlinienfeld der Pole hindurch bewegt, wodurch die zur Erzeugung des Stromes nötige EMK hervorgerufen wird. Um den Strom nutzbar fortleiten zu können, besitzt die Wickelung eine große Zahl Anzapfstellen, die mit dem Kommutator der Maschine verbunden sind. Der letztere besteht aus ebenso vielen axialen, voneinander isolierten Lamellen, wie Anzapfstellen vorhanden sind. Von dem aus Kupfer bestehenden Kommutator wird der Strom durch Schleifbürsten abgenommen, die die Verbindung mit dem äußeren Stromkreis herstellen.

Fig. 513.



Gleichstrommaschine.

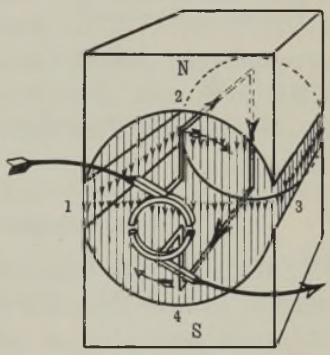
[1]) Auf die Bedeutung der kleinen Zwischenpole (p), welche nur unter gewissen Umständen vorhanden sind, soll später zurückgekommen werden.

10. Die Erzeugung des Gleichstromes.

In Fig. 514 ist von den zahlreichen Drahtwindungen eines Gleichstromankers eine einzige herausgenommen. Sie soll im Uhrzeigersinne im magnetischen Felde N—S rotieren. Dabei wird eine EMK erzeugt, die nach dem Gesetz $E = Blv$ der Kraftlinienzahl pro qcm des Feldes unter den Polen, der hintereinander geschalteten Länge l in cm und der Geschwindigkeit in cm sec proportional ist. Die Enden der Drahtschleife sind zu zwei voneinander getrennten Elementen des im vorigen Kapitel erwähnten Kommutators geführt.

Bei der angenommenen Drehrichtung findet nun im oberen Teile des Magnetfeldes ein Kraftlinienschneiden von rechts nach links, im unteren dagegen von links nach rechts statt. Durch diese Verschiedenheit in der Bewegungsrichtung ist auch eine entgegengesetzte Richtung der EMK in den beiden die Schleife bildenden Ankerdrähten bedingt. Die Richtung der EMK läßt sich nach der Faradayschen Regel wie folgt feststellen. Man denke sich so in den magnetischen Kraftlinienfluß (Nord—Süd) gestellt, daß die Kraftlinien bei den Füßen ein- und aus dem Kopf wieder heraustreten und schaue in der Bewegungsrichtung, dann ist die EMK nach dem rechten Arm gerichtet, hat also rechts das positive (+) Zeichen und links das negative (—).

Fig. 514.

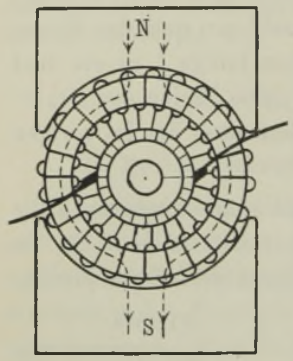


Wenden wir das auf die Figur an, so ergibt sich die eingezeichnete Pfeilrichtung als Richtung der EMK und wir erkennen, daß die beiden Schleifenhälften hintereinander geschaltet sind und ihre EMKe sich addieren. Daraus ergibt sich auch, daß ein Kollektorelement und die zugehörige Bürste positiv sind, während die anderen das negative Zeichen führen.

Bewegt sich die Schleife weiter bis zur horizontalen Lage (1 — 3), so findet in diesem Moment keine EMK-Erzeugung statt, da die Bewegung einen Augenblick lang parallel zur Kraftlinienrichtung erfolgt und die Kraftlinien dabei nicht geschnitten werden können (neutrale Zone). Im nächsten Augenblick vertauschen dann die beiden Schleifenhälften ihre Bewegungsrichtung und damit die Richtung der induzierten EMK. Der Richtungswechsel würde sich auch auf die Bürsten und

damit auf den äußeren Stromkreis ausdehnen, wenn nicht in demselben Augenblick die beiden Kommutatorelemente von einer zur anderen der beiden feststehenden Bürsten hinüberschleifen würden. Dadurch behalten die Bürsten immer dasselbe Vorzeichen und im äußeren Stromkreis fließt stets ein Strom gleicher Richtung (Gleichstrom).

Fig. 515.

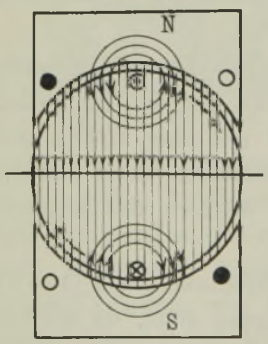


Es ist ohne weiteres klar, daß dieser so erzeugte Gleichstrom die unangenehme Eigenschaft hat, während der Wendeperiode auf den Wert Null herabzusinken (intermittierender Gleichstrom). Um das zu vermeiden, werden auf dem Anker eine große Zahl Drähte angebracht (Fig. 515), so daß sich in jeder Ankerstellung zahlreiche Drähte im Kraftlinienfelde befinden. Der Kommutator erhält dann eine entsprechende Anzahl Lamellen. Damit bekommt die gleichgerichtete EMK auch eine gleichbleibende Stärke, da nur immer die wenigen, in der neutralen Zone liegenden Drähte nicht an der Stromerzeugung teilnehmen.

11. Prinzip der Gleichstrommotoren.

Wenn auch die Gleichstrommotoren erst später eingehend behandelt werden, so muß doch das Prinzip derselben mit Rücksicht auf die im übernächsten Kapitel zu behandelnde Bürstenverschiebung schon hier besprochen werden.

Fig. 516.



Für die Generatoren galt der Satz: Durch Bewegung und Kraftlinien wird Strom erzeugt. Für die Motoren gilt: Durch Strom und Kraftlinien wird Bewegung erzeugt.

Wie diese Bewegung zustande kommt, mag an nebenstehender Fig. 516 erklärt werden: Bei den Motoren wird von irgendeiner Stromquelle Strom in den Anker und die Magneten hineingeschickt. Von den gesamten Ankerdrähten sind in der Figur wieder zwei eine Ankerschleife bildende herausgenommen. Der Motor soll nun so auf die Stromquelle (Netz) geschaltet sein, daß oben ein Nordpol und unten ein Südpol entsteht und der Strom bei der unteren Schleifenhälfte in die Zeichenebene hinein- ⊗ und aus der oberen wieder herauskommt ⊙.

Es ergibt sich nun folgendes: Die Feld- oder Magnetkraftlinien der Pole gehen von N nach S. Der untere Draht wird durch den darin fließenden Strom nach bekannter Regel von im Uhrzeigersinne verlaufenden Kraftlinien umgeben, der obere Draht dagegen im entgegengesetzten Sinne.

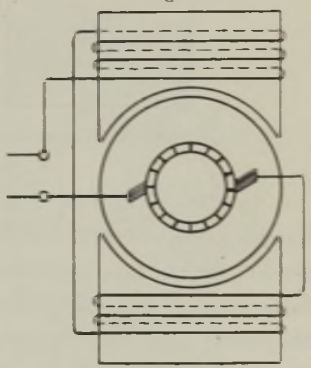
Feld- und Stromkraftlinien beeinflussen sich nun gegenseitig in der Weise, daß sie sich dort, wo sie in gleicher Richtung verlaufen, addieren, dort, wo sie sich entgegenkommen, aufheben. Es tritt also in der Figur unten rechts und oben links eine Kraftlinienverdichtung ein (magnetischer Überdruck); oben rechts und unten links dagegen eine Kraftlinienschwächung (magnetischer Niederdruck). Wie nun überall, so ergibt sich auch hier eine Bewegung von der Seite des höheren Druckes nach der Seite des niederen Druckes. Hier (Fig. 516) erhält also der obere Draht einen Antrieb nach rechts und der untere nach links. Beide Antriebe unterstützen sich also, so daß eine Rotation in der Richtung des eingezeichneten Pfeiles, also rechts herum, zustande kommt.

12. Die verschiedenen Arten der Gleichstromgeneratoren und Motoren.

Je nach der Schaltung von Anker- und Magnetwickelung zueinander unterscheidet man drei Arten von Gleichstrommaschinen.

a) Die Hauptstrom- oder Serienmaschine. Bei derselben sind Anker und Magneten hintereinander geschaltet. Anker und Magnete bilden also einen einzigen Stromkreis (vgl. Fig. 517) und werden infolgedessen auch von demselben Strom durchflossen. Da nun der Magnetisierungsstrom in der Magnetwickelung durch deren Widerstand eine nicht nutzbar zu machende Arbeit leistet (J^2R) und die Größe des Stromes durch die Maschinenleistung gegeben ist, so kann der Arbeitsverlust nur dadurch herabgemindert werden, daß der Widerstand R der Magnetwickelung möglichst klein gewählt wird. Infolgedessen ist eine Hauptstrommaschine äußerlich daran zu erkennen, daß sich auf ihren Magneten wenige, aber starke Windungen befinden. Das in den Fig. 518 und 519 gegebene Schaltungsschema läßt erkennen, daß die

Fig. 517.



Hauptstrommaschine.

Fig. 518.

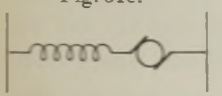
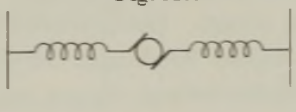


Fig. 519.

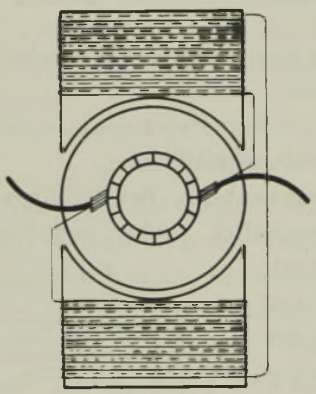


Stromabnahmestellen des Generators bzw. die Stromzuführungsstellen des Motors eine Bürste und das Ende einer Magnetwickelung, oder auch nur die Magnetwickelungsenden sein können.

b) Die Nebenschlußmaschine. Bei derselben sind Anker und Magneten parallel geschaltet. Der Magnetstromkreis wird also nicht vom Ankerstrom durchflossen. Um hier die Magnetisierungsverluste klein zu machen, wird dem Magnetstrom ein großer Widerstand in der Magnetwickelung entgegengesetzt. Die Magnetwickelung der Nebenschlußmaschine hat deshalb sehr zahlreiche, aber dünne Windungen, die von einem kleinen Strome durchflossen werden. Das Produkt aus Windungen und Amperezahl ist aber für Haupt- und Nebenschlußmaschinen für Vollast bei sonst gleichen Maschinen dasselbe.

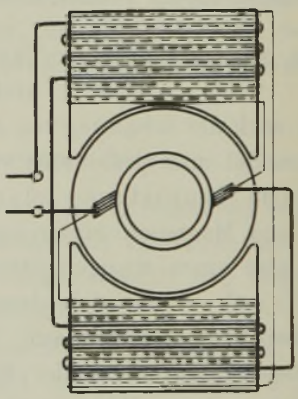
Die Stromabnahme- bzw. Zuführungsstellen sind gemäß untenstehender Fig. 520 die Bürsten der Maschine.

Fig. 520.



Nebenschlußmaschine.

Fig. 521.



Verbundmaschine.

c) Die Verbundmaschine. Dieselbe stellt eine Vereinigung von Haupt- und Nebenschlußmaschine dar. Die Magneten werden also sowohl durch den Ankerstrom, als auch durch einen parallel zu diesem fließenden Nebenschlußstrom erregt. Entsprechend finden wir auf den Magneten eine aus wenigen dicken Windungen bestehende Hauptstromwickelung und eine Nebenschlußwickelung, die aus zahlreichen schwachen Windungen gebildet ist.

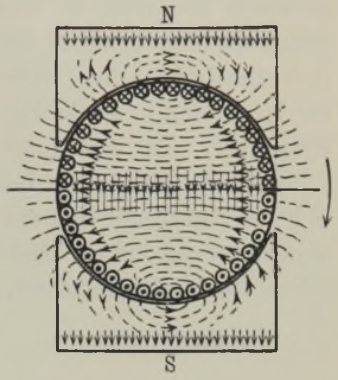
Die Stromabnahme- bzw. Zuführungsstellen gehen aus obenstehender Fig. 521 hervor.

Der Anker ist für alle drei Maschinenarten derselbe. Der Zweck der verschiedenen Schaltungsarten wird später erläutert.

13. Das Ankerfeld, Feldverzerrung und Bürstenverschiebung.

In Fig. 522 ist ein Gleichstromgenerator skizziert, dessen mit zahlreichen Windungen bewickelter Anker mechanisch rechts herumgedreht werden soll. Mit Hilfe der Faradayschen Regel wurde die Richtung der induzierten Ströme festgestellt und entsprechend eingezeichnet. In alle Drähte oberhalb des horizontalen Durchmessers (mathematische neutrale Zone) fließt der Strom in die Papierebene hinein, bei den Drähten unterhalb dieser Zone kommt er heraus. Die alle Drähte umfließenden Stromkraftlinien setzen sich gemäß Fig. 522 zu einem Gesamtfelde, dem sogenannten Ankerfelde zusammen, das senkrecht auf dem Magnetfeld (N—S) steht.

Fig. 522.



Die Ankerfeldlinien addieren sich teils zu den Magnetfeldlinien, teilweise subtrahieren sie sich. Infolgedessen entsteht gemäß Fig. 523 ein verzerrtes resultierendes Feld, dessen Achse gegenüber derjenigen des ursprünglichen Magnetfeldes verschoben ist. Um denselben Winkel verdreht sich aber auch die neutrale Zone aus der horizontalen Lage nach rechts. Damit müssen aber auch die Bürsten nach rechts verschoben werden. Die Bürstenverschiebung findet also bei Generatoren in der Drehrichtung statt.

Fig. 523.

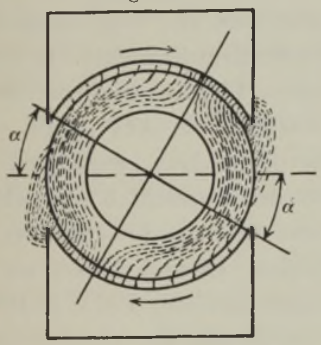
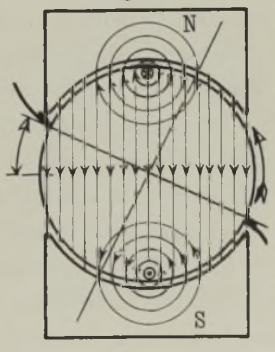


Fig. 524.



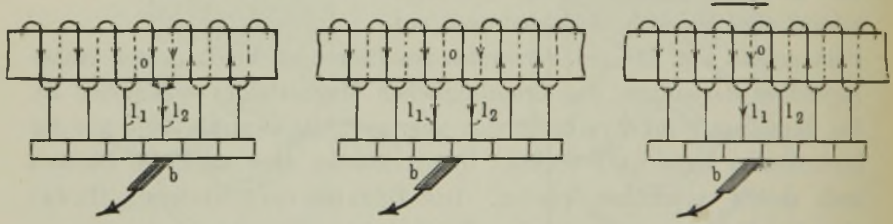
Es ist selbstverständlich, daß die Bürsten um so weiter verschoben werden müssen, je stärker der Anker belastet wird, da mit zunehmendem Strom das Ankerfeld und damit auch die Feldverzerrung wächst.

Zeichnen wir dieselbe Figur für den Gleichstrommotor und nehmen an, daß Magneten und Anker genau so vom Strom durchflossen werden,

wie beim Generator (Fig. 524), so ergibt sich dieselbe Feldverzerrung und dieselbe Bürstenverschiebung. Stellen wir nun aber nach bekannter Regel die Drehrichtung des Motors fest, so erkennen wir: Die Bürstenverschiebung erfolgt bei Motoren in dem der Drehrichtung entgegengesetzten Sinne.

Lassen wir nun die Bürsten an den eben fixierten Stellen stehen, so würde hier doch ein Feuern an ihnen auftreten, obwohl Feldkraftlinien von den Drähten, die an diesen Stellen gerade mit den Bürsten in Verbindung stehen, nicht geschnitten werden. Um den Grund hierfür zu erläutern, ist in Fig. 525 bis 527 ein Teil des früher skizzierten Ringankers mit Kommutator und Bürsten dargestellt. Die Bürsten sollen in der durch die Feldzerrung bedingten Lage stehen, während sich der Anker mit Kommutator an ihnen vorbei bewegt. Es sind drei Momente festgehalten. Bei Fig. 525 befindet sich die Bürste gerade auf einem Kommutatorelement, zu welchem der Strom von beiden Seiten

Fig. 525. Fig. 526. Fig. 527.



aus der Ankerwickelung hinfließt. Die beiden rechts und links von der neutralen Zone liegenden Ankerwindungen sind also vom Strom durchflossen und bilden ein Solenoid mit eigenem Kraftlinienfeld. In Fig. 526 gleitet die Bürste gerade auf das nächste Element hinüber; dadurch wird die beide Kommutatorelemente verbindende Ankerspule *o* kurz geschlossen, und die beiden Teilströme des Ankers gehen jetzt durch Leitung l_1 und l_2 in die Bürste. Durch den Kurzschluß wird aber die Spule stromlos. Beim Verschwinden des Stromes verschwinden aber auch die die Spule umgebenden Kraftlinien. Hierbei müssen sie durch die Spule hindurchschneiden und erzeugen dort eine EMK (EMK der Selbstinduktion), deren Größe von der Anzahl der verschwindenden Kraftlinien, also auch von der Größe des Ankerstromes abhängig ist. Diese EMK sendet einen Ausgleichstrom vom einen Kommutatorelement zum anderen durch die kurzschließende Bürste. Der Strom findet also nirgends einen nennenswerten Widerstand, so daß er an keiner Stelle hohe Wärmegrade erzeugen kann.

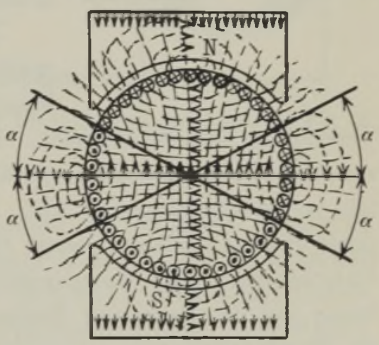
Anders liegt der Fall der Fig. 527. Hier hat der weiter rotierende Kommutator den vorher bestehenden Kurzschluß gerade wieder aufgehoben. Die vorher stromlose Spule wird dadurch plötzlich wieder unter die volle Stromstärke gesetzt. Das dabei entstehende Kraftlinienfeld schneidet wieder durch die Spule und es entsteht abermals eine EMK der Selbstinduktion, deren Strom sich diesmal aber der große Widerstand der Luft zwischen Element und ablaufender Bürstenspitze entgegensetzt. Die überspringenden Funken sind mit einer für den Kommutator sehr schädlichen Wärmeentwickelung verbunden.

Um nun dieses Funken zu vermeiden, müssen die Bürsten aus der neutralen Zone noch weiter verschoben werden, so daß die kommutierende Spule in das aktive Magnetfeld rückt, also am Kraftlinienschneiden teilnimmt. Die so von außen in der Spule erzeugte EMK ist der EMK der Selbstinduktion entgegengerichtet und sucht sie aufzuheben. Das Verschieben der Bürsten wegen des Funkens erfolgt eben bei Generatoren in der Drehrichtung, bei Motoren entgegengesetzt. Die Größe der notwendigen Verschiebung ist ebenfalls von der Belastung abhängig.

14. Ankergegenfeld und Ankerquerfeld.

Durch die Verschiebung der Bürsten aus der mathematischen neutralen Zone bekommt das Ankerfeld in seiner Gesamtheit eine schräge Lage. Da die Stromrichtungsänderung eben unter den Bürsten stattfindet, werden alle Drähte oberhalb der Bürstenverbindungslinie im entgegengesetzten Sinne vom Strom durchflossen wie unterhalb derselben (Fig. 528). Dieses Gesamtankerfeld läßt sich nun in zwei komponierende Einzelfelder zerlegen, die wir uns durch zwei Ankerwindungsgruppen erzeugt denken. Das eine Teilfeld wird durch die Drähte im doppelten Bürstenverschiebungswinkel α hervorgerufen und ist gemäß der Fig. 528 dem Magnetfeld entgegengesetzt (Ankergegenfeld). Dieses Feld wirkt direkt schwächend auf das Magnetfeld und bewirkt, daß auf den Magneten mehr Amperewindungen, als zur Hervorbringung des für die EMK notwendigen Feldes erforderlich, untergebracht werden müssen.

Fig. 528.



Das zweite Teilfeld steht zum Magnetfeld senkrecht (Ankerquerfeld); wir wollen es als eigentliche Ursache der Feldverzerrung ansehen.

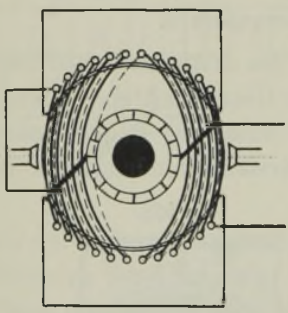
Die Fig. 528 läßt ohne weiteres erkennen, daß das Gegenfeld um so größer wird, je größer die Bürstenverschiebung ist; entsprechend stärker wird auch die Schwächung des Magnetfeldes.

15. Wendepol- und kompensierte Maschinen.

Um das besonders bei stark wechselnder Belastung lästige häufige Verschieben der Bürsten zu vermeiden, setzt man den kommutierenden Spulen Hilfs- oder Wendepole gegenüber, die vom Ankerstrom magnetisiert werden und das zur Aufhebung der EMK_S der kommutierenden Spule notwendige Feld hervorrufen (vgl. Fig. 513, S. 312). Daß diese Wendepole vom Hauptstrom umflossen werden müssen, ergibt sich daraus, daß die EMK_S, wie schon bemerkt, in ihrer Größe vom Ankerstrom abhängig ist. Bei Motoren, die betriebsmäßig reversierbar sind, sind ebenfalls Wendepole am Platze.

Aus dem früher festgestellten Verschiebungssinn der Bürsten bei Generatoren und Motoren erhellt nun, daß im Sinne der Drehrichtung bei Generatoren einem Feldnordpol ein Wendenordpol vorhergehen, bei Motoren dagegen ein solcher folgen muß.

Fig. 529.



Durch die Wendepole wird das Funken an den Bürsten in zulässigen Grenzen gehalten, so daß nach Einstellen der Bürsten ein weiteres Verschieben im Betriebe nicht notwendig ist.

Eine vollkommene Lösung der Kommutierungsfrage bilden allerdings erst die Maschinen mit Kompensationswickelung in Verbindung mit Wendepolen. Die am Magnetgehäuse untergebrachte, vom Hauptstrom durchflossene Kompensationswickelung hebt das Ankerfeld in seiner Gesamtheit auf. Der in der Mitte eines Kompensationspoles liegende Hilfspol sorgt für das Wendefeld. In Fig. 529 ist die Unterbringung des Kompensationsfeldes schematisch angedeutet. In bezug auf die Folge von Magnet- und Kompensationsfeld gilt das für die Wendepolmaschinen Gesagte.

16. Die elektromotorische Gegenkraft des Motors.

Ein Rechenbeispiel diene der Begriffserläuterung. Ein Motor von 10 PS liegt an einer Netzspannung von $\mathcal{A} = 500$ Volt. Der Ankerwiderstand sei $r_a = 0{,}5\ \Omega$. Der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$.

Dann ist der Energiebedarf in Watt $\frac{10.736}{0{,}8} = 9200 = EJ$. Die Stromstärke ergibt sich dann zu:

$$J = \frac{EJ}{E} = \frac{9200}{500} = 18{,}4 \text{ Amp.}$$

Wollte man fälschlich den Strombedarf nach dem Ohmschen Gesetz ausrechnen, so würde sich ergeben:

$$J = \frac{E}{r_a} = \frac{500}{0{,}5} = 1000 \text{ Amp.}$$

Der hierin liegende Widerspruch löst sich in einfacher Weise: Bei der Rotation schneiden die Drähte des Motorankers genau so wie die des Generatorankers durch die Kraftlinien der Magneten. Und genau so wird hier nach dem Gesetz $E = v.l.B$ eine EMK erzeugt, die der Netzspannung (Klemmenspannung des Motors) entgegengesetzt[1]) gerichtet ist und die fast ebenso groß ist wie dieselbe. Die Differenz zwischen der Klemmenspannung Δ und der gegenelektromotorischen Kraft E ist der Ohmsche Spannungsabfall im Anker $J.r_a$. In unserem Falle ist derselbe $18{,}4 . 0{,}5 = 9{,}2$ Volt.

Die gegenelektromotorische Kraft ist also:

$$E = \Delta\, J.r_a = 500 - 9{,}2 = 490{,}8 \text{ Volt.}$$

Da der Ohmsche Widerstand der Maschine stets sehr klein ist, können wir annähernd $\Delta = E$ setzen. Klar ist jedoch, daß die Differenz $J.r_a$ bei ein und demselben Motor um so größer ist, je stärker der Motor belastet ist, d. h. je größer J ist.

17. Die Tourenzahl der Gleichstrommotoren.

Lösen wir die Gleichung $E = vlB$ nach v auf, so erhalten wir in

$$v = \frac{E}{lB}$$

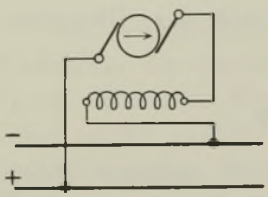
ein Fundamentalgesetz für die Elektromotoren. Dasselbe lautet in Worten: Die Umfangsgeschwindigkeit des Ankers und damit die Tourenzahl des Motors ist der (gegenelektromotorischen Kraft $\simeq$) Klemmenspannung des Motors direkt, der Feldstärke B und der hintereinander geschalteten Drahtlänge umgekehrt proportional.

Die einfache Gleichung gibt uns über das Verhalten der Gleichstrommotoren in bezug auf die Tourenzahl vollständig ausreichende Auskunft.

[1]) Die Richtigkeit erhellt aus dem Gesetz von der Erhaltung der Energie.

a) Hauptstrommotor. Verfolgen wir in der nebenstehenden Fig. 530 den Stromverlauf: Der Motor ist der aus dem Netz Strom empfangende Teil. Der Strom geht von der +-Leitung des Netzes in die +-Klemme des Motors hinein, durchläuft nacheinander Anker und Magneten und kehrt in die —-Leitung des Netzes zurück. Der Erregerstrom ist wie beim Hauptstromgenerator mit dem Ankerstrom (Belastungsstrom) identisch. Daraus ergibt sich folgendes: Ist der Belastungsstrom groß, so ist auch der Magnetstrom groß, folglich auch die Induktion B. Ist dagegen der Motor schwach belastet, so wird damit auch Anker- und Magnetstrom, also auch das Feld schwach. Ist der Motor unbelastet, so würde für einen verlustlos arbeitenden Motor Ankerstrom und damit auch Magnetstrom und Magnetismus verschwinden.

Fig. 530.



Drücken wir nun die drei Belastungszustände durch die mathematische Formel aus:

1. Stark belasteter Hauptstrommotor:

$$v = \frac{E}{l.B} = \frac{\text{Konstante}}{\text{Konstante} \times B} \; (B \text{ sehr groß}).$$

Der Wert des Bruches ist klein, da der Nenner groß ist. v wird also einen kleinen Wert erhalten.

2. Motor mit normaler Vollast:

$$v = \frac{E}{l.B} = \frac{\text{Konstante}}{\text{Konstante} \times B} \; (B \text{ normal}).$$

Daraus ergibt sich für v ein mittlerer Wert für Vollast.

3. Unbelasteter Hauptstrommotor:

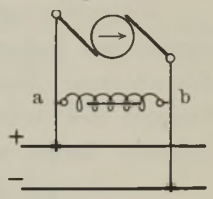
$$v = \frac{E}{l.B} = \frac{\text{Konstante}}{\text{Konstante} \times B} \; (B = 0),$$

für diesen Fall ergibt sich also für v der Wert ∞. Da der Motor nicht reibungslos ist, werden J und B niemals Null und auch nicht $v = \infty$ werden können. Praktisch folgt aus den Erläuterungen: Die Tourenzahl des Hauptstrommotors sinkt mit zunehmender Belastung, der unbelastete Hauptstrommotor geht durch, d. h. er nimmt eine gefährliche Tourenzahl an.

b) Der Nebenschlußmotor. Verfolgen wir in der nebenstehenden Fig. 531 zunächst wieder den Stromverlauf: Aus der Plusseite des Netzes tritt der Strom in die Zuleitung zum Motor. An der Stelle a teilt er

sich in den Magnetisierungs- und Ankerstrom. Im Punkt b vereinigen sich beide Teilströme wieder und gehen gemeinsam in die Minusseite des Netzes zurück. Der Magnetisierungsstrom ist also vom Ankerstrom, d. h. vom Belastungsstrom vollständig unabhängig. Die Magnetwickelung liegt an der konstanten Netzspannung, und da auch der Magnetwickelungswiderstand konstant ist, muß auch der Magnetisierungsstrom und damit die Feldstärke B konstant sein. Infolgedessen wird für den Nebenschlußmotor

Fig. 531.

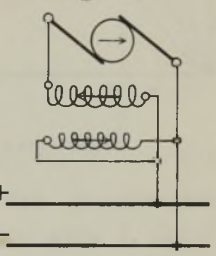


$$v = \frac{E}{l \,.\, B} = \frac{\sim \text{Konstante}}{\text{Konstante} \times \sim \text{Konstante}} \simeq \text{Konstante}.$$

Die Tourenzahl des Nebenschlußmotors ist also von der Belastung nahezu unabhängig.

c) Der Verbundmotor (Fig. 532). Die Hauptstromwickelung des Verbundmotors wird vom Ankerstrom durchflossen. Die Nebenschlußwickelung liegt wie beim Nebenschlußmotor an der konstanten Netzspannung. Aus der letzten Tatsache ergibt sich, daß der Verbundmotor keine gefährliche Tourenzahl annehmen kann, da stets das vom Nebenschluß erzeugte Feld vorhanden ist. Es lassen sich nun zwei Fälle unterscheiden:

Fig. 532.



1. Die Hauptstromwickelung verstärkt bei wachsender Belastung das Feld. Dabei ist die Forderung selbstverständlich, daß Haupt- und Nebenschlußstrom die Magneten in demselben Sinne umfließen. Infolgedessen wird für den so geschalteten Verbundmotor wie beim Hauptstrommotor ein mit wachsender Belastung steigender Tourenabfall zu konstatieren sein.
2. Der Hauptstrom umfließt die Magneten in entgegengesetzter Richtung wie der Nebenschlußstrom. Die dadurch mit wachsender Belastung hervorgerufene Feldschwächung würde im allgemeinen eine Tourenerhöhung zur Folge haben. Die letzte Schaltung wird jedoch dazu benutzt, um eine völlig konstante Tourenzahl zwischen den Belastungsgrenzen des Motors zu erhalten. Die Hauptstromwickelung wird so dimensioniert, daß der Quotient $v = \frac{E}{lB}$ genau eine Konstante wird.

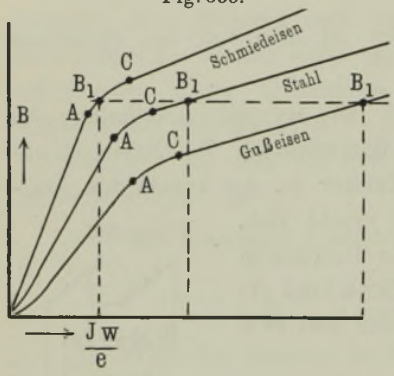
Wie ja im vorigen Abschnitt erläutert wurde, ist E nicht völlig unveränderlich, sondern nimmt mit wachsender Belastung um den Betrag

des Ankerspannungsabfalles ab. Sorgt man nun dafür, daß B in demselben Maße kleiner wird, so wird damit die gewünschte Tourenkonstanz erreicht.

18. Die Zugkraft der Gleichstrommotoren (Drehmoment).

Wenn wir irgend ein Material, Gußeisen, Schmiedeeisen, Stahl oder dergleichen dadurch magnetisieren, daß wir dasselbe in eine stromdurchflossene Spule hineinbringen und dann die Magnetisierung durch Steigern des Stromes anwachsen lassen, so wird nach Fig. 533 anfangs zwischen Strom und Magnetismus nahezu Proportionalität herrschen. Dann wird ziemlich plötzlich eine bedeutend geringere Zunahme des Magnetismus bei wachsendem Strom erfolgen. Man sagt: Das Eisen ist gesättigt. Die Fig. 533 zeigt also die Magnetisierungslinien, d. i. Abhängigkeit des Magnetismus vom Magnetisierungsstrom für verschiedene Eisensorten.

Fig. 533.



Magnetisierungslinien.

Mit Rücksicht auf die Magnetisierungsverluste einerseits und auf die elektrische Stabilität andererseits wird normal das Motoreisen so stark magnetisiert, daß die Magnetisierungsstärke gleich rechts hinter dem Knick A etwa in C auf der Kurve liegt, so daß weder bei geringer Abnahme noch Zunahme des Magnetisierungsstromes die Kraftlinienzahl stark sinken bzw. steigen kann.

Wenden wir nun das früher aufgestellte Gesetz

$$f = l.J.B^{1})$$

auf die verschiedenen Gleichstrommotoren an, so ergibt sich für

a) den Hauptstrommotor: Es sei J der normale Vollaststrom und B die normale Feldstärke, dann ist auch f die normale Zugkraft und fR (R = Ankerradius) das normale Drehmoment M_d des Motors. Gestatten wir nun, daß der Motor beim Anlassen die doppelte Vollaststromstärke aufnimmt, so wird, da ja beim Hauptstrommotor Anker- und Magnetstrom ein und dasselbe sind, auch der Magnetstrom um

---

[1]) l bedeutet in dieser Gleichung die gesamten im Bereich der Kraftlinien liegenden (induzierten) Leiter.

100 Proz. anwachsen. Würde nun zwischen Strom und Magnetisierung Proportionalität herrschen, so würde man für den Anlauf des Motors bekommen:

die Anzugskraft . . . . . $f_a = l.2J.2B = 4f$,
das Anlaufdrehmoment . . $M_{d_a} = 4f.R = 4M_d$.

Da nun aber bei Normallast das Eisen des Motors bereits gesättigt ist, wird bei normalen Motoren bei doppeltem Vollaststrom als Anlaßstromstärke die Feldstärke um etwa 50 Proz. wachsen.

Wir bekommen infolgedessen

die Anzugskraft . . . . . $f_a = l2J.1{,}5B = 3f$,
das Anlaufdrehmoment . . $M_{d_a} = 3fR = 3M_d$.

b) Für den Nebenschlußmotor liegen die Verhältnisse durchaus einfach. Da der Nebenschlußstromkreis vom Ankerstrom unabhängig ist, herrscht zwischen Belastungsstrom und Zugkraft bzw. Drehmoment des Motors Proportionalität.

Wir bekommen also unter der Annahme des doppelten Vollaststromes als Anlaßstromstärke:

die Anzugskraft . . . . . $f_a = l2JB = 2f$,
das Anlaufdrehmoment . . $M_{d_a} = 2fR = 2M_d$.

Die Anzugskraft des Hauptstrommotors ist also unter gleichen Bedingungen der Anzugskraft des Nebenschlußmotors um 50 Proz. überlegen.

c) Beim Verbundmotor wird die Anzugsstärke bzw. das Anzugsmoment die normale Zugkraft bzw. das normale Drehmoment ganz in dem Maße übersteigen, wie der Anlaufstrom den normalen Vollaststrom überschreitet und wie die magnetisierende Kraft der Hauptstromspule die Gesamtmagnetisierung erhöht. Der Einfluß auf die Magnetisierung kann ganz nach Bedarf gewählt werden. Der Compoundmotor kann also den Hauptstrommotor in bezug auf Anlaufdrehmoment und Zugkraft erreichen oder auch übertreffen. Die vorhandene Nebenschlußwickelung hat in einem solchen Falle den Motor lediglich vor dem Durchgehen bei Entlastung zu schützen.

Ist die Hauptstromwickelung der Nebenschlußwickelung entgegenwirkend, so wird die Zugkraft bzw. das Drehmoment des Motors bei größer werdender Belastung wachsen, gleichbleiben oder sinken, je nachdem das Anwachsen von $J \lessgtr$ Sinken von B ist.

19. Die Leistung des Motors[1]).

Bedeuten

P die zu hebende Last oder den zu überwindenden Bewegungswiderstand in kg,

v die Hubgeschwindigkeit bzw. die Fahrgeschwindigkeit in m/sec,

Q die gesamten zu beschleunigenden oder zu verzögernden, auf den Lastweg bezogenen Gewichte in kg,

g die Erdbeschleunigung in m/sec² (= 9,81),

η den Wirkungsgrad des Getriebes,

ω die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Massen und

GD^2 das Schwungmoment der rotierenden Massen,

so drückt sich die in jedem Augenblick abzugebende Leistung L des Motors durch die Formel

$$L = \frac{P.v}{75.\eta} \pm \left[\sum\left(\frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{d\omega}{dt} \frac{\omega}{75}\right) + \frac{Q}{g} \frac{dv}{dt} \frac{v}{75}\right] \text{PS}$$

aus, worin das +-Zeichen für die Periode der Beschleunigung, das —-Zeichen für die Bremszeit gilt.

Für den Beharrungszustand (ω und v = Konstante) wird der Klammerausdruck gleich Null; er übt jedoch, wie sich leicht denken läßt, einen wesentlichen Einfluß aus auf die Bemessung des Motors in mechanischer Hinsicht.

Die Größe $L = \frac{P.v}{75.\eta}$ wird als Leistung des Motors bezeichnet, und zwar muß nach den Vorschriften des V. D. E. diese Leistung von einem Kranmotor eine Stunde lang vom kalten Zustand aus abgegeben werden können, ohne daß zu große Erwärmung eintritt.

Die elektrische Leistung des Motors drückt sich durch

$$L = \frac{EJ.\eta}{736}$$

aus, woraus sich die Stromstärke als

$$J = \frac{L.736}{\eta.E}$$

ergibt.

Beispiel: $L = 100$ PS, $\eta = 0{,}85$, $E = 500$,

$$J = \frac{100.736}{0{,}85.500} = 173 \text{ Amp.}$$

---

[1]) Über Stunden- und Stromleistung ist später in einem besonderen Abschnitt noch die Rede.

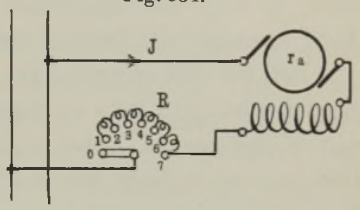
20. Die Tourenregulierung von Gleichstrommotoren.

Die Diskussion der Gleichung $v = \frac{E}{lB}$ gibt uns drei Möglichkeiten an die Hand, die Tourenzahl des Gleichstrommotors zu verändern.

1. Durch Veränderung der gegenelektromotorischen Kraft E. Dieselbe wird dadurch erreicht, daß man dem Anker einen Widerstand R vorschaltet, der bei Stromaufnahme einen Teil der Netzspannung abdrosselt (Fig. 534). Die Netzspannung zerfällt dann in die drei Teile E, Jr_a, JR, so daß

$$\mathcal{A} = E + Jr_a + JR.$$

Fig. 534.



Die im Vorschaltwiderstand R geleistete Stromarbeit ist J^2R und geht nutzlos verloren, weshalb man sich zur Anwendung dieser Reguliermethode nur selten entschließen wird. Ohnehin gestattet das Vorschalten eines Widerstandes vor den Anker bei konstanter Netzspannung nur eine Regulierung der Tourenzahl nach unten.

2. Durch Veränderung der Feldstärke B. Diese Art der Regulierung gestattet, die Tourenzahl eines Motors in weiten Grenzen mit sehr geringen Verlusten zu verändern. Der Regulierungswiderstand (NR) liegt, wie Fig. 535 zeigt, im Nebenschlußstromkreis vor den Magneten. Je nachdem Widerstand ein- oder ausgeschaltet wird, wird der Magnetismus geschwächt oder verstärkt und damit nach Gleichung $v = \frac{E}{lB}$ die Tourenzahl erhöht oder vermindert. Die im Regulierwiderstand des Nebenschlußmotors verlorengehende Arbeit ist gering, da der Erregerstrom ebenfalls klein ist. Selbstverständlich liegt auch die Möglichkeit vor, den Magnetismus von Haupt- und Verbundmotoren in ähnlicher Weise zu regulieren. Die Schaltung des Widerstandes bei dem Compoundmotor zeigt die Fig. 536, sie entspricht völlig der Schaltung beim Nebenschlußmotor (Fig. 525). Auch der Hauptstrommotor kann mit einem Regulierwiderstand parallel zu der Magnetwickelung versehen werden. Im allgemeinen

Fig. 535.

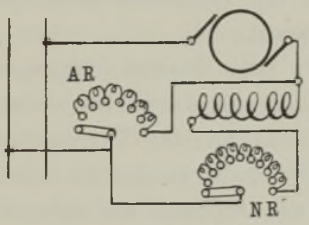
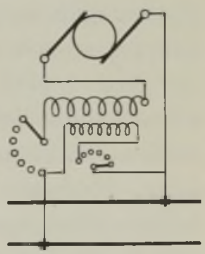


Fig. 536.



wird jedoch bei Verbund- und Hauptstrommotoren ein Nebenschlußwiderstand nur zum einmaligen Einstellen der Motoren auf eine bestimmte Tourenzahl vorhanden sein, aber nicht für Dauerregulierung wie beim Nebenschlußmotor.

Nach den Erörterungen über das Ankergegenfeld ist uns noch ein zweites Mittel an die Hand gegeben, die Tourenzahl zu variieren; das ist die Bürstenverstellung. Da mit zunehmender Bürstenverstellung aus der mathematisch neutralen Zone das Ankergegenfeld vergrößert wird, so wird das Magnetfeld mehr und mehr geschwächt und damit die Tourenzahl des Motors höher und höher.

Bei der Höherregulierung der Touren durch einen Nebenschlußregulator hat man stets im Auge zu behalten, daß der Motor bei gleicher Stromaufnahme, d. i. bei gleicher Leistung in demselben Maße am Drehmoment einbüßt, wie die Feldstärke abnimmt. Auch ein anderer Gesichtspunkt ist besonders bei Motoren ohne Wendepole noch maßgebend. Je schwächer nämlich das Feld, um so stärker wird das Feuern an den Bürsten, da die zur Kommutation nötigen Kraftlinien nicht vorhanden sind. Ein Vorteil der Wendepolmotoren ist mithin auch der, daß die Tourenregulierung ohne Schaden in viel weiteren Grenzen erfolgen kann wie beim gewöhnlichen Motor.

3. Die dritte Möglichkeit der Änderung von v liegt darin, die hintereinander geschaltete Länge der Drähte l zu verändern. Das kann z. B. dadurch geschehen, daß auf dem Anker zwei Wickelungen und zwei Kommutatoren angeordnet werden, so daß die Umlaufsänderung durch Umschaltung erfolgt. Diese an sich teuere und umständliche Methode wird heute schon deshalb nicht mehr ausgeführt, weil sich Tourenregulierungen im Verhältnis 1 : 6 mit Wendepolmotoren ohne weiteres erreichen lassen.

Zum Schluß sei noch darauf hingewiesen, daß man bei stark schwankender Netzspannung, wie sie bei schweren Betrieben (z. B. Walzwerken, Straßenbahnen) an der Tagesordnung sind, dennoch, wenn nötig, konstante oder doch annähernd konstante Umlaufszahlen erreichen kann, wenn man Motoren mit schwachem Feld wählt, bei denen sich B also proportional der Spannung ändert. Selbstverständlich sind diese Motoren von vornherein etwas größer und deshalb teurer.

21. Das Anlassen von Gleichstrommotoren.

Das Ohmsche Gesetz hat übrigens seine Gültigkeit für den in Ruhe befindlichen Motor. Wollte man also den früher erwähnten 10 PS-Motor ohne weiteres an ein Netz von 500 Volt Spannung legen,

so würde durch denselben bei einem Ankerwiderstand $r_a = 0{,}5\ \Omega$ ein Strom

$$J = \frac{E}{r_a} = \frac{500}{0{,}5} = 1000 \text{ Amp.}$$

fließen. Der Vollaststrom des Motors beträgt nach früher 18,4 Amp. Darf dem Motor ein Anlaufstrom von dem 2,5-fachen des Vollaststromes, also 46 Amp. zugeführt werden, so muß der Gesamtwiderstand des Stromkreises beim Anlauf

$$R = \frac{E}{J} = \frac{500}{46} = 10{,}87\ \Omega$$

sein. Dem Motoranker muß also ein Widerstand R_v von der Größe $R - r_a = 10{,}87 - 0{,}5 = 10{,}37\ \Omega$ vorgeschaltet werden. Der Motor wird nun anlaufen. Durch die dabei entwickelte gegenelektromotorische Kraft wird der Anlaufstrom so lange verringert, bis der Motor eine konstante Tourenzahl erreicht hat, die der Größe seiner Belastung und der ihm infolge des Anlaßwiderstandes aufgedrückten geringeren Spannung entspricht. Nachdem der Motor auf konstante Touren gekommen ist, kann ein Teil des Anlaßwiderstandes abgeschaltet werden, der Widerstand ist dazu in mehrere Stufen unterteilt (Fig. 534). Da der Gesamtwiderstand des Stromkreises dadurch geringer wird, bekommt der Motor wieder einen Stromstoß. Die überschüssige Energie wird wiederum zur Beschleunigung des Ankers ausgenutzt. Ist wieder eine Tourenkonstanz und damit die der Belastung und dem vorgeschalteten Widerstand entsprechende größte gegenelektromotorische Kraft erreicht, so kann mit der Anlaßkurbel wieder ein Kontakt weiter gegangen werden, bis schließlich der gesamte Anlaßwiderstand aus dem Stromkreis ausgeschaltet ist.

Bei dem Übergang von einem Kontakt auf den anderen soll der Stromstoß die Anlaufsstromstärke nicht überschreiten. Aus dem Grunde sind die Anlaßwiderstände genau abgestuft. Bei der Abstufung spielen zulässige Ankerstromstärke, Anzahl der Stufen und Anker- bzw. Anker- + Magnetwiderstand eine Rolle. Daraus ergibt sich ohne weiteres, daß nicht zu einem beliebigen Motor irgend ein Widerstand genommen werden kann, der nicht für ihn berechnet ist. Es ist der reine Zufall, wenn sich bei einer solchen fehlerhaften, durchaus zu verwerfenden Wahl von Anlassern gesunde Anlaufsverhältnisse ergeben. Besonders empfindlich sind in dieser Beziehung die Nebenschlußmotoren, weniger die Hauptstrom- und Verbundmotoren. Letztere beiden Arten erhöhen bei zu großem Anlaßstrom auch zugleich ihre Feldstärke, so daß schneller als bei den Nebenschlußmotoren eine größere gegenelektromotorische Kraft erzeugt wird.

Auch mit dem richtig abgestuften Anlasser kann dem Motor in der Anlaßperiode ein zu großer Strom zugeführt werden; nämlich dann, wenn man weiter schaltet, bevor die vorhin erwähnten konstanten Umlaufszahlen erreicht sind. Es gilt deshalb die Regel: Langsam einschalten!

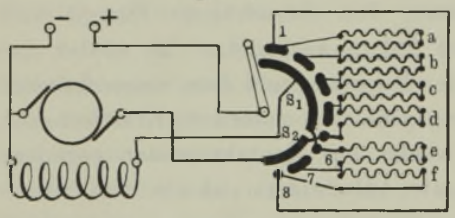
Beim Ausschalten unter Vollast dagegen muß rasch mit der Kurbel zurückgegangen werden, da sonst die Anlaßwiderstände sich zu stark erhitzen bzw. verbrennen würden. Also: Rasch ausschalten!

22. Regulieranlasser und Anlasser mit Regulator.

Regulieranlasser sind solche, welche die Tourenzahl im Hauptstromkreise des Motors dauernd regulieren. Sie müssen aus diesem Grunde dauernd den Belastungsstrom aushalten können, ohne sich übermäßig zu erwärmen. Die einzelnen Stufen bestehen deshalb aus Elementen von großem Querschnitt und großer Oberfläche (Wärmeabfuhr).

Um die Tourenzahl über die normale zu erhöhen, wird bei Nebenschlußmotoren, wie schon gesagt, in den Magnetstromkreis ein Regulierwiderstand eingebaut, der ebenso wie der Anlaßwiderstand in Stufen unterteilt ist. Dieser Regulator wird in den weitaus meisten Fällen mit dem Anlasser gemäß Fig. 537 zusammengebaut. Der Zusammenbau soll verhindern, daß der Ankerstromkreis geschlossen werden kann, ohne daß die Felderregung vorhanden ist. Ein solches verkehrtes Einschalten würde zum Verbrennen des Ankers führen, da derselbe ohne Feld nicht anlaufen, also auch keine gegenelektromotorische Kraft entwickeln kann. Beim Verfolgen der Fig. 537 erkennen wir, daß der Ankerstrom den gesamten Anlaßwiderstand durchfließen muß, wenn die Kurbel auf Kontakt 1 steht, während der Erregerstrom nur den Weg über die starke Gleitschiene in die Magnetwickelung zu nehmen hat. Verläßt die Kurbel nach rechts die erste linke Gleitschiene, so bleibt bei weiterer Bewegung nach rechts der Anker ohne Anlaßwiderstand am Netz liegen, während den Magneten der zur Umlaufserhöhung notwendige Widerstand vorgeschaltet wird.

Fig. 537.



Ein rasches Hinübergleiten vom ersten zum letzten Regulatorkontakt ist zu vermeiden, da die plötzliche Feldschwächung eine Verringerung der gegenelektromotorischen Kraft hervorruft, was einen

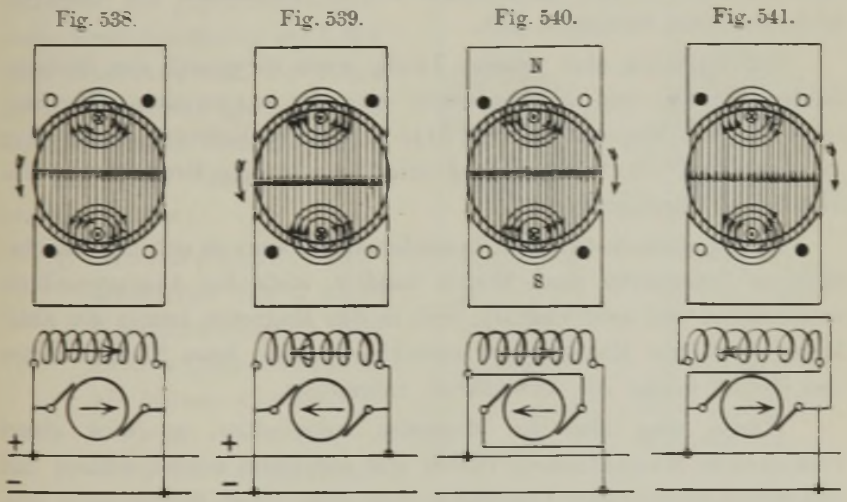
starken Ankerstromstoß zur Folge hat. Ein rasches Zurückschalten, d. h. eine plötzliche Feldverstärkung schadet dagegen nichts, der Motor wird dann, wie wir später sehen, unter Umständen als Generator laufen, bzw. weniger Strom aufnehmen, bis er auf die der Last entsprechende Umlaufszahl zurückgegangen ist.

Die in der Fig. 537 gezeichnete Verbindungsleitung *a* hat den Zweck, der beim Ausschalten des Motors in der Magnetwickelung entstehenden EMK der Selbstinduktion einen Ausgleichsweg zu schaffen. Diese EMK wird hervorgerufen durch das Schneiden der verschwindenden Kraftlinien beim Ausschalten des Erregerstromes. Sie kann besonders bei größeren Maschinen die Netzspannung um ein beträchtliches Vielfaches übersteigen und sich dann bei fehlender Ausgleichsleitung einen Weg durch die Drahtisolation suchen, d. h. die Wickelung zerstören.

23. Die Drehrichtung der Gleichstrommotoren.

Eine große Anzahl von Maschinen verlangen, daß ihre Motoren rechts und links herumlaufen (Krane, Straßenbahnen, Rollgänge usw.).

Es sollen nun die für alle Motoren gültigen Umschaltbedingungen an einem Nebenschlußmotor studiert und alle möglichen Umschaltungen vorgenommen werden, um die Verhältnisse klar überblicken zu können.



Drehrichtung der Gleichstrommotoren.

In der Figurenreihe 538 bis 541 sind jedesmal zwei übereinanderstehende Zeichnungen zusammengehörig. Die Stromrichtung in den oberen Teilfiguren sind willkürlich gewählt, während die Stromrichtung in den unteren Schemen der oberen entsprechen muß.

In Fig. 538 tritt der Motorstrom aus dem +-Netz an die +-Bürste des Motors und verzweigt sich hier in den Anker- und Nebenschlußstrom, so daß sowohl Anker- wie Magnetwickelung von links nach rechts vom Strome durchflossen werden. Dieser Strom soll nun in Fig. 538 oben einen Nordpol und unten einen Südpol erzeugen, so daß die Feldkraftlinien von oben nach unten verlaufen. Die Ankerwickelung soll der Strom dabei so durchlaufen, daß er unter dem Nordpol in die Ankerwickelung hinein- und am Südpol aus dem Anker wieder herauskommt. Infolgedessen ergibt sich nach bekannter Regel oben rechts und unten links eine Kraftlinienanhäufung ● und oben links und unten rechts eine Verminderung ○. Daraus resultiert die durch den Pfeil angedeutete Drehrichtung, also links herum.

Wir wollen jetzt versuchen, die Drehrichtung dadurch in die entgegengesetzte zu verändern, daß wir die Motorzuleitungen vertauschen. Dadurch erhält der Motor gemäß Fig. 539 oben einen Süd- und unten einen Nordpol, gleichzeitig ergibt sich aber auch eine Stromrichtungsänderung im Anker.

Die Kraftlinienanhäufung und -schwächung tritt aber an denselben Stellen wie in der vorhergehenden Figur auf. Wir erkennen also, daß sich die Drehrichtung eines Motors durch Vertauschen der Anschlußklemmen nicht verändern läßt.

Wir erreichen aber unseren Zweck, wenn wir gemäß den nächsten beiden Fig. 540 und 541 entweder nur den Ankerstrom (Fig. 540) oder nur den Magnetstrom (Fig. 541) in anderer Richtung seinen Weg laufen lassen. In beiden Fällen erhalten wir eine Drehrichtung des Motors im Uhrzeigersinne.

Im allgemeinen wird man, besonders dann, wenn es sich um betriebsmäßiges Reversieren eines Motors handelt, stets den Ankerstromkreis umschalten; und zwar deshalb, weil in den Magneten immer ein nützlicher Rest von Magnetismus zurückbleibt, der beim Neueinschalten des Motors wieder die Anzugskraft unterstützt.

Würde man also die Magneten umschalten, so wird dieser remanente Magnetismus immer erst vernichtet werden müssen und der Motor würde einen Augenblick lang ohne jeden Magnetismus sein, so daß trotz des vorhandenen Stromes keine Zugkraft entwickelt werden könnte.

Bei Nebenschlußmaschinen vermeidet man außerdem durch das Ankerumschalten die die Magnetwickelung gefährdende EMK der Selbstinduktion.

24. Die Motoren als Generatoren.

Wir hatten früher für die Klemmenspannung eines Motors Δ die Formel aufgestellt:

$$\Delta = E + Jr_a.$$

Darin war $E = v.l.B$ die gegenelektromotorische Kraft des Ankers.

Unterstützen wir nun den Motor, indem wir z. B. mit einem zweiten schneller laufenden Motor kuppeln, so wird der Strom des ersten Motors kleiner werden. Das ist eine ganz natürliche Folge davon, daß die gegenelektromotorische Kraft durch die schnellere Bewegung größer wird.

Betrachten wir nun zunächst einen Nebenschlußmotor, dessen Feld durch den vom Belastungsstrom unabhängigen Magnetisierungsstrom erregt wird. Es erhellt da leicht, daß die Tourenzahl von außen gar nicht bedeutend erhöht zu werden braucht, um E so groß wie Δ zu machen, da der Spannungsabfall $J.r_a$ ja nur wenige Prozente von Δ ausmacht. Jetzt wird der Motor also vollkommen entlastet sein, da seine gegenelektromotorische Kraft genau so groß wie die ihm entgegenwirkende Klemmenspannung ist, ihm also von der letzteren kein Strom mehr aufgedrückt werden kann. Ohne weiteres ist nun klar, daß, wenn wir jetzt den Motor noch schneller antreiben, die gegenelektromotorische Kraft des Motors zur EMK eines Generators wird. Der Motor ist also Generator geworden und liefert Strom ins Netz zurück.

Fig. 542.

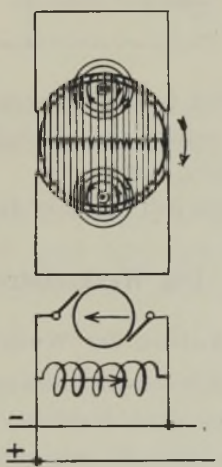
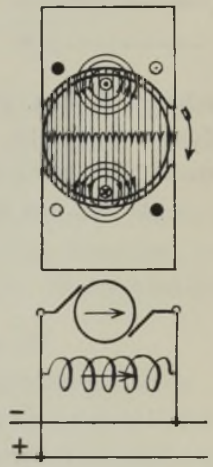


Fig. 543.



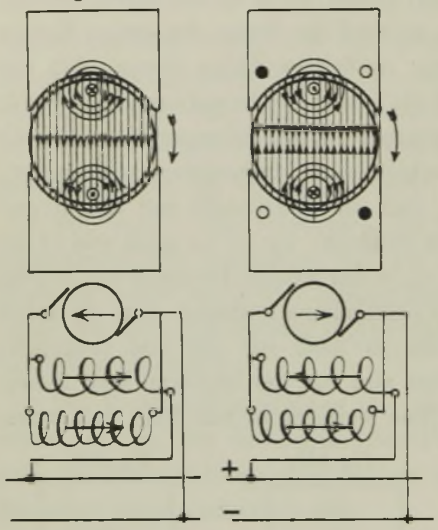
Aus dem Gesagten geht zweierlei hervor:

1. Eine Nebenschlußmaschine läuft ohne Umschaltung in derselben Drehrichtung als Motor wie als Generator.
2. Wird ein Nebenschlußmotor als Generator benutzt, so muß er schneller angetrieben werden, als er vorher als Motor lief, vorausgesetzt, daß die Netzspannung beim Motor dieselbe ist wie beim Generator.

Der Satz 1 läßt sich bequem noch an Hand der Fig. 542 und 543 beweisen. Der in Fig. 542 dargestellte Generator soll oben einen Nord-

und unten einen Südpol besitzen. Bei mechanischer Rechtsdrehung des Ankers ergibt sich der eingezeichnete Ankerstromverlauf. Im Schaltungsschema ist der Stromverlauf entsprechend eingezeichnet. Lassen wir die Maschine vom Netz Strom empfangen, so kehrt sich nur der Ankerstrom um (vgl. Fig. 543). Eine Betrachtung der Fig. 543 zeigt die sich aus der Addition und Subtraktion der Feld- und Stromkraftlinien ergebende Drehrichtung.

Fig. 544. Fig. 545.



Für den Verbundmotor liegen die Verhältnisse klar, wenn man die Regeln für Haupt- und Nebenschlußmotor zusammen anwendet.

Der Verbundmotor wird im allgemeinen als Generator im selben Sinne bei ungeänderter Schaltung wie als Motor laufen. Dabei wird aber das Feld bei wachsender Belastung mehr und mehr geschwächt, da die Hauptstromwickelung beim normalen Motor die Haupstrommotoreigenschaften besitzt, jetzt in entgegengesetzter Richtung vom Strom durchflossen wird. Es macht sich deshalb eine Umschaltung der Hauptstrommagnetwickelung notwendig.

Die Fig. 544 und 545 erklären die Verhältnisse ohne weitere Worte.

Die Wechselstrommaschinen.

25. Aufbau der Wechselstrommaschinen.

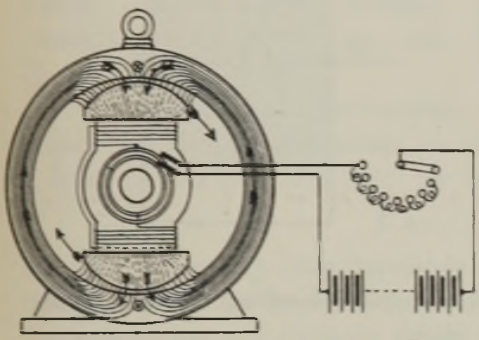
Der Aufbau der Wechselstrommaschinen unterscheidet sich von dem der Gleichstrommaschinen insofern, als bei ihnen das Magnetsystem gewöhnlich rotiert, während der Anker feststeht. Es hat sich deshalb für den Anker der Ausdruck Stator oder Ständer, für das Magnetsystem die Bezeichnungen Polrad, Rotor, Läufer oder auch Induktor eingebürgert. Bei den Motoren finden wir nicht immer ein Polrad mit ausgeprägten Polen; bei den am häufigsten vorkommenden Asynchronmotoren fehlen dieselben.

Die feste Anordnung des Ankers bei Wechselstrommaschinen ergibt sich daraus, daß der erzeugte bzw. zugeführte Strom meistens von

höherer Spannung ist als bei den Gleichstrommaschinen. Der Gleichstromspannung ist durch die schwierige Kommutierung eine relativ niedrige Grenze gesetzt (normal 550 bis 600 Volt). Bei den Wechselstrommaschinen kann bei der üblichen Anordnung des Läufers und Ständers der hochgespannte Strom von festliegenden Stellen der Ständerwickelung bequem abgenommen bzw. dahin zugeführt werden.

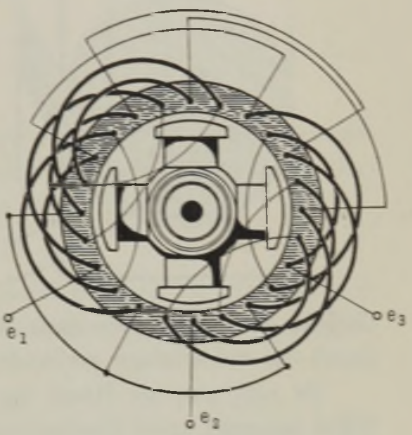
Die auf der Läuferwelle befindlichen Schleifringe haben bei Generatoren und Sychronmotoren den Polen den zur Erregung nötigen

Fig. 546.



Zweipoliger Generator mit Erregung.

Fig. 547.



Gleichstrom zuzuführen, bei den Asynchronmotoren bilden sie die Verbindung zum Anlassen. Asynchronmotoren mit Kurzschlußläufer haben überhaupt keine Schleifringe.

In Fig. 546 ist die prinzipielle Skizze eines zweipoligen Generators mit Erregung dargestellt. Fig. 547 zeigt eine vierpolige Maschine, an deren Stator die Wickelung eingezeichnet ist. Die Stromabnahme erfolgt an den Stellen e_1, e_2 und e_3.

26. Die Erzeugung des Wechselstromes und die verschiedenen Wechselstromgrößen.

Um die Erzeugung des Wechselstromes darzustellen, ist des leichteren Verständnisses wegen, und um den Vorgang durch neue Figuren nicht fremd oder neu erscheinen zu lassen, dieselbe Figur benutzt, wie bei dem Kapitel über die Erzeugung des Gleichstromes. Die Armatur soll also der rotierende Teil sein. Wir hatten schon früher gesehen, daß innerhalb des Gleichstromankers Wechselstrom fließt, daß es lediglich die Aufgabe des Kommutators ist, diesen Wechselstrom in Gleichstrom zu verwandeln.

Bei der Wechselstrommaschine (Fig. 548) sind die Enden der Drahtwickelung fest mit zwei voneinander isolierten Schleifringen verbunden, von denen der Strom durch Schleifbürsten abgenommen wird.

Ändert sich nun innerhalb des Ankers infolge des Polwechsels die Stromrichtung, so muß auch Wechselstrom in die äußere Leitung

Fig. 548.

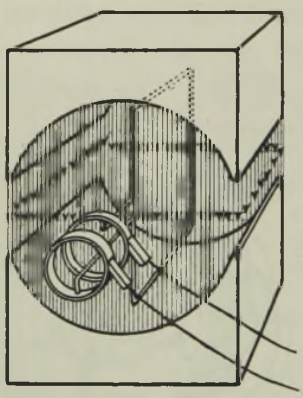
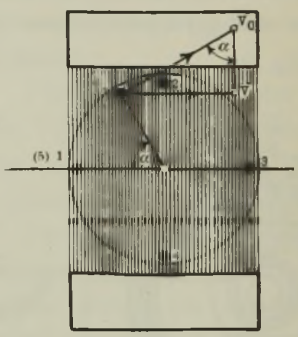


Fig. 549.



fließen, da die Bürsten stets mit ein und demselben Wickelungsende durch die Schleifringe verbunden sind.

Es soll nun an Hand der Fig. 549 der Verlauf der induzierten EMK während einer Umdrehung des Ankers untersucht werden. Dabei wollen wir folgende Voraussetzungen machen:

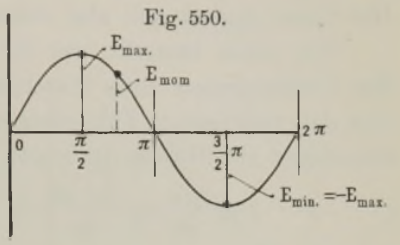
1. Es soll nur einziger Draht vorhanden sein.
2. Das Magnetfeld soll vollständig homogen sein.
3. Die Drehrichtung soll dem Uhrzeigersinne entsprechen.

In Fig. 550 denke man sich den Umfang 2π der Armatur abgerollt und die der jeweiligen Lage des Drahtes entsprechende EMK in der Ordinatenrichtung aufgetragen.

Wir beginnen bei Stellung (5) 1 des Drahtes. Hier befindet sich der Draht in der neutralen Zone, und in diesem Augenblick erfolgt seine Bewegung parallel zur Kraftlinienrichtung des Feldes. Es können also keine Kraftlinien geschnitten und damit keine EMK erzeugt werden ($E = 0$). In Stellung 2, also um einen Winkel von $\frac{\pi}{2}$ weiter, ist die Bewegungsrichtung senkrecht zur Kraftlinienrichtung. Der maximalen Schnittgeschwindigkeit an dieser Stelle entspricht auch eine maximale EMK ($E = E_{max}$). Bei einer weiteren Drehung bis 180° können wiederum Kraftlinien nicht geschnitten werden ($E = 0$). Bei der Stellung 270° ist die Bewegungsrichtung derjenigen bei 90° entgegengesetzt. Daraus

ergibt sich für 270°: ($E = \cdot E_{min} = -E_{max}$). Bei einer Drehung um 2π wird die Stellung 5(1) wieder erreicht und damit der ursprüngliche Zustand der EMK $E = 0$. Von nun an wiederholt sich der Vorgang bei jeder weiteren Umdrehung, oder, wenn wir es mit mehrpoligen Maschinen zu tun haben, bei jedem Vorübergang an zwei aufeinanderfolgenden Polen entgegengesetzter Polarität. Den in Fig. 550 gezeichneten Verlauf der EMK bei einem solchen Vorbeigang bezeichnet man Periode. Da die EMK in einer Periode einmal ihre Richtung wechselt, ergeben sich für eine Periode zwei Wechsel.

Fig. 550.



Um nun das Gesetz aufzustellen, nach welchem die EMK verläuft, müssen wir die Größe derselben an einer beliebigen Stelle bestimmen, z. B. an der Stelle α (Fig. 549). In dem bekannten Gesetz

$$E = v.l.B$$

ist v die senkrechte Schnittgeschwindigkeit; dieselbe ist aber an der Stelle α nicht gleich der Armaturumfangsgeschwindigkeit v_0. Ihre Größe bestimmt sich vielmehr zu:

$$v = v_0 \sin \alpha,$$

d. h. wir bekommen den Momentanwert der induzierten EMK an der Stelle α:

$$E_{mom} = v_0 . l . B \sin \alpha.$$

Die EMK des Wechselstromes ändert sich also nach dem Sinusgesetz. Für die Stellungen 0°, 90°, 180°, 270° und 360° ergibt sich die momentane EMK (abgekürzt E_{mom}) in einfacher Weise:

für 0° wird $E_{mom} = v_0 \sin \alpha l B$
$= v_0 l B \sin 0^0 = v_0 l B . 0 = 0$, da $\sin 0^0 = 0$,

für 90° wird $E_{mom} = v_0 \sin \alpha l B$
$= v_0 l B \sin 90^0 = v_0 l . B . 1 . = E_{max}$, da $\sin 90^0 = 1$,

für 180° wird $E_{mom} = v_0 \sin \alpha l B$
$= v_0 l B \sin 180^0 = v_0 l B . 0 = 0$, da $\sin 180^0 = 0$,

für 270° wird $E_{mom} = v_0 \sin \alpha l B$
$= v_0 l B \sin 270^0 = v_0 l B (-1) = -E_{max}$, da $\sin 270^0 = -1$,

für 360° wird $E_{mom} = v_0 \sin \alpha l B$
$= v_0 l B \sin 360^0 = v_0 l B . 0 = 0$, da $\sin 360^0 = 0$.

Setzen wir in diesen Gleichungen überall $v_0 l . B = E_{max}$, so ergibt sich ganz allgemein

$$E_{mom} = E_{max} \sin \alpha.$$

Dieses Gesetz gilt auch für den praktisch ausgeführten Generator mit vielen Drähten und vielen Polen.

Das Ohmsche Gesetz besagt, daß bei gleichbleibendem Widerstand R im Stromkreise der Strom der EMK proportional ist. Folglich ergibt sich auch $J_{mom} = J_{max} \sin \alpha$.

Der Strom ändert sich also ebenfalls nach dem Sinusgesetz.

Wie schon bemerkt, war die Dauer einer Periode gleich der Zeit des Vorüberganges eines Statorpunktes an einem Polpaare. Setzen wir nun den praktischen Fall einer 64poligen Maschine mit $n = 94$ Umdrehungen pro Minute, so ergibt sich

$$c = \frac{pn}{60} = \frac{32 \cdot 94}{60} \simeq 50 \text{ Perioden pro Sekunde,}$$

wenn p die Zahl der Polpaare bedeutet.

Daraus ergibt sich, daß Instrumente, die die Momentanwerte von Strom oder Spannung anzeigen, für die Bestimmung der Leistungsabgabe des Generators bzw. der Energieaufnahme des Motors nur äußerst umständlich zu gebrauchen wären. Glücklicherweise stellen sich aber die gebräuchlichen Wechselstrommeßinstrumente infolge der Trägheit ihres Zeigerapparates auf einen Mittelwert ein, und zwar auf den effektiven Mittelwert. Dieser Effektivwert des Stromes bzw. der Spannung ist die Quadratwurzel aus dem Mittelwerte der quadratischen Momentanwerte. Daß diese Werte zur Bestimmung der Leistung notwendig sind, erhellt aus der Tatsache, daß sich die elektrische Leistung einmal ausdrücken läßt durch

$$EJ = J^2R, \quad \text{denn } E = JR, \quad \text{also } EJ = JJR,$$

das andere Mal durch

$$EJ = \frac{E^2}{R}, \quad \text{denn } J = \frac{E}{R}, \quad \text{also} \quad EJ = \frac{E \cdot E}{R}.$$

Das Produkt der Effektivwerte von Strom und Spannung ergibt die scheinbare Leistung des Wechselstromes und wird in Voltampere gemessen (Voltampere dividiert durch 1000 ergibt Kilovoltampere). Die Berechtigung der Bezeichnung „scheinbare“ Leistung ergibt sich aus den folgenden Kapiteln.

27. Die Selbstinduktion und ihr Einfluß auf die Leistung der Maschine. Phasenwinkel und Leistungsfaktor.

In Fig. 551 ist ein Wechselstromgenerator D dargestellt, dessen Stromkreis durch eine Spule geschlossen ist. In der Spule wird durch den Wechselstrom ein Feld erzeugt, das seine Richtung und Größe

mit der Stromrichtung wechselt. Beim Entstehen und Verschwinden des Feldes werden die Windungen der Spule geschnitten. Die dadurch entstehende EMK der Selbstinduktion sucht aus Naturnotwendigkeitsgründen[1]) die Stromänderung zu verhindern. Mit Hilfe des Kurvenbildes Fig. 552 werden die Verhältnisse durchaus klar: Mit dem Strome

Fig. 551.

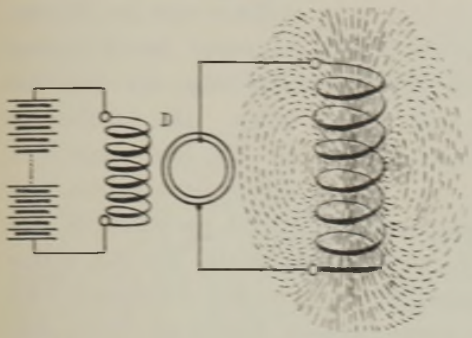
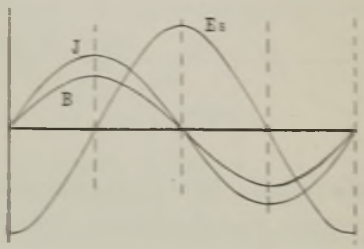


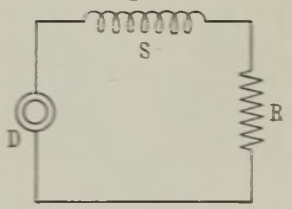
Fig. 552.



(Kurve J) wächst und fällt das Feld (Kurve B, ebenfalls eine Sinuskurve). Feld und Strom sind in Phase. Die von dem Feld erzeugte EMK (Kurve E_s) ist am größten, wenn die Kraftlinienänderung im Zeitelement am größten ist; das ist aber entsprechend der Steilheit der B-Kurve beim Durchgang derselben durch den Nullwert der Fall. Umgekehrt wird die EMK ihren Nullwert erreichen, wenn die Kraftlinienänderung gleich 0 ist. Dieser Fall tritt aber ein, wenn J bzw. B den Maximal- bzw. Minimalwert erreicht haben.

Ist also der Strom gleich 0, so ist die EMK der Selbstinduktion ein Maximum, hat J den Maximalwert erreicht, ist die EMK_S gleich 0. Man sagt: Die EMK der Selbstinduktion ist gegenüber dem Strom um 90° in der Phase im Sinne einer Nacheilung[2]) verschoben. Entsprechend dieser Betrachtung ist die Kurve der EMK_S in der Fig. 552 eingezeichnet.

Fig. 553.



In Fig. 553 ist wieder ein Wechselstromkreis gezeichnet, der aber außer dem induktiven Widerstand S (Spule) auch einen Ohmschen Widerstand R besitzt. Der in R erzeugte

[1]) Im entgegengesetzten Falle würde ja durch die Unterstützung des Generators von seiten der Spule der Strom bis zur Vernichtung von Maschine oder Spule gesteigert werden, ganz abgesehen davon, daß das Gesetz von der Erhaltung der Energie über den Haufen geworfen würde.

[2]) Nacheilung bzw. Voreilung sind konventionelle Festsetzungen.

Spannungsabfall JR ist bei konstantem R dem Strom J proportional, er muß also mit J in Phase sein.

Soll nun der Generator durch beide Widerstände Strom schicken, so muß seine Spannung in jedem Augenblick für beide Spannungsabfälle EMK_S und JR aufkommen. Die Addition der Momentanwerte von JR und der EMK_S müssen also die Momentanwerte der Klemmenspannung der Maschine geben. Die Addition ist in Fig. 554 ausgeführt; dabei ist beachtet, daß die EMK_S der Klemmenspannung entgegengesetzt gerichtet ist und negativ zu JR addiert. So ergibt sich das Kurvenbild Fig. 554, woraus hervorgeht, daß der Strom J gegenüber der Spannung der stromliefernden Maschine um einen gewissen Betrag im Sinne einer Nacheilung[1]) verschoben ist. Da die Abszissenachse als Abwickelung des Kreises vom Umfang 2π aufgetragen, ist die Bezeichnung Phasenwinkel (φ) genommen.

Fig. 554.

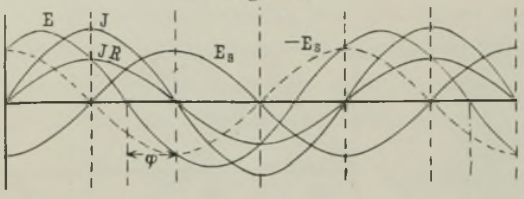
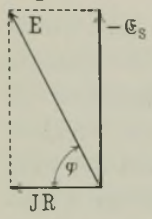
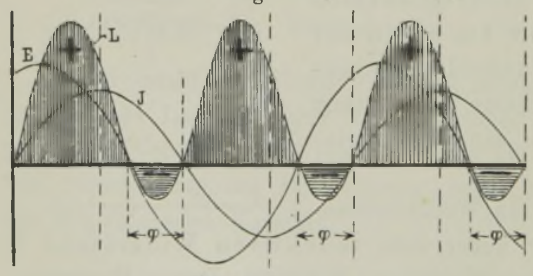


Fig. 555.



Diese Bezeichnung wird noch klarer, wenn wir die effektiven Werte von JR und EMK_S entsprechend ihrer gegenseitigen Verschiebung im rechten Winkel zueinander auftragen (Fig. 555) und sinngemäß die geometrische Addition von JR und der negativen EMK_S vornehmen. Diese Darstellung im Vektorendiagramm hat den Vorzug, daß neben dem wirklichen Winkel φ auch gleich der Effektivwert der Spannung auftritt. Um den Einfluß der Phasenverschiebung auf die Leistung der Maschine zu zeigen, sind in Fig. 556 die Momentanwerte der Spannungskurve E mit den zugehörigen Werten der Stromkurve J multipliziert; dadurch ergibt sich die Leistungskurve L. Die Leistungswerte werden innerhalb des Phasenwinkels negativ, da hier negative und positive Größen miteinander zu multiplizieren sind. Der Generator verbraucht also innerhalb

Fig. 556.



[1]) Nacheilung bzw. Voreilung sind konventionelle Festsetzungen.

des Phasenwinkels Arbeit. Dieser Verlust wird um so größer, je größer φ wird. Ist $\varphi = 90°$, so würde von der Arbeitskurve ebensoviel auf der positiven Seite wie auf der negativen Seite der Abszissenachse liegen, die abgegebene Arbeit würde gleich 0 werden. Würde dagegen die Phasenverschiebung verschwinden ($\varphi = 0$), so würde die Leistungskurve nur im Positiven verlaufen. In diesem Falle gibt die Maschine die maximale Leistung. Die Funktion, welche den Winkel φ mit dem Produkt Ampere × Volt verknüpft, ist die Kosinusfunktion und **$E.J.\cos\varphi$ ergibt die wirkliche Leistung in Watt.**

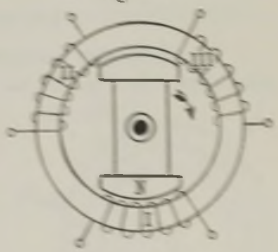
$$\cos\varphi_{(\varphi=90)} = 0, \quad \text{Leistung} = EJ.0 = 0,$$
$$\cos\varphi_{(\varphi=0)} = 1, \quad \text{Leistung} = EJ1 = \text{Maximum}.$$

$\cos\varphi$ in der Verbindung mit der scheinbaren Leistung EJ wird Leistungsfaktor genannt. Die wirkliche Leistung (in Kilowatt gemessen) ist also kleiner als die scheinbare (in Kilowattampere gemessen), da $\cos\varphi \leqq 1$. Die Bestimmung der Größe von $\cos\varphi$ wird durch Messung mit Amperemeter, Voltmeter und Wattmeter festgestellt. Das Wattmeter zeigt die wirkliche Leistung $EJ\cos\varphi$ an. Dividieren wir also die Wattmeterangabe durch das Produkt aus Amperemeter- und Voltmeterangabe, so ergibt sich: $\frac{EJ\cos\varphi}{EJ} = \cos\varphi$.

28. Der Dreiphasenstrom.

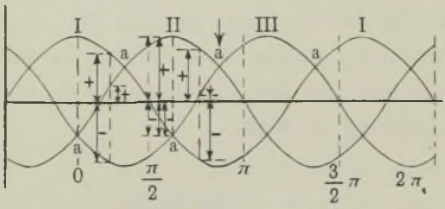
Auf dem Stator des in Fig. 557 prinzipiell dargestellten Generators sind drei um 120° gegeneinander verschobene Wickelungen vollständig voneinander getrennt angebracht. Die Drehrichtung des Polrades ist rechts herum angenommen. Im dargestellten Moment findet sich der Nordpol gerade vor Mitte der Phase I. In diesem Augenblick wird in dieser Phase auch der größte Wert der EMK erreicht werden. Bei einer Drehung des Rotors um 90° ist Nord- und Südpol gleich weit von Phase I entfernt, Kraftlinienschnitte treten nicht auf und die induzierte EMK ist 0. Bei weiterer Drehung um 90°, also bei 180°, wird Phase I vom Südpol induziert. Die EMK hat ihr negatives Maximum. Bei 270° tritt wieder ein Nullwert auf und bei 360° das Maximum. Wir haben also in Phase I wie beim Einphasengenerator einen periodischen Verlauf des Wechselstromes, der bei geeigneter Konstruktion der Pole sinusförmig ist.

Fig. 557.



Genau wie Phase I werden auch die Wickelungen von Phase II und III induziert, nur sind die Sinuslinien dieser Phasen entsprechend der räumlichen Verschiebung auch zeitlich um 120 bzw. 240° ebenfalls um dasselbe Maß gegen die Kurve von Phase I verschoben. Infolgedessen ergibt sich das in Fig. 558 dargestellte Bild des Dreiphasenstromes bzw. der Dreiphasenspannung.

Fig. 558.



Drei um 120° gegeneinander verschobene Sinuskurven haben nun die Eigenschaft, daß die Addition der Ordinatenwerte an jeder Stelle die Summe Null ergibt. Dabei ist zu beachten, daß die Ordinaten oberhalb der Abszissenachse positiv und unterhalb derselben negativ zu nehmen sind. Die Addition ist an verschiedenen Stellen des Kurvenbildes (Fig. 558) angedeutet. Die besonders bezeichneten Punkte *a* sind als Doppelpunkte zu betrachten, da sie zwei verschiedenen Kurven angehören.

Aus dieser Eigenschaft der Sinuskurven ergibt sich dann mit Notwendigkeit die Tatsache, daß die Summe der drei Phasenströme bzw. der drei Phasenspannungen in jedem Augenblick ebenfalls Null ist.

Hieraus resultiert eine Ersparnis, die dem Dreiphasenstrom die ungeheure Verbreitung geschaffen hat. Es brauchen nämlich statt der den sechs Enden der drei Phasenwickelungen entsprechenden sechs Netzleitungen nur drei ausgeführt zu werden, da infolge der vorher beschriebenen Eigenschaft des Dreiphasenstromes ohne Gefahr eine Verbindung der drei Phasen innerhalb der Maschine vorgenommen werden kann.

29. Stern- und Dreieckschaltung.

Das statthafte Verbinden der drei Phasenwickelungen kann in zweierlei Weise geschehen. In Fig. 559 ist es so gemacht, daß die Anfänge der drei Phasen zu einem gemeinschaftlichen Punkt, dem Sternpunkt geführt sind, während die drei Enden mit den drei Netzleitungen in Verbindung stehen. Die prinzipielle Schaltung ist in Fig. 560 wiedergegeben (Sternschaltung). Aus ihm ergibt sich, daß der Netzstrom gleich dem Phasenstrom ist, denn Netzleitung und Phasenwickelung bilden eine Serienleitung; und da in einer Leitung nur ein Strom fließen kann, so ist auch Netzstrom gleich Phasenstrom oder $J_N = J_p$.

Fig. 559.

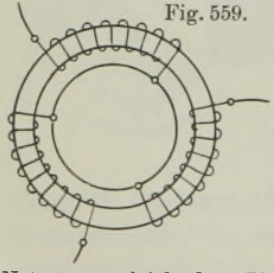
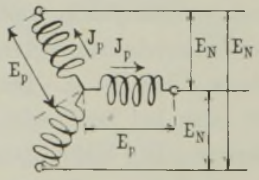


Fig. 560.



Die Netzspannung wird zwischen zwei Netzleitungen gemessen. Dieselbe setzt sich zusammen aus zwei um 120° gegeneinander verschobenen Phasenspannungen. Infolgedessen ergibt sich die resultierende (verkettete) Netzspannung zu

$$E_N = E_p \sqrt{3} = 1{,}73\, E_p.$$

Die verkettete Netzspannung ist also gleich dem $\sqrt{3}$-fachen der Phasenspannung.

Die zweite mögliche Schaltung ist die Dreiecksschaltung. Hier bilden sämtliche Phasen eine in sich geschlossene Wickelung, so daß jedesmal das Ende einer Phasenwickelung mit dem Anfang der nächsten verbunden ist (Fig. 561 und 562). Bei dieser Schaltung muß die Netzspannung gleich der Phasenspannung sein,

Fig. 561.

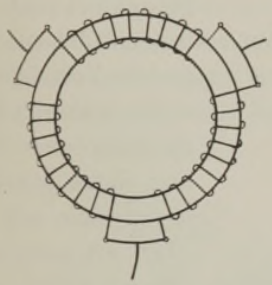
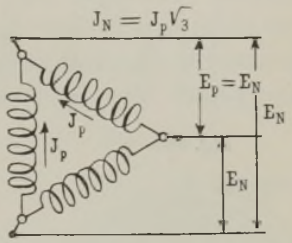


Fig. 562.



denn zwei Netzleitungen sind von den Enden einer Phasenwickelung abgezweigt, und zwischen zwei Punkten kann nur eine Spannung herrschen. Der Netzstrom dagegen ist

$$J_N = J_p \sqrt{3},$$

da sich die Phasenströme geometrisch unter 120° addieren. Bei der Dreiecksschaltung ist also der Netzstrom verkettet und gleich dem $\sqrt{3}$-fachen des Phasenstromes.

Die Leistung des Generators ist bei Sternschaltung dieselbe wie bei Dreiecksschaltung, wie aus folgender Zusammenstellung hervorgeht (vgl. Fig. 560 und 562).

	Sternschaltung	Dreiecksschaltung
Leistung einer Phase . . .	$J_p E_p$	$J_p E_p$
„ dreier Phasen . . .	$3\, J_p E_p$	$3\, J_p E_p$
„ „ „ . . .	$J_N = J_p,\ E_p = \frac{E_N}{\sqrt{3}}$	$E_p = E_N,\ J_p = \frac{J_N}{\sqrt{3}}$
„ „ „ . . .	$\frac{3\, J_N \cdot E_N}{\sqrt{3}}$	$\frac{3\, E_N \cdot J_N}{\sqrt{3}}$
„ „ „ . . .	$L = \sqrt{3}\, J_N \cdot E_N$	$\sqrt{3}\, J_N E_N$

Unter Berücksichtigung des Leitungsfaktors $\cos\varphi$ bei Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung ergibt sich dann die für beide Schaltungsarten gültige Leistungsgleichung

$$L = \sqrt{3}\, E \,.\, J \,.\, \cos\varphi.$$

Die Wechselstrommotoren.

30. Das Drehfeld.

In Fig. 564 ist ein Eisenring dargestellt, welcher mit zwei um 90° voneinander verschoben liegenden, getrennten Phasenwickelungen versehen ist. Seine Wickelungen sollen von einem Zweiphasengenerator mit Wechselstrom gespeist werden. Dieser Wechselstrom soll den in Fig. 563 gezeichneten Verlauf haben. Jetzt werde folgende Übereinkunft getroffen: Der in den Anfang a einer Phasenwickelung eintretende Strom soll das positive Vorzeichen besitzen, während der in das Ende e einer Wickelung eintretende Strom negativ sein soll. Die Fig. 564 entspreche dem mit 1 bezeichneten Zustand der Ströme im Kurvenbild. Dann ist offenbar der Phasenstrom I gleich Null, folglich kann in der Phasenwickelung I kein Magnetismus erzeugt werden. In demselben Augenblick hat der Phasenstrom II sein Minimum erreicht und nach Übereinkunft fließt jetzt der Strom II in das Ende der Phasenwickelung e_2 hinein.

Fig. 563.

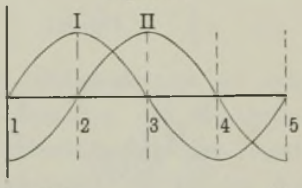
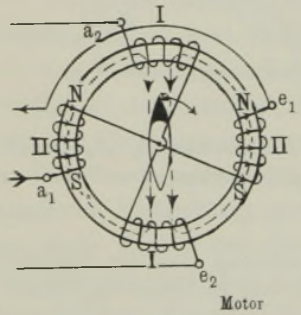


Fig. 564.



Motor

Fig. 565.

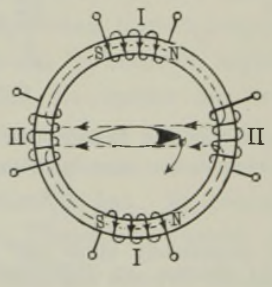


Fig. 566.

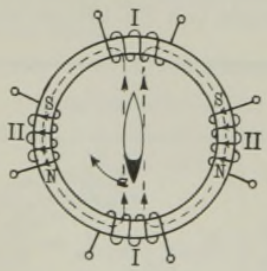
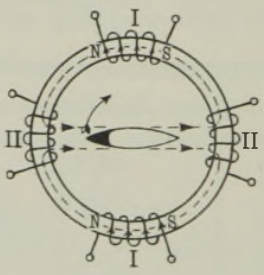


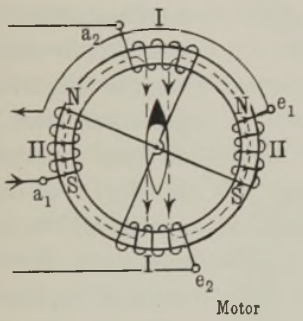
Fig. 567.



In dieser Phase wird also jetzt der maximale Magnetismus erzeugt. Die Pole der einzelnen Phasenwickelungsteile bestimmen sich nach bekannter Regel, wie in Fig. 564 eingezeichnet. Die beiden Nordpole der Spulen vereinigen sich zu einem gemeinsamen Nordpol in der Mitte einer Phasenwickelungshälfte I. Die beiden Südpole vereinigen sich in einem Südpol in der anderen Spulenhälfte I, so daß das

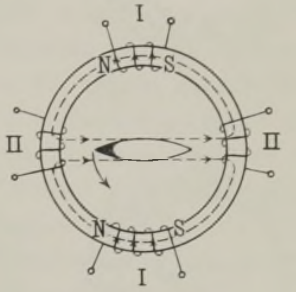
Schließen der Kraftlinien von oben nach unten, quer durch den freien Raum stattfindet. Bringen wir eine Magnetnadel mitten in dieses Feld, so wird sich der mit Südmagnetismus behaftete Nordpol der Nadel so einstellen, daß die Nadel die in Fig. 564 dargestellte Lage einnimmt. Ändert sich der Zustand der beiden Phasenströme um eine viertel Periode, so ist Phasenwickelung II entsprechend Stellung 2 im Kurvenbilde stromlos, während Wickelung I vom Maximalstrome in positiver Richtung durchflossen wird. Die sich infolge dieses Stromdurchflusses ergebenden Pole sind in Fig. 565 eingezeichnet und die Kraftlinien schließen sich von rechts nach links. Das Feld hat also eine Vierteldrehung im Uhrzeigersinne ausgeführt. Die eingeführte Magnetnadel folgt der Drehung. Der Stellung 3 im Kurvenbilde entsprechend wird die Wickelung I wieder stromlos, während Spule II in umgekehrter Richtung wie in Fig. 564 durchflossen wird (Fig. 566). Daraus ergeben

Fig. 568.



Motor

Fig. 569.



sich auch die entgegengesetzten Lagen von Nord- und Südpol. Das Feld hat sich nun abermals 90° rechts herum gedreht, und die Magnetnadel folgt der Drehung. Bei dem Zustand 4 (Fig. 567) der Phasenströme liegen die Verhältnisse gerade umgekehrt, wie im Fall 2. Wickelung II ist stromlos und Wickelung I wird vom Maximalstrom in negativer Richtung durchflossen. Es ergibt sich rechts ein Nordpol und links ein Südpol. Der Zustand 5 entspricht dem Zustand 1 der Kurven; also wird das Magnetfeld am Ende einer Periode auch wieder denselben Verlauf haben wie am Anfang, also wie in Fig. 564. Das Magnetfeld hat demnach innerhalb einer Periode eine Umdrehung vollführt. Mit ihm hat sich die Magnetnadel einmal im Sinne des Uhrzeigers herumgedreht.

Es mag hier gleich gezeigt werden, wie die Drehrichtung in eine solche entgegengesetzter Richtung verwandelt wird. Vertauschen wir die Klemmen von Phase I, so behält Fig. 564 ihre Richtigkeit, da ja in Phase I in dem Augenblick, der durch die Fig. 568 bzw. 564 dargestellt

ist, der Strom Null ist. Im Zustand der Fig. 565 vertauschen dagegen Nord- und Südpol ihre Lage, da die Spule I jetzt im umgekehrten Sinne vom Strom durchflossen würde. Entsprechend erfolgt die Drehung rechts herum (Fig. 569).

Um also die Drehrichtung eines Wechselstrommotors umzukehren, ist es nur notwendig, die zu einer Phase gehörigen Zuleitungen zu vertauschen.

In ganz entsprechender Weise wie beim Zweiphasenstrom läßt sich auch für den Dreiphasenstrom die Entstehung des Drehfeldes zeigen.

Fig. 570.

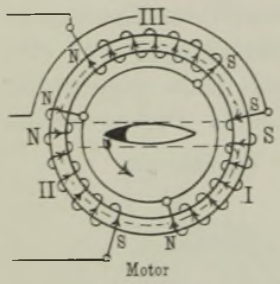


Fig. 571.

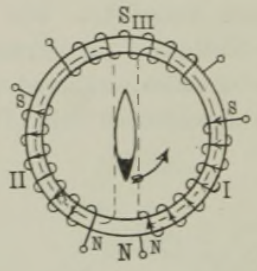


Fig. 572.

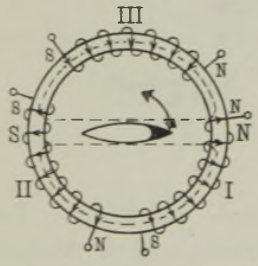


Fig. 573.

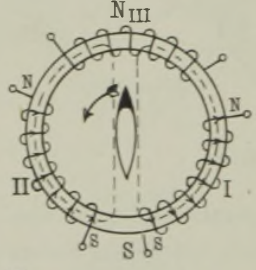
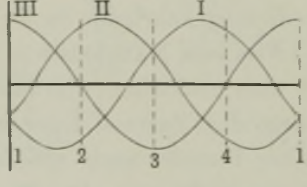


Fig. 574.



Bei den Fig. 570 bis 573 sind dieselben Voraussetzungen gemacht wie beim Zweiphasendrehfeld. Die drei Phasenwickelungen des Eisenringes werden von den in dem Kurvenbild (Fig 574) dargestellten drei Sinusströmen durchflossen. In Fig. 574 ist entsprechend Stellung 1 der Kurven der Phasenstrom III ein Maximum, während die beiden Phasenströme II und I den negativen halben Wert des Phasenstromes III besitzen. Daraus ergeben sich die in Fig. 570 eingezeichneten Spulenpole, die zusammen ein resultierendes Feld in der Richtung N—S diametral durch die Ringfläche senden. Die diametrale Lage des Feldes erklärt sich aus dem Übergewicht, den die Pole der Spule III infolge des größeren Stromes gegenüber den Polen von II und I haben. In Stellung 2 ist der Phasenstrom III gleich Null, während die beiden anderen Phasenströme gleich groß sind, aber entgegengesetzte Richtung haben. Es ergeben sich die in Fig. 571 eingezeichneten Pole; dadurch wandert Nord- und Südpol

um 90° nach rechts, entsprechend der Änderung um 90° im Kurvenbild. Ein weiterer Schritt um 90° im Kurvenbild zeigt an der Stelle 3 die umgekehrten Stromverhältnisse wie an Stelle 1. Infolgedessen hat auch das Feld die umgekehrte Lage, wie die der Stellung 1 entsprechende. Es ist also eine Drehung des Feldes um 180° gegen die Anfangslage zu verzeichnen. Fig. 572 zeigt wieder mit Rücksicht auf Stellung 4 im Kurvenbild umgekehrte Stromrichtungen und Magnetpole wie Fig. 573. Entsprechend hat sich das Feld um 270° gegen die Anfangslage verschoben. Eine viertel Periode später ist der Anfangszustand wieder erreicht. Das Drehfeld des Dreiphasenmotors macht also genau wie das des Zweiphasenstromes eine Umdrehung während einer Periode. Dabei ist ein Polpaar vorausgesetzt.

Für Vertauschung der Drehrichtung genügt es ebenfalls, zwei Zuleitungen zu vertauschen.

Entsprechend der Periodenzahl 50 pro Sekunde würde das Drehfeld und damit der rotierende, mechanische Arbeit abgebende Teil eines Wechselstrommotors mit zweipoligem Drehfeld 3000 Umdrehungen pro Minute machen, eine Tourenzahl, die für die weitaus meisten Fälle viel zu hoch liegt. Um die Tourenzahl zu beschränken, bildet man durch zweckmäßige Unterteilung der Einphasenwickelungen und dadurch, daß man die Einzelteile der verschiedenen Phasen aufeinander folgen läßt, ein mehrpoliges Drehfeld, das sich während einer Periode immer nur um eine doppelte Polteilung bewegt. Immerhin aber erhalten wir nur Tourenzahlen, die an die Polzahlen gebunden sind, also:

$n = 3000$ Touren bei $2p = 2$ Polen,
$n = 1500$ „ „ $2p = 4$ „
$n = 1000$ „ „ $2p = 6$ „
$n = 750$ „ „ $2p = 8$ „ usw.

In dieser beschränkten Mannigfaltigkeit der Tourenzahlen des Drehstrommotors liegt gegenüber dem Gleichstrommotor, der für jede beliebige Tourenzahl gebaut werden kann, ein großer Nachteil.

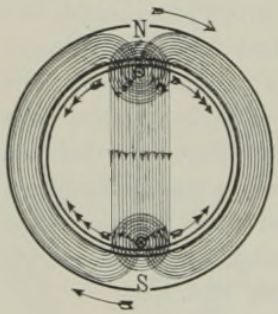
31. Synchronmotor und Asynchronmotor.

Die sich mit dem Magnetfeld des Eisenringes drehende Magnetnadel stellt das Prinzip des Synchronmotors dar. Statt des permanenten Magneten wird in praxi ein Magnetrad mit von Gleichstrom erregten Elektromagnetpolen gewählt. Die Polzahl desselben entspricht der des Drehfeldes. Die Magnetpole sind gezwungen, den Feldpolen zu folgen, d. h. einem Drehfeld-Nordpol steht ein Polrad-Südpol gegenüber und

umgekehrt. Werden infolge Überlastung gleichnamige Pole gegenübergestellt, so tritt zunächst eine Abstoßung in radialer Richtung und damit kein Drehmoment mehr auf; die Folge davon ist, daß im nächsten Augenblick das rotierende Polrad zurückbleibt. Dann tritt Abstoßung in einer dem ursprünglichen Drehsinn entgegengesetzten Richtung auf, und der Motor bleibt plötzlich stehen; er fällt aus dem Tritt. Diese unangenehme Eigenschaft erklärt eine zweite, nämlich die, daß ein Synchronmotor nicht von selbst anläuft. Er muß erst mechanisch auf eine der Drehfeldtourenzahl entsprechende Umlaufszahl gebracht werden, ehe er ans Netz geschlossen und belastet werden kann. Für Hebezeuge ist deshalb der Synchronmotor nicht brauchbar, und auf eine eingehende Besprechung desselben soll verzichtet werden.

Der für uns wichtigste Drehfeldmotor ist der Asynchronmotor, dessen Prinzip an Fig. 575 erläutert werden soll: In einem Eisenring, in welchem ein Drehfeld rechts herum rotieren soll, befindet sich ein um seine Achse frei beweglicher Eisenkern. Durch die Kraftlinien des Drehfeldes wird der Eisenkern magnetisiert, so, daß er dem Nordpol des Ringes gegenüber einen Südpol und dem Südpol des Ringes gegenüber einen Nordpol erhält. Denken wir uns nun den Eisenkern feststehend, während das Feld rotiert, so wird das Material desselben bei jedem Drehfeldumlauf vollständig ummagnetisiert. Durch dieses Ummagnetisieren wird eine ganz bedeutende Wärmearbeit geleistet. Freiwillig übernimmt das Eisen die Arbeit nicht. Es entzieht sich derselben dadurch, daß es an der Rotation des Drehfeldes teilnimmt. Würde man den rotierenden Eisenkern belasten, so würde sich zeigen, daß derselbe mit wachsender Belastung sehr rasch in den Touren abfällt. Das ließ sich im voraus denken. Der Eisenkern hat ja keine festen Pole. Sie können durch Ummagnetisieren um den ganzen Umfang wandern; und, wird einem solchen Motor eine größere Arbeit zugemutet, als zu seiner Ummagnetisierung notwendig ist, so wird er sich eben auf diese Ummagnetisierungsarbeit beschränken und im übrigen nicht mehr mitmachen; er bleibt also stehen. Da die Ummagnetisierungsarbeit aber relativ klein ist, würden für geringe Leistungen sich schon gewaltige Motoren ergeben.

Fig. 575.



Um nun das Drehmoment des Motors zu erhöhen, wird der Eisenkern mit einer Wickelung versehen. Von dieser Wickelung sind in

Fig. 575 zwei Drähte gezeichnet. Einer befindet sich gerade vor dem Nordpol, der andere gerade vor dem Südpol des Drehfeldes. Das Drehfeld soll nun mit einer der Periodenzahl entsprechenden Geschwindigkeit im äußeren Teil, dem Stator, rotieren, und zwar rechts herum. Denken wir uns nun den Rotor feststehend, so schneiden offenbar die Drähte von rechts nach links im Sinne des Doppelpfeiles durch die Kraftlinien. Die Faradaysche Regel ergibt dann die eingezeichneten Richtungen der induzierten Ströme. Diese Ströme umgeben sich dann wieder mit Kraftlinien, die sich oben links und unten rechts mit den Feldkraftlinien addieren, während sie an den anderen Seiten die Kraftlinien des Drehfeldes zum Teil aufheben. Dadurch erhält der Rotor einen Antrieb im Sinne des dreifachen Pfeiles, also in der Rotationsrichtung des Drehfeldes. Die in der Wickelung des Rotors induzierten Ströme unterstützen das Drehfeld. Wir erkennen aber jetzt auch, daß ein Schneiden von Kraftlinien und damit ein Stromfluß im Rotor nur stattfinden kann, wenn sich der Rotor langsamer als das Drehfeld bewegt, d. h. wenn der Motor schlüpft. Je größer dieser Schlupf wird, desto größer wird die sekundliche Kraftlinienschnittzahl, desto größer wird der dadurch induzierte Strom und damit die Zugkraft des Motors. Der asynchrone Drehstrommotor gleicht in seiner Arbeitsweise stark dem Gleichstrom-Nebenschlußmotor. Nur kann er in der Anlaufperiode größere Zugkräfte entwickeln, und kommt hierin dem Gleichstrom-Serienmotor gleich. Selbstverständlich kann auch die Belastung des Asynchronmotors nicht bis zum Stillstand des Motors getrieben werden, da die in diesem Falle entstehenden Ströme den Motor zerstören würden. Bei Vollbelastung wird vielmehr der Motor nur eine geringe Anzahl Prozente, welche von der liefernden Firma mit Toleranz garantiert wird, schlüpfen. Die Schlüpfung s gibt an, wieviel Touren der Rotor weniger macht als das Statorfeld. Bezeichnet n die Drehfeldtourenzahl und n_1 die Rotortourenzahl, so ist die Schlüpfung

$$s = \frac{(n - n_1)\ 100\ \text{Proz.}}{n}.$$

Die Wickelung des Asynchronmotors kann nun in zweierlei Weise ausgeführt werden: Erstens als sogenannte Kurzschlußwickelung (Motoren mit Kurzschlußanker), zweitens als eine mit der Wickelung des Stators übereinstimmende Phasenwickelung (Motoren mit Phasenanker).

In umstehender Fig. 576 ist eine unter dem Namen Käfigwickelung bekannte Kurzschlußwickelung gezeichnet. Die auf dem Rotor liegenden Drähte sind vorn und hinten am Rotor durch einen Ring sämtlich

kurzgeschlossen. Solche Kurzschlußwickelungen besitzen einen sehr geringen Widerstand; sie werden also in der Einschaltperiode einen großen Strom durchlassen, der um so größer ist, je stärker die Leistung des Motors normal ist. Durch die große Einschaltstromstärke sind der Ausführung ziemlich enge Grenzen gesetzt. Kurzschlußmotoren von 50 PS können im allgemeinen nur an sehr elastische Netze (Leitungen mit großen Querschnitten, von großen Maschinen gespeist) angeschlossen werden, da sich sonst der Spannungsabfall beim Einschalten solcher Motoren in der Nachbarschaft unliebsam bemerkbar macht.

Die Kurzschlußmotoren übertreffen in bezug auf Einfachheit der Bauart und der Handhabung jeden anderen Motor. Ein einfacher Schalter genügt, um sie in und außer Betrieb zu setzen.

Fig. 576.

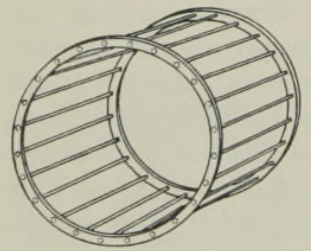
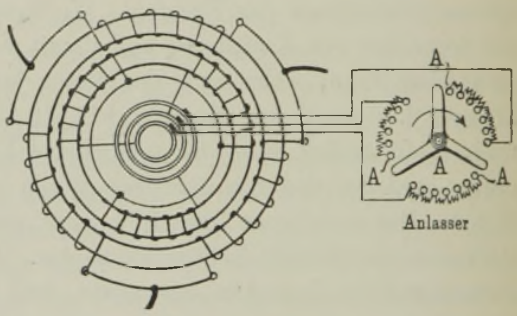


Fig. 577.



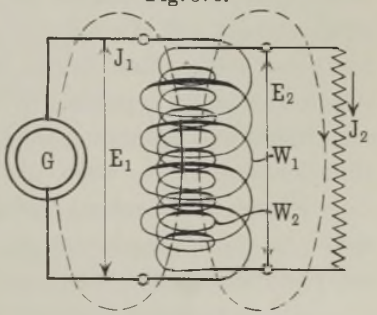
Motoren mit Schleifringanker (Phasenanker) werden für die kleinsten und größten Leistungen hergestellt. Das ganze Wickelungsprinzip ist in Fig. 577 zu erkennen: Der äußere Teil, der Stator, hat hier eine dreieckgeschaltete Phasenwickelung, während die Wickelung des Rotors im Stern geschaltet ist. Die drei Anfänge der Rotorphasen sind zu einem gemeinschaftlichen Ring (Sternpunkt) geführt, die drei Enden sind mit drei voneinander und von der Welle isolierten Schleifringen verbunden. Auf den letzteren schleifen feststehende Bürsten, die mit einem ebenfalls in drei Phasenwiderstände geteilten Anlasser in Verbindung stehen. Die Anlaßkurbel besteht aus drei Kontaktstücken, welche den Abstand eines geschlossenen Ringkontaktes zu den einzelnen Widerstandskontakten überbrücken.

Bei der eingezeichneten Stellung steht die Kurbel auf „Unendlich“ („Aus!“). Ist der Stator eingeschaltet, so werden zwar in den Rotordrähten EMKe erzeugt, aber nicht Ströme, da alle Phasenstromkreise offen sind. Wird die Kurbel nach rechts gedreht, so werden die drei Stromkreise geschlossen, und mit dem Entstehen des Stromes zieht der

Motor an. Da aber bei Stellung der Kurbel auf den Kontakten A der gesamte Widerstand des Anlassers noch in Serie mit den Phasenwickelungen des Rotors geschaltet ist, kann der Strom eine gefährliche Größe nicht annehmen. Der Rotor beginnt zu laufen und schwächt dadurch die Rotorspannung, so daß nach und nach die Anlaßwiderstände vollständig ausgeschaltet werden können.

Es ist eben das Wort Rotorspannung gebraucht worden; damit ist angedeutet, daß wir es bei Drehstromasynchronmotoren mit zwei Spannungen zu tun haben. Die Statorspannung ist identisch mit der Netzspannung; die Rotorspannung tritt, wie gesagt, durch Schneiden der Drähte des Rotors durch das Drehfeld ein. Sie ist am größten beim Anlassen und wird mit zunehmender Geschwindigkeit des Rotorumfanges immer kleiner. Die Anlaufrotorspannung kann je nach der hintereinander geschalteten Rotordrahtlänge beliebig groß ausfallen und eine den Anlasser unvorsichtig behandelnde Person gefährden. Die Statorspannung und die maximale Rotorspannung sind deshalb auf den Phasenmotoren angegeben. Der bei Belastung fließende Rotorstrom geht bei der in Fig. 577 gezeichneten Anordnung stets über die Bürsten und die Anlaßkurbel. Das bringt die Mißhelligkeit mit sich, daß die Bürsten ständig schleifen und hierdurch eine nicht ausnutzbare Reibungsarbeit geleistet werden muß. Um diese Unannehmlichkeit zu vermeiden, versieht man, wo irgend angängig, die Phasenmotoren mit einer Bürstenabhebe- und Kurzschlußvorrichtung, welche nach Inbetriebsetzung des Motors das Abschalten des Anlassers gestattet. Für die Hebezeuge kommt diese Einrichtung nicht in Frage, da sie in kurzen Pausen ab- und eingeschaltet, bzw. reguliert und umgeschaltet werden müssen. Die Drehstrommotorenanlasser werden als Metallanlasser und als Flüssigkeitsanlasser ausgeführt, von denen wiederum nur die Metallanlasser für den Kranbetrieb in Frage kommen. Das Prinzip der letzteren ist aus dem Schema Fig. 577 zu erkennen.

Fig. 578.



32. Kurze Erklärung des Transformators.

In Fig. 578 sind zwei sich umschließende Drahtspulen dargestellt. Eine von ihnen, die primäre, wird von dem Strom des Wechselstromgenerators G durchflossen. In ihr wird eine EMK_S erzeugt, die gleich der Klemmenspannung des Generators ist; andererseits ist sie auch gleich dem Produkt: Kraftlinienzahl in der Spule × Windungszahl der Spule × Periodenzahl des Wechselstromes × Konstante; d. h. sie ist proportional

der sekundlichen Anzahl der Kraftlinienschnitte. Die Konstante ist abhängig von der Form der Feldkurve. Nennen wir die EMK_S der primären Spule E_1, die Windungszahl w_1, so gilt für die primäre Seite:

$$E_1 = C c w_1 \Phi,$$

worin Φ die beide Spulen durchsetzende Kraftlinienzahl und c die Periodenzahl bedeuten.

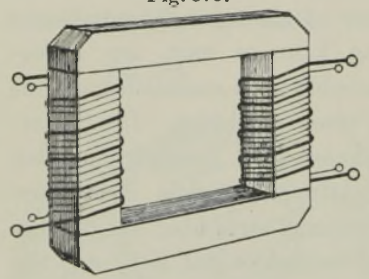
Da die zweite Spule, die sekundäre, von demselben Feld Φ durchsetzt wird, so gilt hier $E_2 = C c w_2 \Phi$;

dividieren wir die erste durch die zweite Gleichung, so erhalten wir in

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{w_1}{w_2}$$

das Gesetz: Die Spannungen der beiden Transformatorspulen verhalten sich wie ihre Windungszahlen.

Fig. 579.



Unter der Voraussetzung des verlustlos arbeitenden Transformators erhellt die Gleichung $E_1 J_1 = E_2 J_2$

und $\frac{J_1}{J_2} = \frac{E_2}{E_1}$, oder, wenn wir $\frac{E_2}{E_1}$ durch $\frac{w_2}{w_1}$ ersetzen, $\frac{J_1}{J_2} = \frac{w_2}{w_1}$,

d. i. das zweite Grundgesetz für den Transformator: Die Ströme der beiden Transformatorspulen verhalten sich umgekehrt wie ihre Windungszahlen.

Die Fig. 579 zeigt noch den praktischen Aufbau eines Transformators.

33. Die Kommutatormotoren.

Die Möglichkeit, durch hochgespannten Wechselstrom gewaltige Energiemengen auf große Entfernungen ohne große Verluste zu übertragen, und die Möglichkeit, mit Gleichstrommotoren jede beliebige Tourenzahl und verlustlose Tourenregulierung in weiten Grenzen erreichen zu können, hat das Bestreben des Ingenieurs darauf gelenkt, beide Vorteile miteinander zu vereinigen, also einen Motor zu konstruieren, der mit Wechselstrom läuft und dessen Touren möglichst zu regulieren sind. Eine solche Maschine ist bereits durch den Gleichstromserienmotor gegeben. Wie wir im Kapitel über die Drehrichtung von Gleichstrommotoren gesehen haben, ändert ein solcher Motor seine Drehrichtung nicht, wenn die Motorzuleitungen ausgetauscht werden. Eine solche Austauschung geschieht aber, wenn wir den Hauptstrommotor an ein Wechselstromnetz legen, fortwährend. Infolgedessen muß ein Hauptstrommotor auch als Wechselstrommotor laufen.

Läßt man einen gewöhnlichen Gleichstrom-Serienmotor durch ein Wechselstromnetz speisen, so zeigt sich, ganz besonders in der Anlaßperiode, ein ungemein starkes Feuern an den Bürsten. Die Haupt-

strommotoren werden deshalb mit Kompensationswickelung und Wendepolen ausgeführt. Fig. 580 zeigt das Schema des gewöhnlichen Seriemotors und Fig. 581 das des Motors mit Kompensationswickelung. Darin ist F die Feldspule und C die Kompensationsspule. Wie man

Fig. 580.

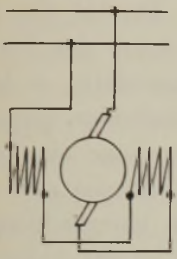


Fig. 581.

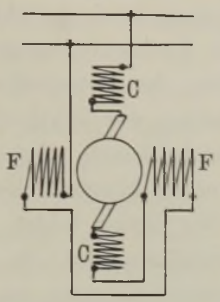
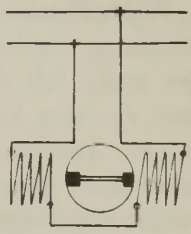


Fig. 582.



sieht, sind sämtliche Teile der Maschine, Feld, Anker und Kompensationswickelung hintereinander geschaltet.

Eine Anordnung eigner Art sind die Repulsionsmotoren, von denen der von Thomson in Fig. 582 schematisch dargestellt ist. Hier ist der Anker wie bei den gewöhnlichen Drehstrommotoren vollständig vom Netz getrennt. Der Netzstrom wird nur dem felderregenden Stator zugeführt. Der Gleichstromanker ist mit Bürsten versehen, die in der Ruhelage in der Richtung der Feldachse bzw. in der neutralen Zone liegen und kurzgeschlossen sind. Um die Wirkungsweise dieses Repulsionsmotor zu verstehen, müssen wir uns die Kraftlinienbilder konstruieren. Das kann natürlich nur geschehen, indem wir uns einen

Fig. 583.

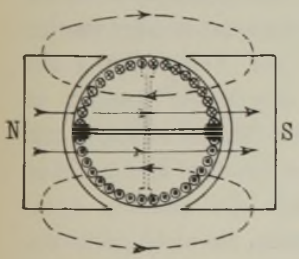


Fig. 584.

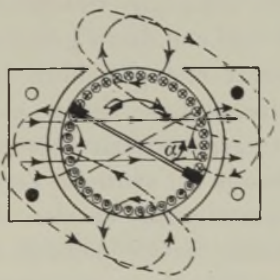
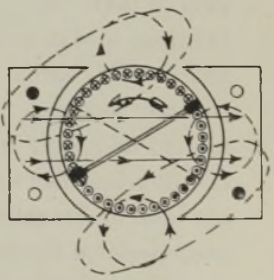


Fig. 585.



unendlich kurzen Moment auswählen, während dessen Nord- und Südpol z. B. die in Fig. 583 bis 585 gezeichneten Lagen haben. Wir betrachten zuerst den Fall, in dem die Kurzschlußbürsten die Lage in der Kraftfeldachse haben. Denken wir uns die Ankerwickelung in dieser Achsenrichtung aufgeschnitten und nach oben bzw. nach unten

gestreckt, so erkennen wir sofort, daß wir den Anker als die sekundäre Spule eines Transformators auffassen können. Beim Entstehen und Verschwinden der Feldkraftlinien schneiden dieselben durch die Ankerwindungen hindurch, so daß bei kurzgeschlossenen Bürsten ein Strom entstehen kann, der seinerseits nun wieder ein Ankerfeld erzeugt, das den Feldkraftlinien entgegengesetzt gerichtet ist. Da bei der eingezeichneten Stellung der Kurzschlußbürsten die Achse des Statorfeldes genau mit der Achse des Rotorfeldes zusammenfällt, so kann überall nur eine Verminderung der Feldkraftlinien auftreten, nirgends aber eine Anhäufung. Infolgedessen wird in dieser Lage ein Drehmoment nicht ausgeübt werden können. Der Motor befindet sich also in einer Ruhestellung. Der Rotor bildet hier die kurzgeschlossene Sekundärwickelung des Transformators. In Fig. 584 ist das Ankerfeld durch Verstellung der Kurzschlußbürsten um den Winkel α verschoben; dadurch entsteht aber im doppelten Bürstenwinkel 2α ein Querfeld, das auf der einen Seite der beiden Pole eine Kraftlinienvermehrung und auf der anderen Seite eine Kraftlinienverminderung herbeiführt, so daß jetzt ein Drehmoment vorhanden ist, und zwar im Sinne der Bürstenverstellung aus der Feldachse heraus rechts herum.

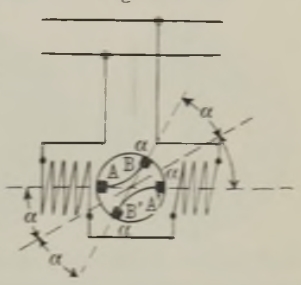
In Fig. 585 ist die Bürstenverschiebung nach der anderen Seite vorgenommen. Die Kraftlinienanhäufungen und Verminderungen finden dementsprechend auch auf entgegengesetzten Seiten wie in Fig. 584 statt, so daß die Drehrichtung ebenfalls vertauscht wird.

Es leuchtet nun aber ohne weiteres ein, daß wir den Motor auch zum Stillstand bringen können, wenn wir die kurzgeschlossenen Bürsten in die mathematisch neutrale Zone verschieben. Hier werden offenbar zwei Punkte der Ankerwickelung verbunden, die gleiches Potential besitzen, so daß kein Strom und damit kein Drehmoment erzeugt werden kann. Der Strom wächst erst allmählich bei der Verschiebung der Bürsten aus der neutralen Zone heraus und der Motor beginnt zu laufen, und zwar im entgegengesetzten Sinne der Bürstenverschiebung. Die Ruhelage der Bürsten in der neutralen Zone ist insofern unangenehm, als durch Transformatorwirkung in den durch die Bürsten kurzgeschlossenen Spulen starke Ströme induziert werden, die nicht gestatten, den Motor dauernd am Netz liegen zu lassen. Wie leicht einzusehen, findet die Bewegung der Bürstenverschiebung aus der neutralen Zone entgegen der Verschiebungsrichtung statt.

Beide Unannehmlichkeiten, sowohl die große Ankerstromstärke der Nullstellung in 90° zur neutralen Zone als auch die großen Selbstinduktionsströme unter den Bürsten bei der Nullstellung in der Stellung

der Bürsten in der neutralen Zone, vermeidet Deri durch Anwendung von zwei Bürstenpaaren in der Anordnung Fig. 586. Hier sind die Bürsten A und A' fest angeordnet. Die Bürste B fällt mit A und B' mit A' in der Nullstellung zusammen. Die zuerst erwähnte Art der Wechselstrom-Kommutatormotoren, bei denen Feld-, Kompensations- und Ankerwickelung hintereinander geschaltet sind, arbeitet mit einem Wechselfeld, während die anderen auch mit einem Drehfeld arbeiten, da das im Rotor erzeugte Feld zeitlich und räumlich gegenüber dem Statorfeld verschoben ist.

Fig. 586.



Man kann also auch bei den Einphasenmotoren von einem synchronen Lauf reden. Der synchrone Lauf ist insofern der günstigste, als dabei die Kommutierung am einwandfreiesten geschieht, da die Transformator-EMK der kurzgeschlossenen Spule dabei gerade aufgehoben ist. Immerhin ist die Kommutierung bei 40 Proz. Über- und Untersynchronismus bei modernen Maschinen mit gutem Bürstenmaterial und Wendespulen durchaus einwandfrei.

Der Motor von M. Latour, Winter und Eichberg stellt in seiner Schaltung eine Kombination vom einfachen Serienmotor und vom Repulsionsmotor dar (Fig. 587). Die Wirkungsweise ist kurz folgende: Durch die kurzgeschlossenen Bürsten AA als sekundäre Transformatorklemmen fließt der zum Drehmoment erforderliche Ankerstrom, während

Fig. 587.

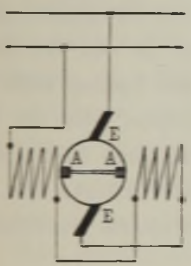


Fig. 588.

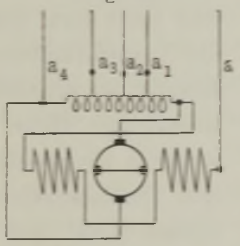
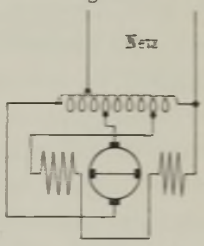


Fig. 589.



das nötige Feld senkrecht zum Ankerfeld AA durch die Erregerbürsten EE geschaffen wird. Der Anker läuft also im selbsterzeugten Felde, während die gesamte Statorwickelung als Arbeitswickelung aufzufassen ist. Um bei diesen Motoren gute Anlaufverhältnisse zu erzielen, wird das Erregerfeld in der Anlaßperiode durch Verwendung von Erregertransformatoren geschwächt. Fig. 588 zeigt die Anordnung.

Die Charakteristik der Motoren Fig. 587 und 588 ist die des Seriemotors. Um dem Motor Nebenschlußcharakteristik zu geben, ist es nur nötig, die Erregerwickelung an eine vom Arbeitsstrom unabhängige Spannung zu legen (Fig. 589).

Bei den Dreiphasenwechselstrom-Kommutatormotoren wird sowohl dem Stator wie dem Rotor Drehstrom zugeführt. Beide Drehfelder erzeugen durch ihre gegenseitige Lage das Drehmoment. Ständer- und Läuferdrehfeld rotieren stets synchron, ganz gleichgültig, ob der Läufer steht oder rotiert. Je nach der Bürstenstellung wird aber das Rotorfeld dem Statorfelde vor- oder nacheilen; daraus ergibt sich die in den Fig. 590 und 591 mit einem einfachen Pfeil bezeichnete Drehrichtung des Rotors gegenüber der mit einem Doppelpfeil angegebenen Drehrichtung der Felder. Der Drehstrom-Kommutatormotor kann also je nach der Bürstenstellung im oder gegen den Sinn des Drehfeldes laufen. Eine betriebsmäßige Reversierung durch Bürstenverschiebung ist jedoch deshalb nicht angängig, weil beim Lauf des Rotors gegen das Drehfeld erstens die Rotorspannung dauernd höher ist als bei Stillstand, zweitens die Schlupfperiodenzahl und damit die Ummagnetisierungsverluste stark ins Gewicht fallen und drittens, weil beim Lauf gegen die Drehfeldrichtung die Transformatorströme in den durch die Bürsten kurzgeschlossenen Spulen bald eine unzulässige Höhe erreichen. Es ist ohne weiteres einzusehen, daß auch hier wie bei den Einphasenkommutatormotoren der synchrone Lauf die günstigsten Verhältnisse ergibt.

Fig. 590.

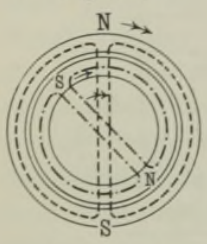


Fig. 591.

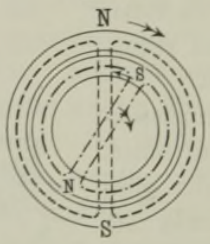
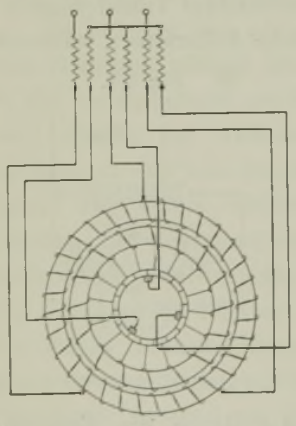


Fig. 592.



Die Fig. 592 stellt im Prinzip einen Seriendrehstrom-Kommutatormotor dar. Die Abhängigkeit des Rotorstromes vom Statorstrom, die die Seriencharakteristik ergibt, geht ohne weiteres aus der Schaltung hervor.

Das Aufbringen eines zweiten Bürstensatzes bei diesen Motoren (Fig. 593) hat den Hauptzweck der feinstufigen Regulierung bei sicherer Beherrschung des ganzen Regulierbereiches. Ihm liegt nicht wie beim

Derimotor der Gedanke der Unschädlichmachung der Kurzschlußströme bzw. der Transformatorströme in den Nullstellungen zugrunde. Den für den Kranbau weniger in Betracht kommenden Nebenschluß-

Fig. 593.

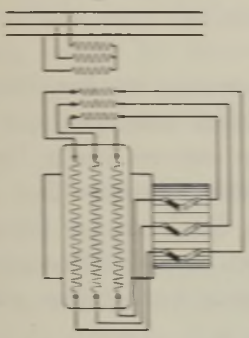
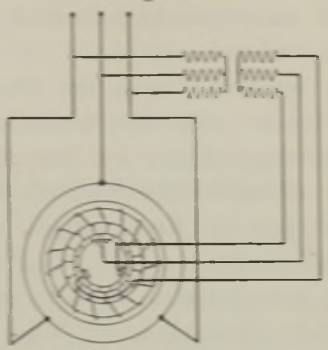


Fig. 594.



Kommutatormotor zeigt Fig. 594. Die aus dem Schaltbild erkennbare Unabhängigkeit der Statorerregung vom Rotorstrom gibt die gewünschte Charakteristik.

Gleichstrom oder Drehstrom für Kranbetrieb.

34.

Trotzdem nun schon eine ganze Reihe von Jahren der asynchrone Wechselstrommotor im Kranbau verwendet wird, so ist doch das Urteil über seine Verwendbarkeit nicht feststehend. Diese Tatsache hat einfach darin ihren Grund, daß Kranbesitzer oder deren Angestellte, auf deren Veranlassung irgend ein System gewählt wurde, auf Befragen nach dem Funktionieren selbstverständlich antworten werden: „vorzüglich!" Andererseits werden die Elektrizitätsfirmen stets bestrebt sein, das, was sie bauen, in allen möglichen Verhältnissen arbeiten zu lassen, denn nur so können sie am Ausbau der einzelnen Type weiterarbeiten und das Urteil „vorzüglich" ist unter diesen Umständen nur zu begrüßen.

Die augenfälligen Vorteile und Mängel des Dreh- und Gleichstromes sollen jedoch im folgenden ganz objektiv aufgezählt werden.

Der Hauptvorteil des Gleichstrom-Serienmotors liegt wohl darin, daß er seine Geschwindigkeit der jeweiligen Last anpaßt, d. h. bei großer langsam und bei geringerer Last rasch hebt, und es macht ohne Frage für den, der lange in Werken gewesen ist, wo die Arbeitskrane nur mit Gleichstrom betrieben werden, einen etwas toten Eindruck, wenn er in Drehstrombetrieben die kleinsten Lasten ebenso langsam heben sieht wie die schwersten, ganz abgesehen davon, daß Zeit Geld ist.

Die Möglichkeit, den Gleichstrommotor ohne weiteres als Generator zu schalten, ergibt insbesondere für das Senken der Last eine äußerst bequeme Art der Geschwindigkeitsregulierung an die Hand. Diese Tatsache bietet auch die Möglichkeit einer elektrischen Bremsung, indem der Ankerstromkreis über Widerstände mit einer oder mehreren Stufen kurzgeschlossen wird.

Ein weiterer Vorzug des Gleichstrommotors ist der, daß seine Stromaufnahme stets dem tatsächlichen Bedarf entspricht und daß er bei Spannungsrückgang im Netz nicht ohne weiteres stehen bleibt.

Der offensichtliche Nachteil des Gleichstrommotors liegt in der Notwendigkeit des Kommutators, auf dem durch starkes Feuern und durch Verschmutzung leicht Überbrückungen von Kollektorelement zu Element hervorgerufen werden, die ihrerseits Kurzschlüsse und Verkohlen der Ankerspulen zur Folge haben.

Der größte Vorzug, den der Drehstrommotor für sich in Anspruch nehmen darf, ist die Einfachheit seines Rotors, dessen Schleifringe viel weniger zu Störungen Anlaß geben als der Kommutator des Gleichstrommotors. Unterhaltung und Bedienung des Drehstrommotors wird dadurch wesentlich beeinflußt. Im Gegensatz zum Gleichstrom-Seriemotor läuft der Drehstrommotor bei allen zulässigen Belastungen mit nahezu derselben Tourenzahl. Sein Anzugsmoment erreicht nicht ganz die Größe wie beim Gleichstrommotor (Verhältnis 2,8 : 3). Bei stärkerem Rückgang der Netzspannung bleibt er leicht stehen.

Eine wesentliche Rolle spielt der Leistungsfaktor $\cos \varphi$. Bei Leerlauf oder geringer Belastung bedeutet der Asynchronmotor eine starke induktive Belastung des Netzes, d. h. er nimmt starke wattlose Ströme auf, die ihn erwärmen und außerdem eine größere Reserve in der Zentrale bedingen. Besonders unangenehm wirkt die Sache, wenn mit Rücksicht auf wenige Größen vorhandener Type ein reichlich großer Motor gewählt wurde. Zudem ist der „reine“ Betriebsmann leicht geneigt, zu große Type zu wählen, um sich auf alle Fälle zu sichern und der Drehstrommotor verrät ja auch nicht diesen „Fehler“ durch zu rasches Laufen. Der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ wird um so größer, je mehr sich die Belastung der Vollast nähert. Außerdem ist er in starkem Maße abhängig von der Kleinheit des Luftspaltes zwischen Rotor- und Statoreisen, der im allgemeinen beim Gleichstrommotor wesentlich größer ist. Dadurch ist aber die Forderung einer äußerst sauberen Präzisionsarbeit beim Asynchronmotor unerläßlich und besonders dann, wenn, wie bei den modernen Kranmotoren der Siemens-Schuckertwerke, der Stator als besonderer herausnehmbarer Ring ausgebildet ist.

In bezug auf Regulierfähigkeit ist der Gleichstrommotor dem Drehstrommotor immer noch etwas überlegen; es sind jedoch die Steuerapparate heute so vervollkommnet, daß die Regulierung nicht mehr von ausschlaggebender Bedeutung sein kann, zumal für ganz besondere Fälle, z. B. schwere Gießkräne, die später zu beschreibende Leonardschaltung sowohl für Gleichstrom- als für Drehstromnetze in Frage kommt. Das Abbremsen des sich stets mit voller Umlaufzahl drehenden Drehstrommotors ist ein letzter Nachteil desselben.

35. Auswahl der Motoren. Stundenleistung [1]).

Da die Kranmotoren stets nur intermittierend arbeiten, d. h. da ihnen immer eine gewisse Zeit zur Verfügung steht, sich wieder abzukühlen, so wäre es nicht wirtschaftlich, einen Motor zu wählen, der dauernd die maximale Belastungsstromstärke aushielte, ohne sich übernormal zu erwärmen. Je nach Bedarf wird man mithin einen Motor elektrisch so bemessen, daß er eine gewisse Last nur während einer ganz bestimmten Zeit erträgt. Man unterscheidet da:

1. 30-Minutenleistung, als solche Leistung, die der Motor eine halbe Stunde ununterbrochen abgeben kann, ohne übermäßig warm zu werden. Solche Motoren kommen für Krane in Kraftwerken, Drehscheiben, Spills, Schiebebühnen, Fahrwerke von Verladebrücken und Portalkrane, die selten verfahren werden, in Frage.
2. 45-Minutenleistung (allgemein auch Kranleistung genannt) für mittelmäßig angestrengten Betrieb wie: Hafenkrane für Stückgüter, Werkstatt-, Gießerei- und Werftkrane.
3. 60-Minutenleistung für die angestrengten Betriebe, wie Hafenkrane für Massengüter, Hebezeuge mit Selbstgreifern, die meisten Hüttenkrane.
4. 90-Minutenleistung für die sehr angestrengten Betriebe von Stripperkranen, Gießkranen und Hebetischen.

Die mechanische Konstruktion eines Kranmotors muß natürlich so durchgeführt sein, daß selbst die 30-Minutenleistung dauernd ausgehalten werden kann.

---

[1]) Der Inhalt dieses und der folgenden Kapitel des elektrischen Teiles ist im wesentlichen aus den Preislisten der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Siemens-Schuckertwerke und der vorzüglichen Druckschrift „Elektrische Kranausrüstungen der Siemens-Schuckertwerke nach 25jähriger Entwickelung“ zusammengestellt.

Zum näheren Verständnis seien folgende Daten eines SSW- und eines AEG-Motors angeführt:

AEG-Motor, Typ WD 90 (Hauptstrommotor).

	Drehmoment mkg	Leistung PS	Drehzahl	Wirkungsgrad Proz.
30-Minutenleistung bei 500 Volt . .	187	126,8	485	88,9
45 „ „ 500 „ . .	143	103,5	520	89,3
60 „ „ 500 „ . .	110	85	555	89,3
90 „ „ 500 „ . .	~ 83	~ 69	~ 600	88,9
SSW-Motor, Typ GH 280 (Hauptstrommotor).				
30-Minutenleistung bei 500 Volt . .	221	105	340	89
45 „ „ 500 „ . .	185	93	360	89,5
60 „ „ 500 „ . .	160	84	375	90
90 „ „ 500 „ . .	128	71	400	89.5

Diese Zahlen bestätigen das, was früher über die Hauptstrommotoren im allgemeinen gesagt wurde, nämlich, daß die Tourenzahl mit wachsender Belastung abnimmt, wobei selbstverständlich das Drehmoment wächst.

Die Leistung fällt natürlich beträchtlich, sobald die Zeit der Belastung vergrößert wird. Sie beträgt z. B. für den Motor WD 90 für eine Dauer von 540 Minuten nur 24,1 PS.

Es möge hier darauf aufmerksam gemacht werden, daß der Begriff der Stundenleistung nur für Kranmotoren spezialisiert ist. Es sind aus den obigen Zahlen auf keinen Fall Analogieschlüsse für Motoren zu ziehen, die für normalen Dauerbetrieb mit Vollast bestimmt sind. Irrige Anschauungen dieser Art, denen man in Maschinenbauerkreisen häufig begegnet, führen dazu, dem Motor eine größere Leistung zuzumuten, als er mechanisch vertragen kann.

Aus dem Gesagten geht bereits hervor, daß die Erwärmung des Motors eine Hauptrolle spielt. Man wird also die Leistung des Motors ohne Frage erhöhen, wenn man für eine gute Wärmeabfuhr sorgt. Das geschieht am besten durch offene Bauart. Da aber offene Motoren nur in staubfreien Räumen und da, wo sie der Feuchtigkeit nicht ausgesetzt sind, gebraucht werden können, so werden die Kranmotoren zum weitaus größten Teil geschlossen ausgeführt, was natürlich größere Modelle bedingt.

Bei den Drehstrommotoren führt die Frage der Erwärmung zu noch größeren Modellen, da der Motor bei geringer Belastung doch noch große wattlose Ströme aufnimmt, die eine Abkühlung nicht in

genügendem Maße eintreten lassen. Der Umstand, daß Drehstrommotoren nur das 2- bis $2^1/_2$ fache des Stundenleistungs-Drehmomentes beim Anlauf entwickeln, läßt ebenfalls die Wahl größerer Type als gegeben erscheinen.

Da die Kranmotoren häufig stillgesetzt oder reserviert werden müssen, sind die Firmen darauf bedacht, die kinetische Energie durch kleine Tourenzahlen möglichst herabzumindern. Das Verfahren ergibt zwar größere rotierende Massen, kann aber für besonders angestrengte Betriebe nicht hoch genug angeschlagen werden.

Da der Wunsch nach geringen Anlagekosten aber zur Wahl von möglichst hohen Umdrehungszahlen treibt, so wird man überall dort, wo es auf schnelles Anfahren und präzises Halten nicht ankommt, Motoren mit höheren Touren (bis 1500 in der Minute) wählen. Das gilt z. B. für Katzfahrwerke von Kranen mit geringen Fahrgeschwindigkeiten, für Fahrwerke selten verfahrener Verladebrücken und Portalkrane, für Laufkatzen und Fahrwerke von Werkstatt- und Montagekranen. Jedoch ist überall da, wo Fahr- oder Drehwerk schnell und häufig umgesteuert werden müssen und ein geringes Überfahren des Zieles schon Nachteile mit sich bringt, die Wahl langsam laufender Motoren ($n = 500$ bis 750) zu empfehlen (Stripperkrane, schnell fahrende Laufkatzen mit angebautem Führerstand usw.).

Beim Hubwerke ist die Wahl der Drehzahl des Motors sowohl mit Rücksicht auf etwaiges Durchgehen, als auch auf die geforderte Steuerfähigkeit maßgebend.

Bei Verwendung von selbstsperrenden Getrieben oder von Lastdruckbremsen ist ein Durchgehen des Motors an und für sich ausgeschlossen und ein Motor mit hoher Drehzahl (1500) zulässig, anderenfalls müssen, abgesehen von später angegebenen Sicherheitsmaßnahmen, Motoren von geringerer Drehzahl gewählt werden. Dies trifft besonders dann zu, wenn das Getriebe einen hohen Wirkungsgrad besitzt, so daß schon kleine Lasten den Motor stark beschleunigen, oder wenn der Motor, um den leeren Haken oder kleine Lasten zu senken, im Senksinne auf Arbeitsstellung geschaltet wird. Eine zu große Beschleunigung gefährdet den Motor in mechanischer Hinsicht. Besonders vorsichtig muß die Drehzahl gewählt werden, wenn das Senken der Last, wie z. B. beim Härten von großen Geschützrohren, mit einem Vielfachen der Hubgeschwindigkeit erfolgt.

In der Tatsache, daß die Tourenzahlen der Motoren gleicher Leistungen, aber verschiedener Fabrikate ziemlich stark differieren, liegt für Kranbesitzer in gleicher Weise wie für den Krankonstrukteur und

die Elektrizitätsfirmen ein Übelstand, dessen Beseitigung anzustreben wäre. Auch die Zahl der Type zu beschränken, liegt mit Rücksicht auf die Reserve zum mindesten im Interesse des Konsumenten.

Dipl.-Ing. C. Michenfelder macht folgende in der Tabelle enthaltene Vorschläge.

Motorleistung PS	Verwendungsgebiet
5	Katzfahrwerk kleiner Krane, Drehwerke, Kippwerke von Chargiermaschinen, Stripperkranen usw.
12	Katzfahrwerke größerer Krane, Kranfahrwerk kleinerer Krane,
25	Hubwerk kleiner Krane, Kranfahrwerk mittlerer Krane,
45	Hubwerk mittlerer Krane, Kranfahrwerk größerer Krane,
75 bis 80	Hubwerk und Kranfahrwerk von Kranen größerer Tragkraft bzw. solcher mit sehr großen Arbeitsgeschwindigkeiten.

36. Verhalten der Motoren im Betriebe.

(Fig. 595 bis 600.)

Das Verhalten der verschiedenen Motoren im Betriebe sollen die folgenden Fig. 595 bis 600 illustrieren. Nach den Darlegungen im theoretischen Teile erübrigt es sich, weiteren Text hinzuzufügen.

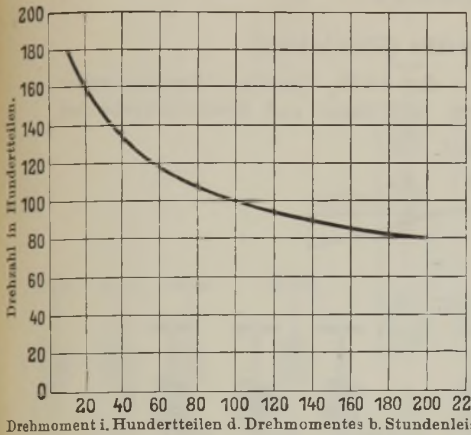
Wie die Fig. 596 zeigt, tritt bei Drehstrommotoren mit Kurzschlußläufer bzw. Phasenrotor mit kurzgeschlossenem Anlasser ein wesentlicher Abfall in den Touren nicht auf, was für den Kranbetrieb allerdings, wie schon erwähnt, einen Nachteil des Drehstrommotors gegenüber dem Hauptstrommotor bedeutet.

Das Verhalten der Motoren in bezug auf ihren Wirkungsgrad geht aus nebenstehenden Fig. 598 bis 600 hervor.

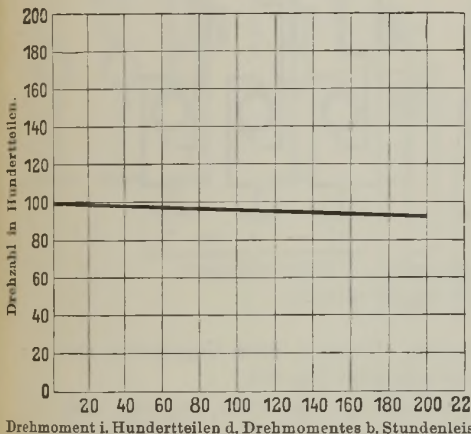
37. Steuerverfahren.

Der Hebezeugführer muß durch die Steuervorrichtungen vorwärts und rückwärts fahren und bremsen können. Diese Vorgänge müssen nach Bedarf langsam oder schnell ausgeführt werden. Je nach der Belastung und den Eigenschaften des Motors sind, um die gewollte Bewegung des Motors zu erreichen, verschiedene Steuerverfahren erforderlich, die in zwei Gruppen zerfallen. Die erste Gruppe umfaßt Schaltungen für Fahrwerke, bei denen dieselben Bewegungen in beiden Richtungen gefordert werden. Für Drehwerke gelten dieselben Schaltungen. Die zweite Gruppe umschließt die Hubwerke, bei denen das Hinzutreten der Senkbremsung eine Unsymmetrie in der Schaltung erfordert. Die Schaltungen sind im folgenden durch Bilder, in denen der Schaltweg des Steuerapparates als Abszisse und das Motordrehmoment als Ordinate aufgetragen sind, anschaulich gemacht. Das in der Bewegungsrichtung ausgeübte Moment des Motors ist beim Heben nach oben, beim Senken nach unten und das Bremsmoment in beiden Fällen entgegengesetzt aufgetragen. Im übrigen sind Eigenschaften und Anwendungsgebiete nur in kurzen Stichworten angegeben.

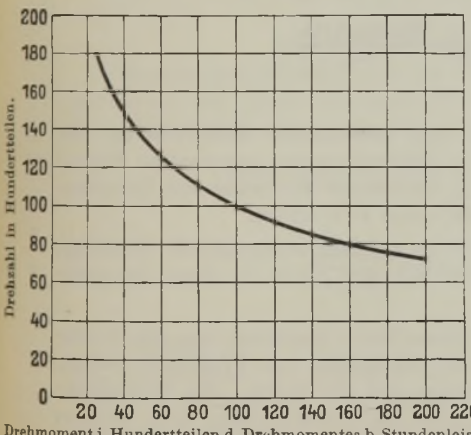
Fig. 595 bis 597.



Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Gleichstrom-Kranmotor.

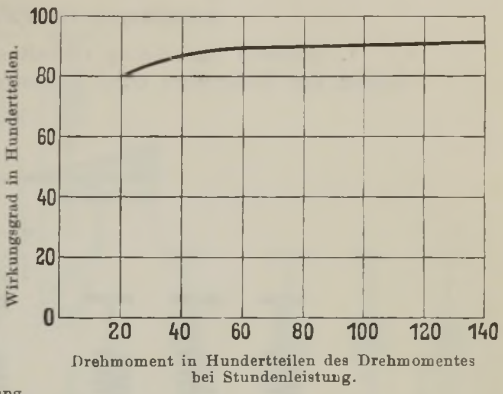


Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Drehstrom-Kranmotor.

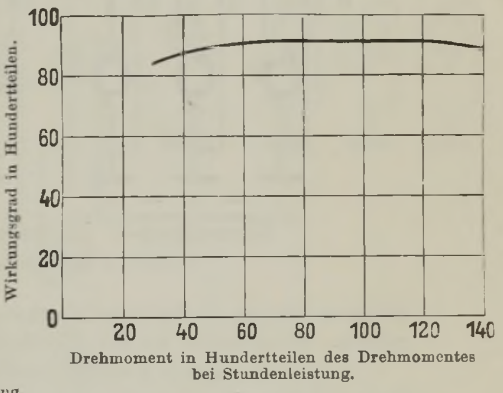


Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Einphasenstrom-Kranmotor.

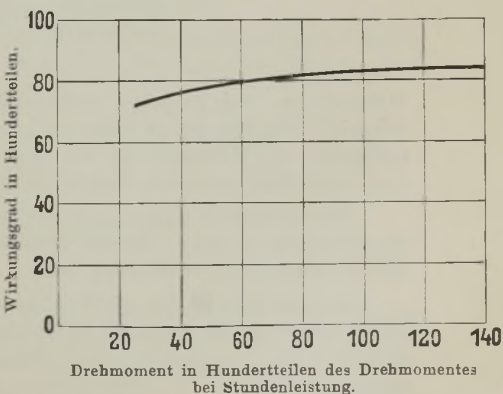
Fig. 598 bis 600.



Wirkungsgrad eines Gleichstrom-Kranmotors.



Wirkungsgrad eines Drehstrom-Kranmotors.



Wirkungsgrad eines Einphasenstrom-Kranmotors.

Schaltungen für Fahrwerke (Gleichstrom).

1. Einfache Umkehrung (Schaltung *a* der SSW, Fig. 601). Symmetrischer Aufbau des Kontrollers ohne Bremsstufen. Für Katz- und Kranfahrwerke bei

Fig. 601.

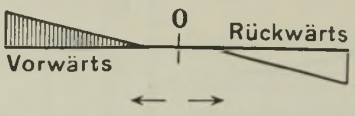
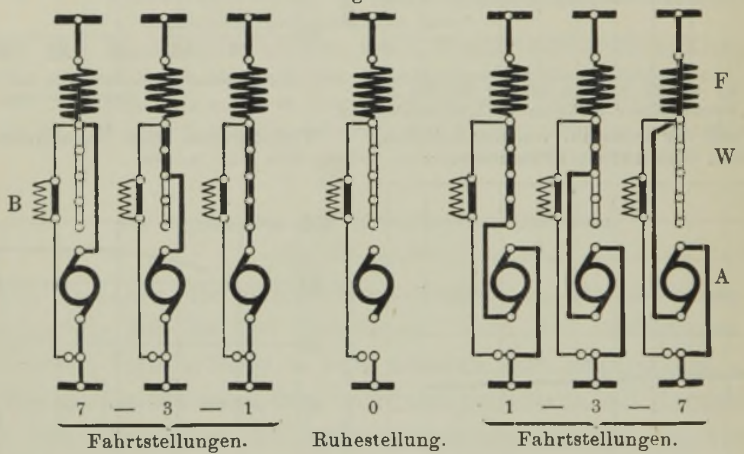


Fig. 602.

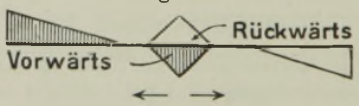


A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

kleineren Massen, bis 0,4 m/sec Geschwindigkeit. Bremsen durch Gegenstrom vermeiden. Stromverlauf bei den Einzelschaltungen zeigt Fig. 602.

2. Umkehrung mit Nachlaufbremsung (Schaltung *c* der SSW, Fig. 603). Für 1 m/sec Fahrgeschwindigkeit. Anker arbeitet beim Bremsen als Generator auf

Fig. 603.

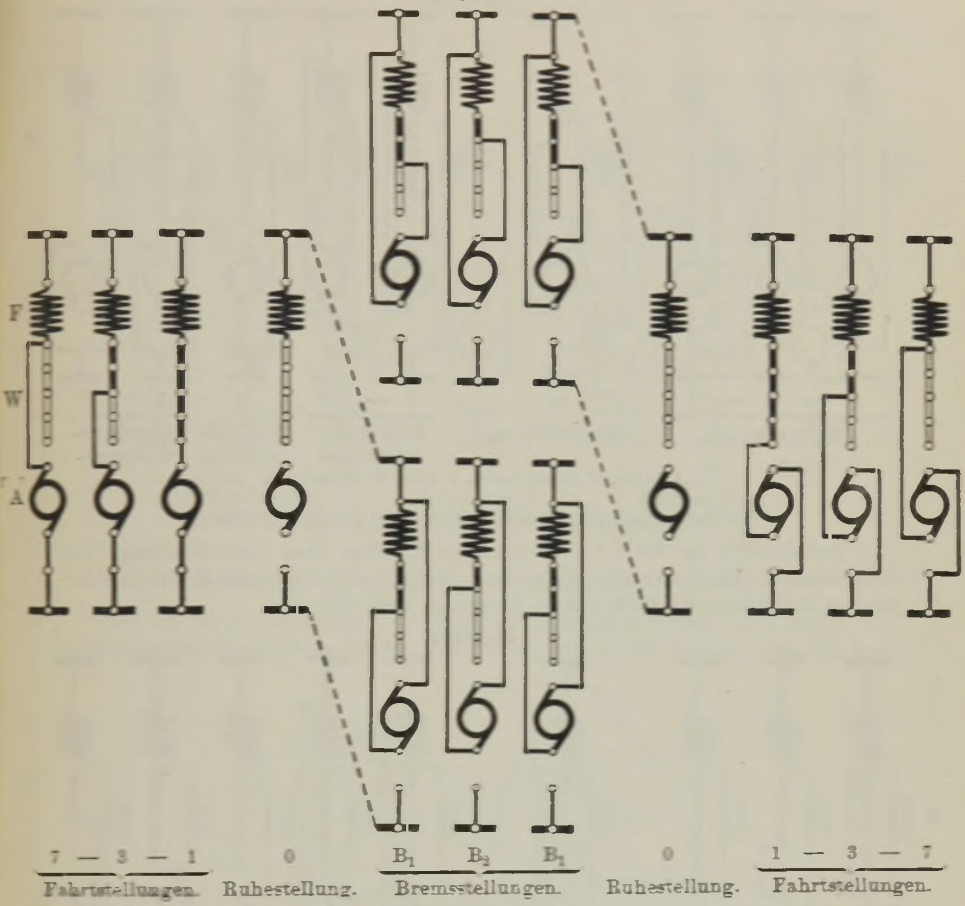


Widerstände. Bei größeren Geschwindigkeiten mechanische Hilfsbremsung. Im Schaltbild Fig. 604 ist zu bemerken: Beide Fahrtrichtungen gemeinsame Bremsstellungen, B_2 Ruhestellung. Da Wirkung elektrischer Bremsung mit Rotationsgeschwindigkeit abnimmt, einfallende Haltebremse erforderlich.

Für Drehstrom gibt es eine der Schaltung *a* genau entsprechende Schaltung, für Schaltung *c* nicht, da der Drehstrommotor sich nicht in einen Generator mit Selbsterregung verwandeln läßt.

Kommutatormotoren mit Bürstenverstellung haben besonders dann den Vorzug größter Einfachheit, wenn die Bürstenbrücke unmittelbar vom Kranführer bedient werden kann. Steuerwalzen und Widerstände sind überflüssig. Bei Verwendung von Serienmotoren mit Stufentransformatoren ist Fernsteuerung ohne weiteres möglich.

Fig. 604.



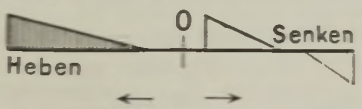
A Anker, *F* Feld, *W* Widerstand.

Gleichstromschaltungen für Hubwerke.

Einfache Umkehrung (Schaltung *a* der SSW). Bei selbstsperrenden Schnecken und Senken mit Lastdruckbremsen gleich Schaltung *a* für Fahrwerke. Gewöhnlich wird dabei Haltebremse vorgesehen.

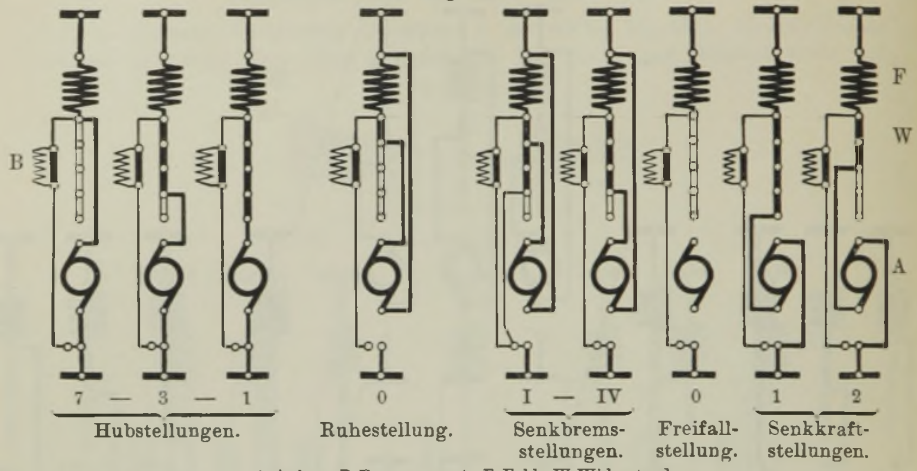
Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung.

Fig. 605.



(Schaltung *h* der SSW.) Für nicht sperrende Hubwerkantriebe. Für Montage- und Gießereikrane, für stoßfreies Bewegen auf ganz kleine Hub- und Senkstrecken (siehe Fig. 605 und 606). Für Senken der leeren Haken oder kleiner nicht durchziehender Lasten. Zwei Senkkraftstellungen, dabei wird der Motor im Senksinne angetrieben.

Fig. 606.

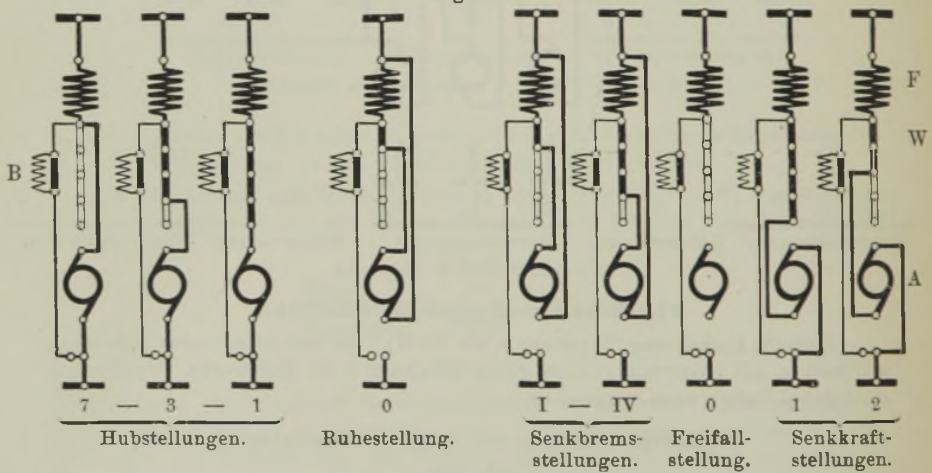


A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

Senkbremsschaltung mit schwacher Fremderregung.

(Schaltung *k* der SSW.) Für schnelles Arbeiten ohne feine Regelung. Der Bremsmagnet versieht in der ersten Bremsstellung die Stelle des Vorschaltwiderstandes in Schaltung *h* (schwächere Erregung, siehe Fig. 607).

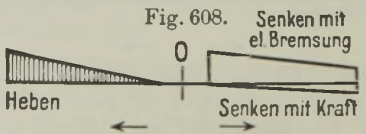
Fig. 607.



A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

Sicherheitssenkschaltung (Schaltung *l* — D. R.-P. der SSW, Fig. 608).

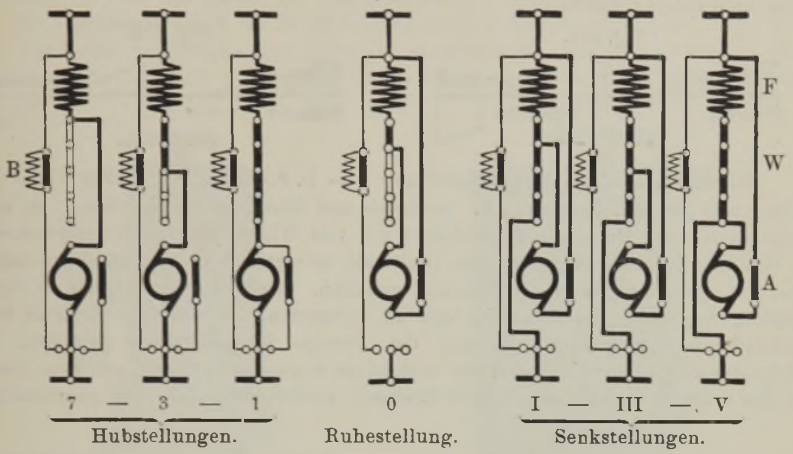
Fig. 608.



Durchgehen der Last ist ausgeschlossen, solange die elektrische Anlage in einwandfreiem Zustande.

Motor arbeitet beim Heben als Hauptstrommotor; beim Senken als Nebenschlußmaschine, bei kleinen Lasten als Motor, bei großen als Generator (siehe Fig. 609).

Fig. 609.

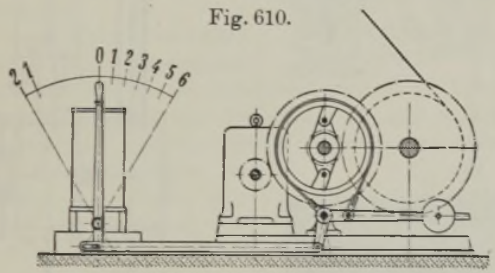


A Anker, *B* Bremsmagnet, *F* Feld, *W* Widerstand.

Schaltung für mechanische Senkbremsen (Fig. 610).

Die als Senksperradbremse ausgebildete Manöverierbremse wird durch den Steuerhebel des Anlassers gelüftet. Motor beim Senken abgekuppelt oder von Last

Fig. 610.



durchgezogen. Die letzten Stellungen links 1, 2 (Fig. 610) sind als Senkkraftstellungen ausgebildet, für leeren Haken und ganz leichte Lasten.

Drehstromschaltungen für Hubwerke.

Einfache Umkehrung (Schaltung *a*) wie bei Gleichstrom für selbstsperrende Getriebe oder beim Senken mittels Lastdruckbremse. Nachlauf kann durch Bremsmagneten abgebremst werden. Im Falle der Gefahr Gegenstrombremsung.

Wenn Antrieb keine selbstsperrende Schnecke oder Lastdruckbremse enthält, dann Sicherheitssenkschaltung (Schaltung *ag* der SSW). Dabei wird Motor im Senksinne eingeschaltet, von der Last übersynchron durchgezogen, wirkt bremsend als Generator. Je nachdem großer oder kleiner Widerstand im Rotorstromkreise wird, die Geschwindigkeit des Senkens groß oder klein. Zum Abbremsen des Nachlaufes sowie Festhalten der angehobenen Last in beliebiger Stellung muß bei Schaltung *ag* eine doppelt wirkende magnetische Haltebremse vorgesehen werden.

Schaltung *g* der SSW (Fig. 611) für mechanische Senkbremse. Für Hafendrehkrane, Portalkrane und Laufkatzen mit angebautem Führerstand. Last wird durch einseitig wirkende Senksperradbremse gesenkt. Senkkraftstellung für leicht- oder unbelasteten Haken.

Fig. 611.

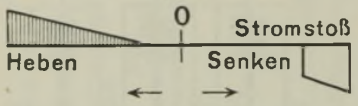
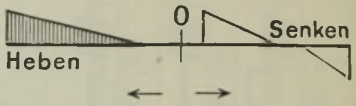
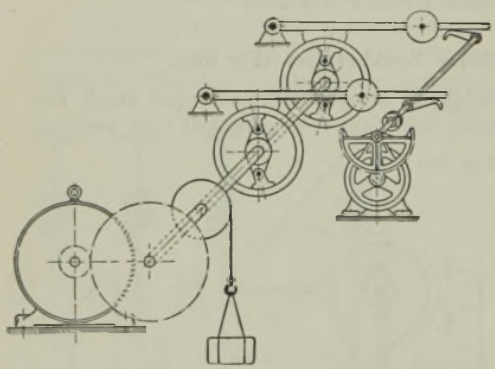


Fig. 612.



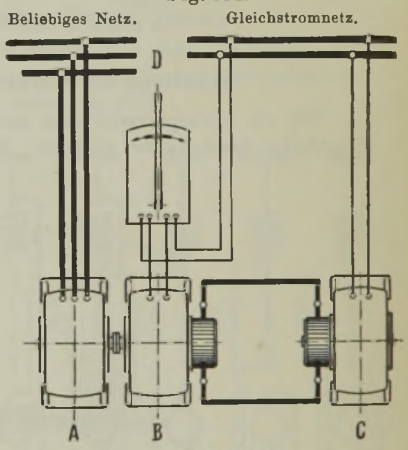
Gegenstromsenkschaltung (Schaltung *e* — D. R.-P. der SSW, Fig. 612). Für Krane mit genauen Bewegungen. Gießerei- und Werkstattkrane. Motor ist auch beim Senken im Hubsinne eingeschaltet mit viel Widerstand im Rotorstromkreise, so daß Durchziehen entgegen dem Drehfelde erfolgt. Schwere Lasten werden in den Anfangsstellungen in der Schwebe gehalten. Kleine Lasten würden in diesen Stellungen gehoben werden. Um das zu vermeiden, ist einseitig wirkende Hubsperradbremse eingebaut, die nur das Drehen im Senksinne gestattet. Die außerdem angebrachte Haltebremse verhindert dagegen ein Sinken schwerer Lasten in den ersten Hubstellungen. Beide Bremsen werden vereinigt, von gemeinsamem

Fig. 613.



Motorbremsmagnet bedient, mit für Heben und Senken entgegengesetzten Anschlägen (vgl. Fig. 613). Für rascheres Senken sind Freifallstellungen vorgesehen.

Fig. 614.



Leonardschaltung.
A Steuermotor, *B* Steuerdynamo, *C* Arbeitsmotor, *D* Steuerhebel.

Für Hebezeuge mit sehr großen Motorleistungen mit sehr feiner Regelung und Steuerung während langer Arbeitszeiten wird die **Leonardschaltung** (Fig. 614) verwendet. Dabei erhält der Anker des Arbeitsmotors erst Strom aus einer Gleichstromsteuerdynamo. Die Steuerung erfolgt durch Betätigung des Nebenschlußregulators, also durch Änderung der dem Arbeitsmotor zugeführten Spannung. Die Steuerdynamo kann natürlich durch jeden beliebigen Motor (Dampfmaschine, Gasmaschine usw.) angetrieben werden.

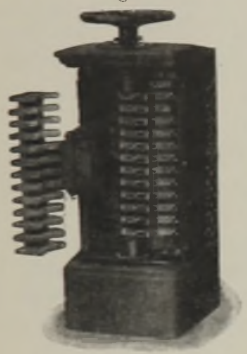
38. Steuervorrichtungen.

Die Steuerapparate müssen um so reichlicher gewählt werden, je angestrengter der Betrieb ist, d. h. je häufiger geschaltet wird. Für kleine Leistung und geringe Genauigkeit im Anfahren und Absetzen der Last und wenn Regelung nicht erforderlich, genügen einfache Umschalter. Bei Leistungen bis 0,5 PS Gleich-

strom und 2 PS Drehstrom ohne Vorschaltwiderstand. Bei Leistungen über 0,5 bzw. 2 PS sind dauernd im Stromkreise liegenbleibende Widerstände erforderlich, wobei selbstverständlich ein Abfall in der Spannung und damit in der Drehzahl stattfindet, der von der Größe des Belastungsstromes abhängig ist.

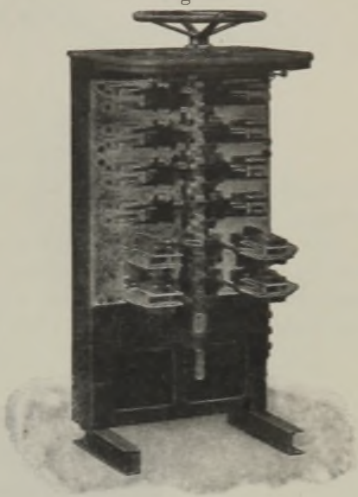
Für Leistungen von 5 bis 70 PS werden Steuerwalzen gebraucht. Für die Wahl von Größe und Stärke sind dieselben Gesichtspunkte maßgebend wie für die Motoren selbst. Auf alle Fälle sollen Steuerwalzen nicht länger als fünf Minuten

Fig. 615.



Steuerwalze, geöffnet.

Fig. 616.

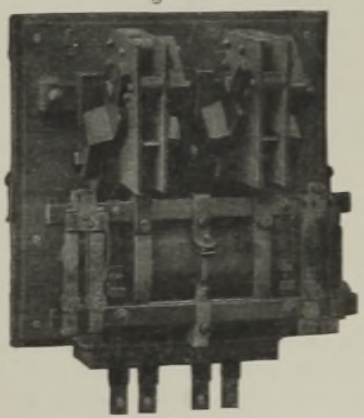


Steuerschalter mit Handrad, Abdeckung abgenommen.

und die Widerstände nicht länger als höchstens drei Minuten belastet bleiben, worauf wieder eine ausreichende Abkühlungszeit erforderlich ist.

Die Fig. 615 zeigt eine Steuerwalze; links ist der zurückgeklappte Blasmagnet zu sehen, der das Schaltfeuer an den Schaltkontakten zu löschen hat. Für Krane, die sehr schnell arbeiten müssen, oder für solche, die eine größere Anzahl gleichzeitig arbeitender Motoren besitzen, werden vielfach zwei Kontroller von einem Hebel bedient, so daß eine Bewegung des Hebels z. B. von vorn nach hinten eine Kontrollerwalze, und eine Bewegung von rechts nach links die zweite Walze betätigt.

Fig. 617.

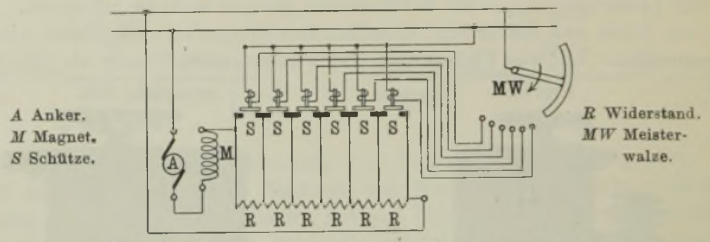


Für sehr angestrengte Betriebe verläßt man das Prinzip der Schleifkontakte und schließt die einzelnen Widerstandsstufen durch Schalter kurz. Diese Schalter die Steuerschalter, (Fig. 616) sind so ausgebildet, daß ihre Druckkontakte sowohl beim Öffnen als auch beim Schließen sofort mit ihrer ganzen Fläche abheben bzw. aufliegen, wodurch eine große Lebensdauer bedingt ist.

Da, wo die Motorleistung ganz beträchtlich ist, wo also die Schaltapparate durch ihre Größe nur schwer zu betätigen wären, ist die sogenannte Schützensteuerung am Platze. Die Schütze (Fig. 617 und 618) vertreten die Stelle der Einzelschalter im Steuerschalter, nur werden sie von einem Hilfsstrom geöffnet und geschlossen. Für den Hilfsstrom genügt

dann wieder eine kleine leicht zu betätigende Steuerwalze (Meisterwalze). Eine prinzipielle Änderung der Schaltung wird als durch die Schützensteuerung nicht dargestellt, doch ist mit Rücksicht auf die durch die vielen Leitungen gegebenen

Fig. 618.

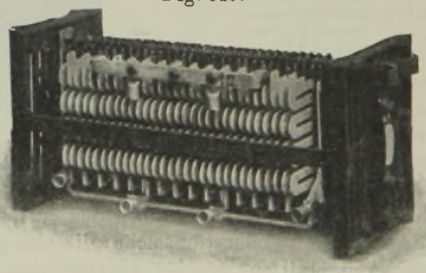


Prinzipielle Schaltung einer Schützensteuerung.

Fehlerquellen die Anwendung der Schützensteuerung nach Möglichkeit zu beschränken.

Die Widerstände werden für kleine Leistungen und schwachen Betrieb aus Draht hergestellt und vielfach direkt an den Steuerapparat montiert. Für große Leistungen und schweren Betrieb werden die in Fig. 619 abgebildeten Gußspiralwiderstände benutzt, die ihren Platz am besten außerhalb des Führerhauses auf

Fig. 619.



der Kranbühne bekommen. Der starken Wärmeentwickelung wegen sind die den Gesamtwiderstand bildenden Einzelwiderstände wenn irgend möglich nebeneinander, nicht übereinander anzuordnen; vor allen Dingen sind sie nicht in vollständig abgeschlossene Blechkästen unterzubringen.

39. Bremsmagneten.

Die an die Bremsmagneten zu stellenden Anforderungen sind folgende: Sie dürfen nicht zu reichlich gewählt werden, da sie sonst das Bremsgewicht zu schnell anziehen, wodurch ein „Schlagen“ hervorgerufen wird, andererseits lassen sie das Gewicht beim Einfallen der Bremse nicht rasch genug los. Durch dieses „Kleben“ wird natürlich ein sicheres Halten erschwert.

Die Gleichstrom-Hauptstrombremsmagneten sind im allgemeinen nur im Notfalle anzubringen, da, wo infolge großer Länge der Schleifleitungen eine besondere Zuleitung gespart werden soll (z. B. Verladebrücken). Der große Spannungsabfall und die mit der Motorbelastung schwankende Zugkraft der Hauptstrommagneten machen sie besonders für Hubwerke nicht geeignet. Bei Senkbremsschaltungen ist dieser Magnet auf alle Fälle ausgeschlossen, da der Motorstrom beim Senken der Last durch den Motor selbst erzeugt wird und die Bremse bereits vorher gelüftet sein muß.

Die Nebenschlußbremsmagneten werden durch besondere auf der Steuerwalze angebrachte Kontaktringe geschaltet und sind vom Motorstrom unabhängig. Es ergeben sich deshalb natürlich besondere Zuleitungen, als erforderlich.

In Fig. 620 ist ein Bremsmagnet für Gleichstrom dargestellt. Die Drehstrombremsmagneten werden stets parallel zu den Motoren, meistens unmittelbar an die Klemmen des Stators gelegt. Die nach der Art der Gleichstrombremsmagneten ausgebildeten Drehstromapparate haben den großen Übelstand, daß sie im Augenblick des Einschaltens großen Strom verbrauchen, da der Eisenweg anfangs nicht geschlossen

Fig. 620.

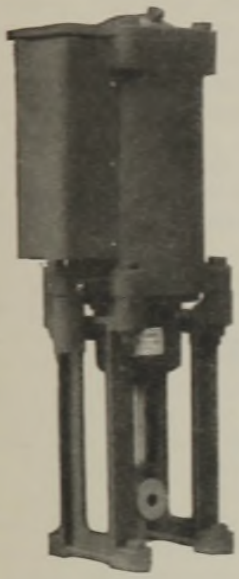
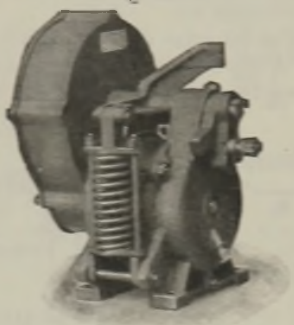


Fig. 621.

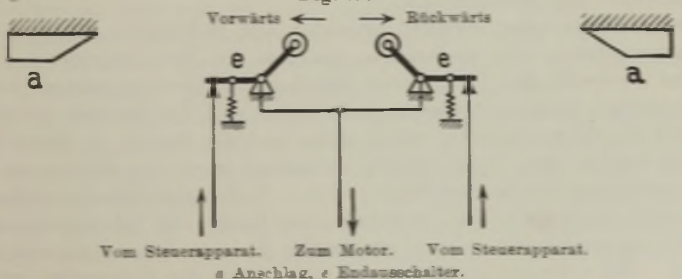


und die Selbstinduktion gering ist. Die Lebensdauer ist deshalb hauptsächlich von der Zahl, weniger von der Dauer der Einschaltungen abhängig. Den erwähnten Übelstand vermeiden die Motorbremsmagneten Fig. 621. Da der Drehsinn dieser Magneten sich mit der des Hauptmotors ändert, muß die Übertragung auf die Bremse so eingerichtet werden, daß dieselbe bei beiden Drehrichtungen in gleicher Weise betätigt wird. Wenn Hub- und Senkbremse vorhanden sind, so bedient der Motorbremsmagnet bei einer Drehrichtung die eine, bei der anderen die zweite Bremse.

40. Sicherheitsvorrichtungen.

Dieselben haben den Zweck, das Überfahren der Endstellungen sowie zu große Geschwindigkeiten oder zu großes Anwachsen der Stromstärke zu vermeiden. Unbedingt sicheres Funktionieren dieser Apparate ist die erste an sie zu stellende Forderung.

Fig. 622.



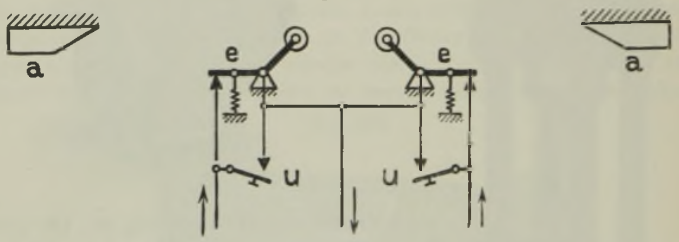
a Anschlag, e Endausschalter.

Bei Kranfahrwerken mit größerer Geschwindigkeit genügen die Puffer als Fahrtbegrenzung nicht. Für Fahrt und Hub werden Endausschaltungen angebracht.

Für die Hubbegrenzung ist es vielfach vorteilhaft, den Endausschalter so außerhalb des Führerhauses anzubringen, daß der Kranführer ihn, wenn auch auf ungefährlichem, so doch auf unbequemem Wege erreichen kann, um ihn nach dem Herausfallen wieder von Hand einzuschalten. Anderenfalls benutzt der Kranführer den Endausschalter leicht als betriebsmäßige Steuerung. Das Schema für einfache Endausschaltung für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt ist in vorstehender Fig. 622 dargestellt. Hier ist es nach Überfahren des rechten Anschlages *a* durch den rechten Endausschalter *e* möglich, mit Hilfe des linken Endausschalters *e* zurückzufahren, wobei der rechte Ausschalter durch eine Feder wieder geschlossen wird. Es ist selbstverständlich, daß die Entfernung der beiden Schalter *e*, der Nachlaufweg, um so größer sein muß, je größer die Geschwindigkeit und je kleiner die Bremswirkung ist.

Die Fig. 623 zeigt die Umgehungsschaltung; sie findet Verwendung, wenn nach dem Anschalten durch den Endausschalter in derselben Richtung noch weiter gefahren werden soll, oder das freie Profil ganz ausgenutzt werden soll. Sie ist

Fig. 623.



Vom Steuerapparat. Zum Motor. Vom Steuerapparat.
a Anschlag, *e* Endschalter, *u* Umgehungsschalter.

gerade auch für das Hubwerk deshalb wichtig, weil für die Endausschaltung der Nachlaufweg für den leeren Haken *dh* besonders groß gewählt werden muß. Der Umgehungsschalter wird meistens neben dem Steuerapparat angebracht und durch Fußtritt geschlossen. Nach Zurückziehen des Fußes öffnet er sich wieder. Er darf nur nach Zurückstellung des Steuerapparates bedient werden.

Die sogenannte Stufenendausschaltung gestattet, nach Stillsetzen des Motors durch den eigentlichen Endausschalter mit Hilfe einer kleinen Nebenwalze den Endausschalter zu überbrücken. Die Nebenwalze sperrt jedoch die Hauptwalze nach der zweiten oder dritten Stellung, so daß nur unter Vorschaltung von Widerständen, also mit geringerer Geschwindigkeit weitergefahren werden kann, bis ein zweiter Endausschalter die Bewegung unter Zuhilfenahme eines nur geringen Nachlaufweges ganz aufhören läßt.

Die Endausschalter erhalten entweder den Motorstrom direkt aus Hauptstromendausschalter oder sie schalten zunächst den Erregerstrom eines Schützes aus, das seinerseits den Hauptstrom unterbricht (Hilfsstromendausschalter). Für betriebsmäßiges Schalten bei jedem Arbeitsspiel sind die letzteren unbedingt vorzuziehen, da sie selbst wenig verschleißen und das Schütz im Führerhause angebracht werden kann, wo es ständig beobachtet wird. Im allgemeinen sind dieselben Gesichtspunkte bei der Wahl zwischen Haupt- und Hilfsstromendausschalter maßgebend, wie bei der Wahl zwischen Steuerwalzen und Schützensteuerung.

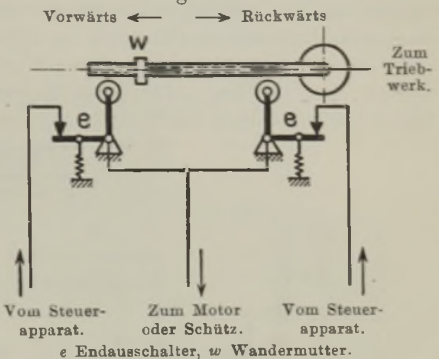
Die Endausschalter werden als Kurbel- und als Spindelendausschalter ausgebildet. Die ersteren werden in der Regel nur für Fahrwerke benutzt. Da jedoch, wo Lastweg und Umdrehungzahl des Motors in fester Abhängigkeit stehen, wird der Lastweg durch eine von einer passenden Vorgelegewelle aus angetriebene

Spindel mit Wandermutter reduziert (Fig. 624), so daß die Anschläge für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt dicht nebeneinander in einem Gehäuse untergebracht werden können.

Die Kurbelendausschalter werden für Haupt- und Hilfsstromendausschaltung, die Spindelendausschalter nur für Hilfsstromendausschaltung gebaut.

Um zu große Geschwindigkeiten zu vermeiden, sind, wenn man dahin zielende Steuerschaltungen nicht anwenden konnte, Klingelzeichen, deren Strom durch einen Fliehkraftschalter eingeschaltet wird, anzubringen. Die SSW haben einen Fliehkraftschalter herausgebracht, der den Strom eines Bremsmagneten bei zu großer Geschwindigkeit unterbricht und ihn bei nachlassender Geschwindigkeit wieder einschaltet. Die Bremswirkung darf dabei das Doppelte des Motordrehmomentes nicht überschreiten, wenn anders Stöße vermieden werden sollen. Am besten unterteilt man das Bremsgewicht und läßt beide Teile durch gesonderte Magneten betätigen, so daß beide Bremsen bei betriebsmäßigem Bremsen einfallen, während beim Überschreiten der zulässigen Geschwindigkeit nur eine in Tätigkeit tritt. Zur Sicherung gegen zu große Stromstärken werden sowohl Sicherungen wie auch Maximalschalter benutzt; letztere sind für Hubwerke im allgemeinen und für schwere Betriebe besonders vorzuziehen, und zwar deshalb, weil sie infolge ihres momentanen Wirkens nicht nur den Motor, sondern auch den mechanischen Teil des Kranes vor Überlastung schützen. Die Maximalautomaten können für Auslösestromstärken in weiten Grenzen eingestellt werden. Sie werden so konstruiert, daß auch ein Einschalten von Hand, solange die Überlastung anhält, dauernd nicht möglich ist.

Fig. 624.



e Endausschalter, *w* Wandermutter.

41. Schaltungen und Schaltapparate der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft.

Die der Schaltung *a* der SSW- entsprechende AEG-Schaltung führt die Bezeichnung *R* (rheostatische Schaltung). In nachstehender Fig. 625 ist die Abwälzung eines Kontrollers mit seinen Verbindungen nach dem Motor gezeichnet. Man erkennt den symmetrischen Aufbau für Rechts- und Linksbewegung. An diesem einfachsten Falle soll der Schaltvorgang erläutert werden.

1. Rechtslauf. Die Schleifkontakte werden nach rechts bewegt. Es kommen dabei zuerst die in der Vertikalen 1 liegenden Punkte mit der Anschlußkontaktreihe *P* in Verbindung. Der Stromverlauf ist dann folgender:

Vom +-Netz über die sämtlichen Widerstände zwischen R_5, R_4, R_3, R_2 und R_1 zum Blasmagneten *Bl*, dann weiter nach *B*, Ankerdurchfluß von links nach rechts, *A*, g_2, g_1, Magnetdurchfluß von links nach rechts zum —-Netz. Durch das Weiterstellen der Vertikalen 2, 3, 4 und 5 auf die *P*-Reihe werden dann nacheinander die zwischen R_1 und R_5 liegenden Widerstände kurzgeschlossen. Dabei bleiben aber Anker, Magneten und Blasmagnet infolge der langen Kontaktsegmente ständig mit dem Netz in Verbindung.

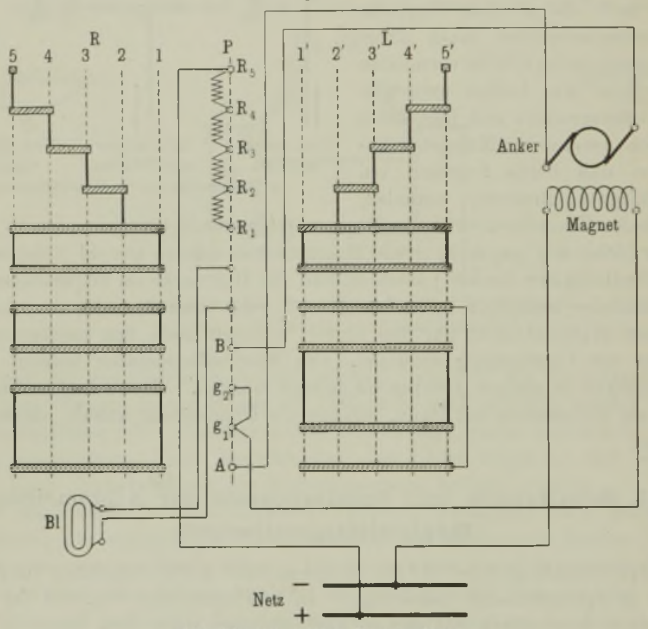
2. Linkslauf. Die Kontaktreihe 1′ kommt zuerst in Berührung mit der *P*-Reihe. Der Stromverlauf ist folgender:

Vom +-Netz über R_5, R_4, R_3, R_2, R_1, Blasmagnet A, Ankerfluß: rechts—links, B, g_1, Magnetfluß: links—rechts, —-Netz. Es hat sich also nur die Ankerstromrichtung, wie es nach früherer Besprechung für die Umkehrung der Drehrichtung nötig war, vertauscht.

Die weiteren Schaltungen 2′, 3′, 4′, 5′ haben ganz dieselben Folgen wie die von 2, 3, 4 und 5 auf der R-Seite.

Die Schaltung RB (Kurzschlußbremsung) entspricht der Schaltung c der SSW. Als Schutz gegen zu scharfes Bremsen werden die letzten Stufen des Anlaßwiderstandes auf den Stellungen „Bremsen“ nicht kurzgeschlossen, eventuell wird ein besonderer Bremsschutzwiderstand zu Hilfe genommen. Bei größeren Leistungen und Geschwindigkeiten wird ebenfalls gleichzeitig mechanische Bremsung verwendet. Der für den notwendigen Nebenschlußbremsmagneten geschaltete Kontroller bekommt dann die Bezeichnung spez. 3 (RB spez. 3).

Fig. 625.



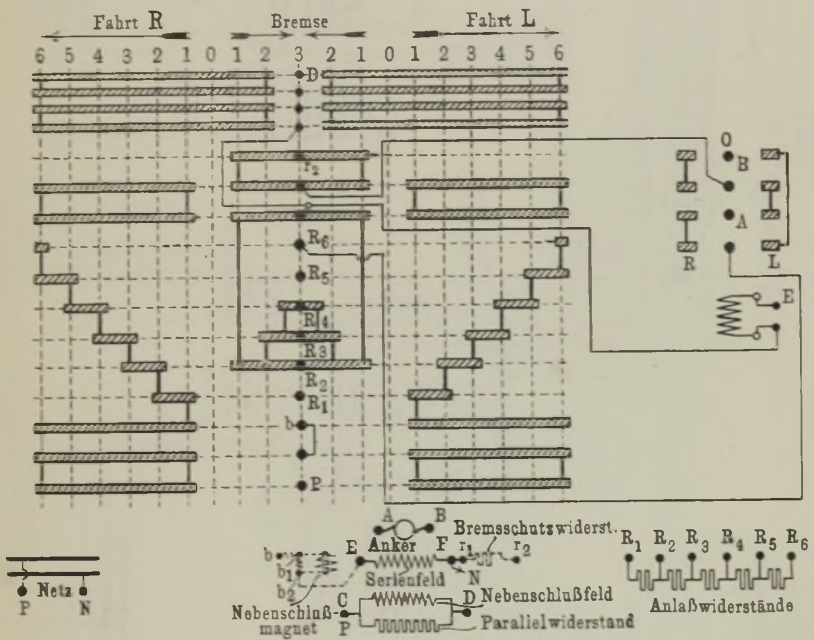
Abwälzung eines Kontrollers.

Im allgemeinen sind die Kontroller für Hauptstrommotoren eingerichtet. Sie genügen natürlich auch für Compoundmotoren, wenn die Nebenschlußwickelung direkt am Netz liegt. Bei Anschluß der Nebenschlußwickelung eines Verbundmotors an den Kontroller erhält letzterer die Bezeichnung spez. 9, bei reinem Nebenschlußmotor spez. 8.

Werden zwei auf einer Welle arbeitende Hauptstrommotoren mit einem Kontroller geschaltet, so entsteht spez. 4. Sollen zwei annähernd gleich große Motoren von einem gemeinsamen Kontroller abwechselnd bedient werden, so wird er mit einem dreipoligen Umschalter als spez. 14 ausgeführt. Kontroller spez. 16 erhalten Sicherheitsendschaltung, bei welcher das Einfahren in die Endstrecke auch bei genügend verminderter Geschwindigkeit stets zunächst ein Stillsetzen des Motors zur Folge hat. Erst nach erneutem Einschalten, von Null aus, wird mit verminderter Geschwindigkeit weitergefahren.

In nachfolgender Abbildung (Fig. 626) ist die Abwickelung eines Bremskontrollers in Ausführung für den Anschluß eines Verbundmotors dargestellt. Der Aufbau ist vollkommen symmetrisch. Für die Umschaltung des Ankerstromes ist ein besonderer Umschaltzylinder vorgesehen, der zwangläufig umgestellt wird, wenn der Hauptzylinder, von Fahrt kommend, alle Bremsstellungen passiert hat. Wie man ohne weiteres erkennt, bleibt die Nebenschlußwickelung in allen Stellungen, außer in der mittleren Bremsstellung, eingeschaltet. Es ist deshalb nur notwendig, die Stromwege für den unteren Teil der Abwickelung zu verfolgen. Beginnen wir bei der äußersten Stellung L 6. Dabei befindet sich Reihe Fahrt 6 über Bremse 3, Umschalter L über Reihe 0.

Fig. 626.



Abwickelung eines Bremskontrollers.

Stromweg 6: P, b, R_6, Motoranker, r_2, E, Hauptstrommagnetwickelung, N.
Stromweg 5: P, b, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 4: P, b, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 3: P, b, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 2: P, b, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Stromweg 1: P, b, R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, N.
Bei Stellung 0 ist der Stromweg geöffnet.

Stromweg 1. Bremsen: R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, Motoranker, r_2, E, Magnet, nach R_2 zurück.
Stromweg 2. Bremse: R_3, R_4, R_5, R_6, Anker, r_2, E, Magnet, zurück R_3.
Stromweg 3. Bremse: R_4, R_5, R_6, Anker, r_2, E, Magnet, zurück R_4.

Anker, Magnet und Widerstände bilden also während des Bremsens einen geschlossenen Stromkreis, dessen Gesamtwiderstand von Bremse 1 nach 3 geringer wird. Auf der R-Seite wiederholen sich die Stromwege in genau der L-Seite entsprechender Weise.

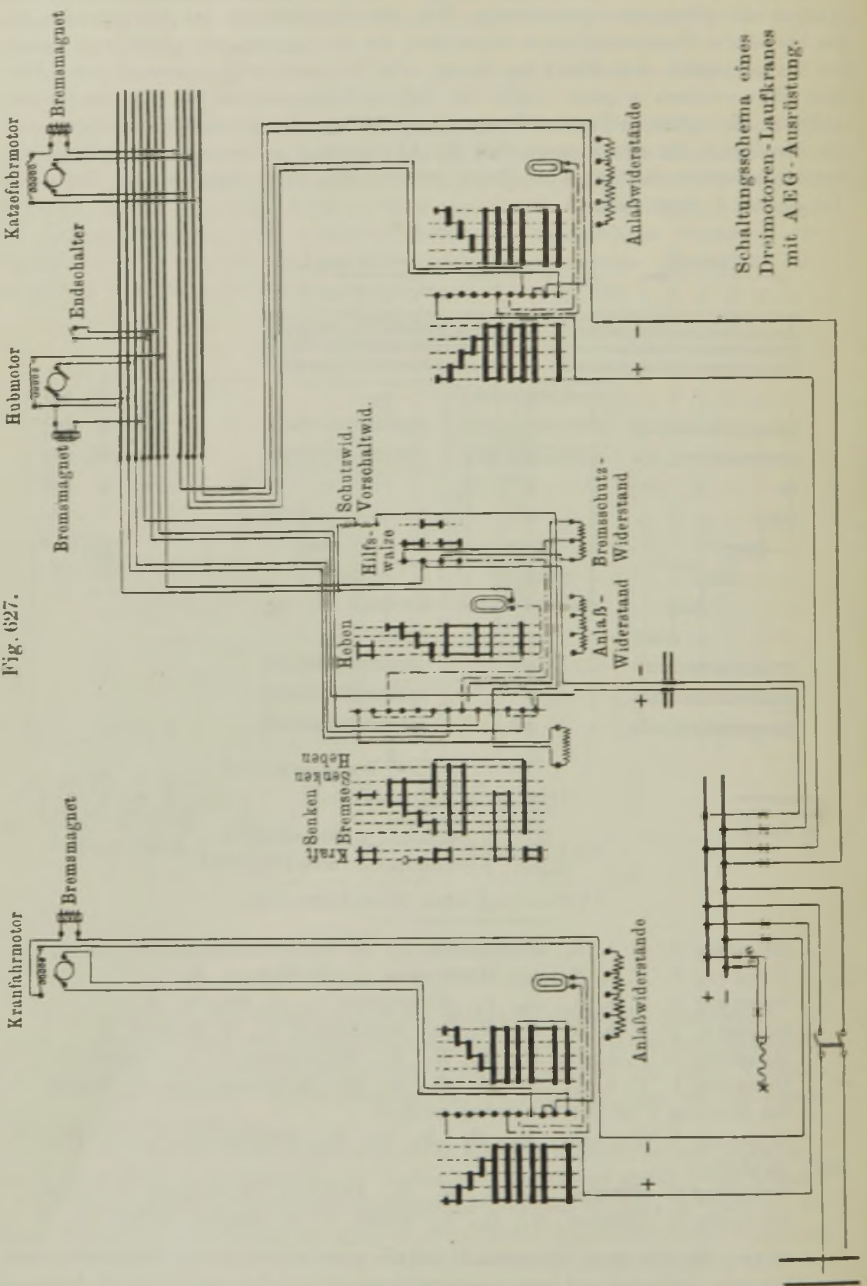
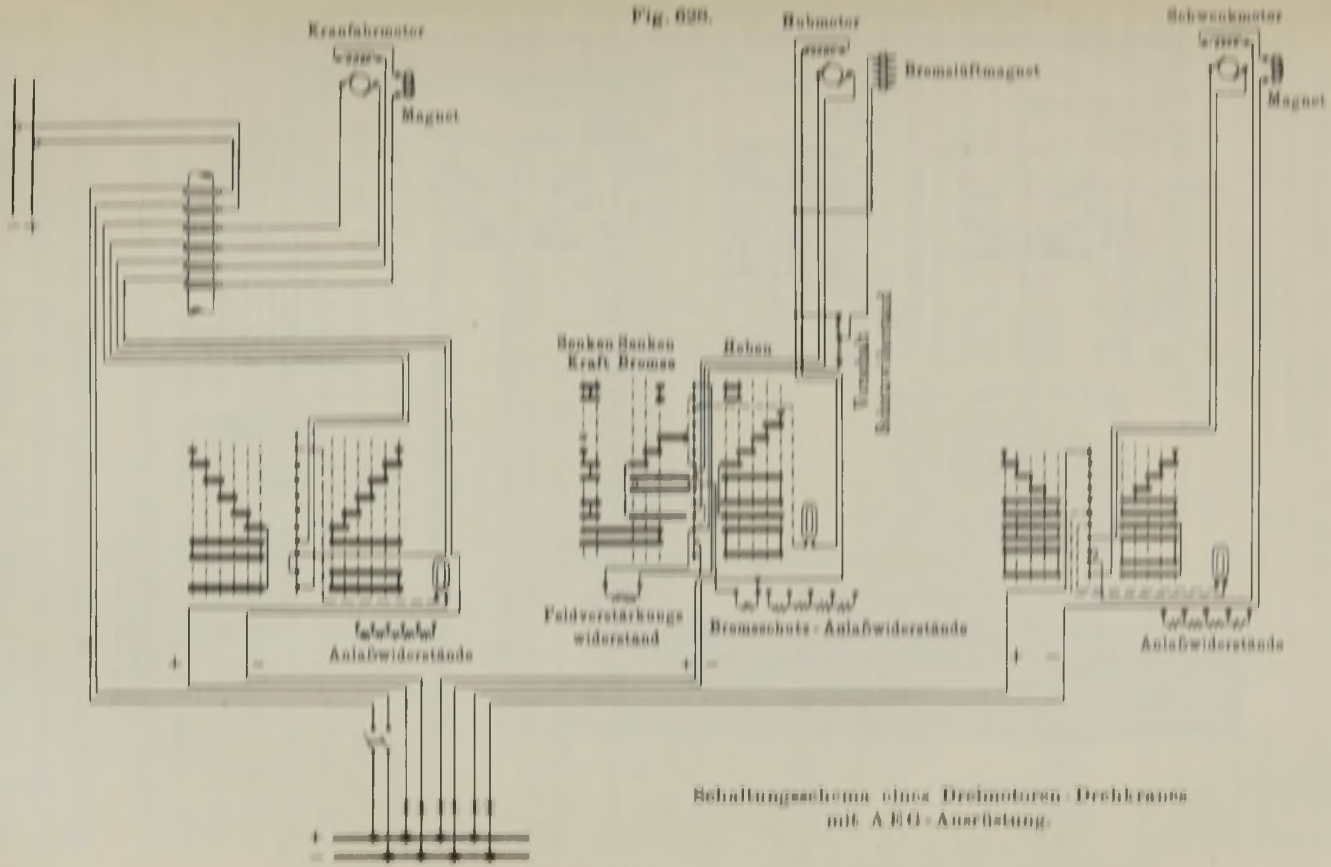

Katzfahrmotor
Bremsmagnet
Endschalter
Hubmotor
Bremsmagnet
Schutzwid.
Vorschaltwid.
Hilfs-walze
Bremsschutz-Widerstand
Anlaß-Widerstand
Heben
Senken
Kranfahrmotor
Bremsmagnet
Anlaßwiderstände
Anlaßwiderstände
Schaltungsschema eines Dreimotoren-Laufkranes mit AEG-Ausrüstung.

Fig. 627.



Schaltungsschema eines Dreimotoren-Drehkranes
mit AEG-Ausrüstung.

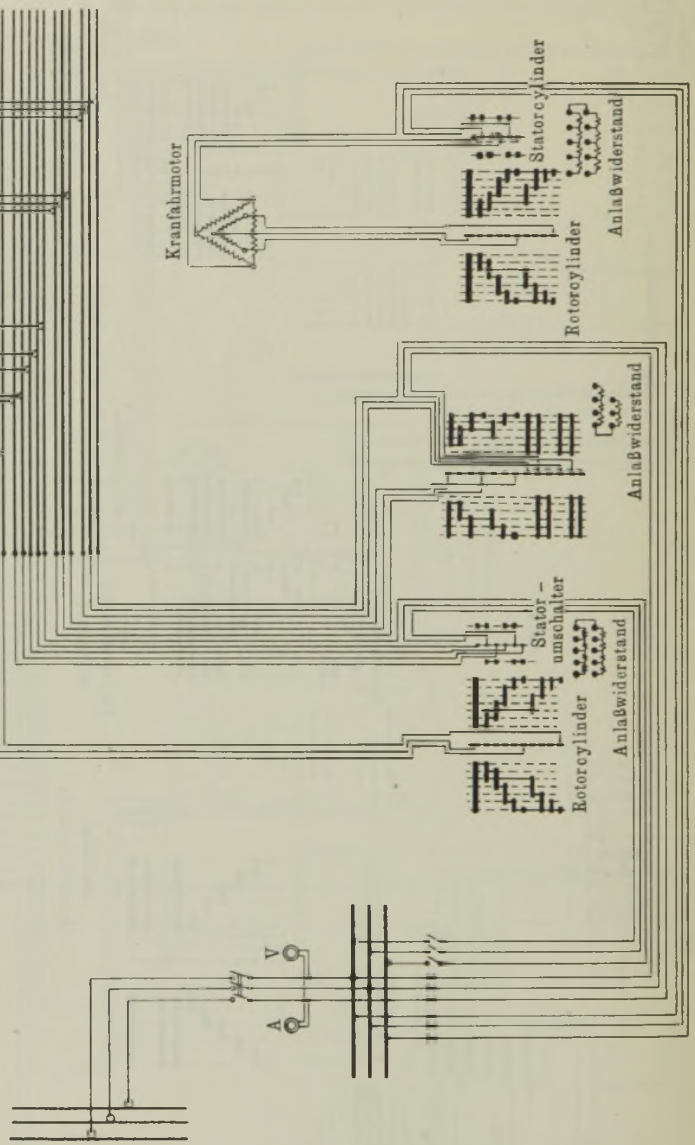
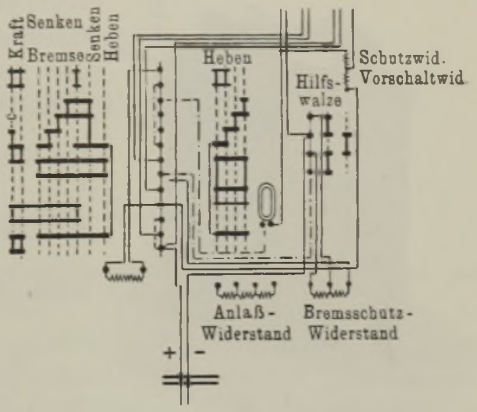


Fig. 629. Schaltungsschema eines Dreimotoren-Laufkranes mit AEG-Ausrüstung.

Die Kontroller der AEG für Senkbremsschaltung haben die Bezeichnung $R-SB$. Sie entsprechen der Schaltung h der SSW und werden ebenfalls für verschiedene Spezialschaltungen ausgeführt: 1. Starkstromendschaltung: spez. 32; 2. Hilfsstromendschaltung (Anschaltung durch Schütz): spez. 12; 3. Sicherheitsendschaltung mit Geschwindigkeitsverminderung: spez. 16; 4. Sicherheitsschaltung mit Zentrifugalauslöser: spez. 28. Die Schaltungen spez. 16, 18 und 28 erhalten immer ein Schütz. Infolgedessen wirken dieselben auch als Nullspannungsschalter beim Ausbleiben der Spannung, da das Schütz immer nur auf dem Vorkontakt des Kontrollers wieder anspringen kann.

Fig. 630.



In Fig. 630 ist das Schaltbild eines Senkbremskontrollers dargestellt; es zeigt außer den Hub- und Bremsstellungen noch zwei Kraftkontakte jenseits der Bremse, welche den Motor bei kleinen, nicht durchziehenden Lasten, oder bei leerem Haken in dem Senksinne antreiben lassen. Der angedeutete Feldverstärkungswiderstand zwischen r_s und r_q ist in der ersten Senkstellung dem direkt vom Netz gespeisten Hauptschlußmagneten vorgeschaltet. Die so erzielte Fremderregung verhindert bei schweren Lasten ein starkes Durchsacken, was ohne dieselbe infolge der langsameren Selbsterregung eintreten würde.

In neuester Zeit bringt die AEG Steuerschalter auf den Markt, bei denen die Kohlenkontakte durch Kupfer ersetzt sind. Dieselben genügen den schwersten Anforderungen und halten etwa 45000 Schaltungen pro Woche aus.

Zum Schlusse sei noch auf die drei Gesamtschaltungsschemata (Fig. 627 bis 629) auf S. 376 bis 378 hingewiesen, aus denen der Leser zugleich die Zahl der notwendigen Schleifleitungen erkennt.

42. Installation, Apparateanordnung, Zuleitungen.

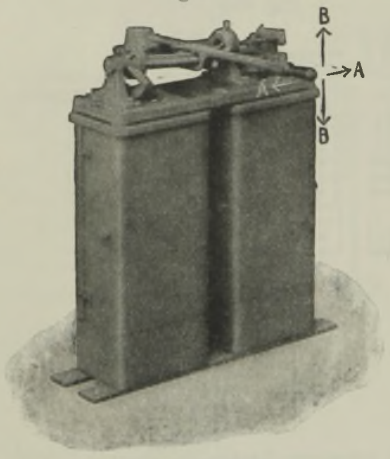
Über die Installation sei kurz folgendes gesagt. Die Verlegungsart muß stets auf die besonderen Verhältnisse Rücksicht nehmen. In schweren Betrieben ist Okonitader in Stahlpanzerrohr am Platze. Eine direkte Verbindung der Motoren mit den Apparaten ist bei den häufig zu erwartenden Defekten zu vermeiden. Die vorzusehenden Klemmbretter erleichtern den Ein- und Ausbau. Führung der Leitungen über die Widerstände hinweg ist der Wärme wegen nicht angängig. Wie überall, so auch hier gilt die Mahnung, möglichst wenige Leitungen in einem Rohr.

Die Anordnung der Apparate im Führerhause hat mit Rücksicht auf die Zweckmäßigkeit für die Bedienung und auf die Sicherheit des Führers zu geschehen. Das letztere wird hauptsächlich bei der Raumbemessung ausschlaggebend sein. Die Kontroller der Motoren, die viel

gleichzeitig laufen, sind möglichst nebeneinander anzuordnen und mittels Universalsteuerung zu verbinden (Fig. 631).

Bei der Verlegung des Querschnittes für die Zuleitung ist in erster Linie (bei größeren Entfernungen) der Spannungsabfall maßgebend. Besonders schwerwiegend ist dieser Punkt bei Drehstromanlagen, da die Drehstromasynchronmotoren gegenüber Spannungsschwankungen empfindlicher sind. Die für die Bestimmung der Querschnitte gültigen einfachen Formeln sind

Fig. 631.



Universalantrieb
mit wagerechter Nullstellung zur gleichzeitigen Steuerung von senkrechten und wagerechten Bewegungen.

für Gleichstrom $q = 0{,}035 \ \frac{l}{e_v} \cdot J$,

für Drehstrom . $q = 0{,}0175 \ \frac{l}{e_v} \cdot \frac{J.\sqrt{3}}{\cos\varphi}$,

worin $J = \frac{\text{KW} \,.\, 1000}{E.\sqrt{3}.\cos\varphi}$.

In den Formeln bedeuten:

e_v = Spannungsverlust in Volt,
l = einfache Leitungslänge in m,
q = Querschnitt der Leitung in mm,
J = Strom in Amperes.

Der Berechnung der Leitungen mit Rücksicht auf den Spannungsverlust hat stets eine Kontrolle in bezug auf Feuersicherheit zu erfolgen. Hierüber gibt die Tabelle der Sicherheitsvorschriften für elektrische Starkstromanlagen Auskunft:

Querschnitt qmm	Betriebsstärke Amp.	Querschnitt qmm	Betriebsstärke Amp.	Querschnitt qmm	Betriebsstärke Amp.
0.75	2	10	30	95	165
1	4	16	40	120	200
1.5	6	25	60	150	255
2,5	10	35	80	185	275
4	15	50	100	240	330
6	20	70	130		

Vierter Abschnitt.

Winden.

a) Berechnung der Windenwellen.

Die Kurbel-Vorgelege- und Trommelwellen der Winden sind auf Torsion und Biegung beansprucht.

Bei vorläufigen Entwürfen, sowie bei Winden für kleinere Lasten genügt es, wenn man den Wellendurchmesser nur mit Rücksicht auf Torsion berechnet und der Biegungsbeanspruchung durch Einsetzung eines geringeren Wertes der zulässigen Torsionsbeanspruchung k_d Rechnung trägt.

Vorgelege- und Trommelwellen.

Der Wellendurchmesser bestimmt sich dann aus der Torsionsgleichung

$$M_d = W k_d,$$

und mit

$$W = \frac{\pi}{16} d^3 \sim \frac{1}{5} d^3$$

zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{5\,M_d}{k_d}},$$

worin

$k_d = 120$ kg/qcm für Schweißeisen,
$k_d = 200$ „ „ Flußeisen,
$k_d = 300$ „ „ Flußstahl.

Bei genaueren Rechnungen ist hingegen stets die Biegungsbeanspruchung mit in Rechnung zu ziehen nach der Gleichung:

$$M_i = 0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} = \frac{1}{10} d^3 k_b,$$

worin

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d} = \frac{\text{zulässige Biegungsanstrengung}}{1{,}3 \text{ . zulässige Drehungsanstrengung}}.$$

Zulässige Anstrengungen für Vorgelegewellen:

Schweißeisen . . .	$k_b = 300$ kg/qcm,	$k_d = 360$ kg/qcm,	$\alpha_o = 0{,}64$
Flußeisen	$k_b = 400$ „	$k_d = 600$ „	$\alpha_o = 0{,}5$
Flußstahl	$k_b = 500$ „	$k_d = 900$ „	$\alpha_o = 0{,}42$.

Zulässige Anstrengungen für Trommelwellen:

Schweißeisen	$k_b = 600$ kg/qcm,	$k_d =$ 360 kg/qcm
Flußeisen	$k_b = 600$ „	$k_d = 600-720$ „
Flußstahl	$k_b = 800$ „	$k_d = 900-1050$ „

Die Anstrengungen können deshalb bei Trommelwellen höher gehalten werden, weil durch das Wandern der Last der gefährliche Querschnitt nur bei ganz bestimmten Laststellungen voll in Anspruch genommen ist.

Für Daumenradwellen sind die niedrigeren Werte der Vorgelegewellen zu setzen, da hier die biegende Kraft immer an derselben Stelle angreift.

Außer der Festigkeit muß auch die zulässige Flächenpressung in den Wellenzapfen geprüft werden.

Dies geschieht nach der Gleichung:

$$P = k.l.d,$$

worin

P den Zapfendruck,
l die Zapfenlänge,
d den Zapfendurchmesser,
k die zulässige Flächenpressung pro qcm

bedeutet.

Für Fluß- oder Schweißeisen in Rotgußlagern darf sein

$$k = 40 \text{ bis } 80 \text{ kg/qcm}.$$

Für Fluß- oder Schweißeisen in Gußeisenlagern

$$k = 25 \text{ bis } 50 \text{ kg/qcm}.$$

Die niedrigen Werte sind für schnell laufende, also maschinell angetriebene Winden, die höheren Werte für Handwinden zu nehmen.

Bei der Berechnung der Wellen werden die Zahlen für M_i, M_b und M_d meist unübersichtlich, wenn man mit kgcm rechnet.

Es empfiehlt sich daher, mehr als bisher im Maschinenbau üblich, die Kräfte in t, ebenso die Spannungen k_b, k_d, usw., also mit t/qcm zu rechnen.

Kurbelwellen.

Die Wellendurchmesser werden gewöhnlich gewählt:

a) Für festgelagerte Kurbelwellen

$d = 30$ mm bei Kurbeln für 1 Mann,

$d = 40$ mm bei Kurbeln für 2 Mann.

b) Für verschiebbare Kurbelwellen

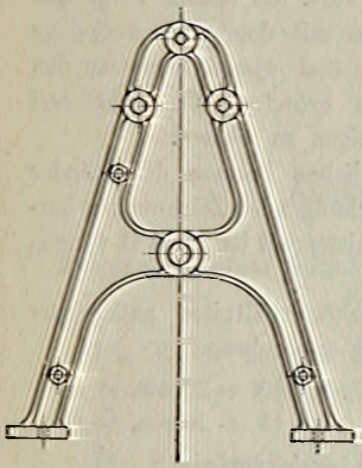
$d = 37$ mm bei Kurbeln für 1 Mann,

$d = 45$ mm bei Kurbeln für 2 Mann.

b) Windenschilde.

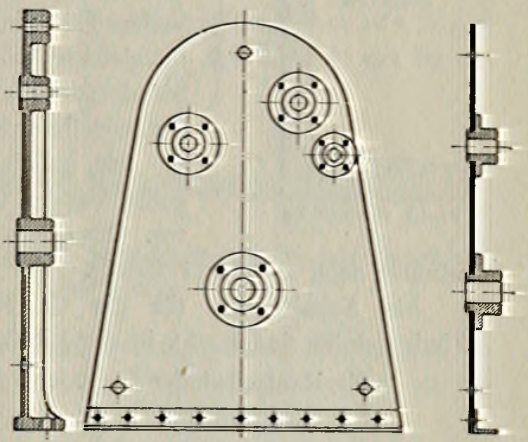
Die Herstellung der Winden- und Laufkatzengestelle kann entweder aus Gußeisen, Stahlguß oder durch Bleche erfolgen. Bei

Fig. 632.



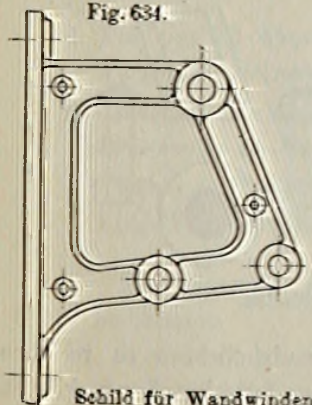
Gußeisernes Windenschild.

Fig. 633.



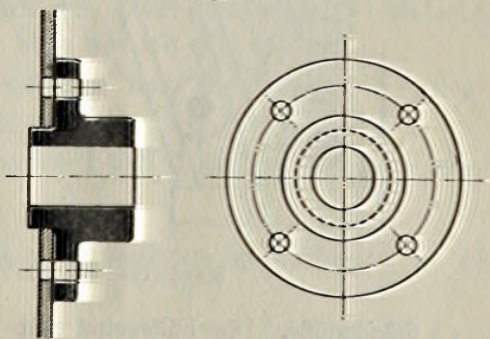
Schmiedeeisernes Windenschild.

Fig. 634.



Schild für Wandwinden.

Fig. 635.



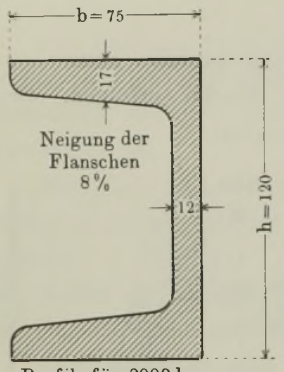
Lager zu Fig. 633.

maschinellem Antrieb ist möglichst Stahlguß oder Blech zu wählen. Für Handbetrieb genügt Gußeisen.

Außer der Beachtung eines allmählichen Überganges der Gußstellen ist noch Rücksicht auf die Bearbeitung zu nehmen und gefährliche Querschnitte sind in bezug auf die Materialanstrengung einer Kontrolle zu unterziehen.

Die Dimensionen der Windenständer ergeben sich der Hauptsache nach aus der Anordnung der Vorgelegewellen, sind aber im übrigen nach dem Gefühl zu entwerfen. Als ersten Anhaltspunkt hat man bei Handbetrieb die Höhe der Kurbelwelle mit 900 bis 1100 mm über Fußboden. Die Ständer werden gewöhnlich symmetrisch zu den Mittellinien angeordnet, so daß sich also auch die beiden Vorgelegewellen bei Winden mit doppeltem Vorgelege in gleicher Höhe und symmetrisch zu den Ständermittellinien befinden, um nicht zwei Gußmodelle anfertigen zu müssen.

Fig. 636.



Profil für 2000 kg

Die gebräuchlichen Formen der Ständer gehen aus den nachfolgenden Zeichnungen hervor. Das Querschnittsprofil ist meist U-förmig, mitunter auch I- oder T-förmig.

Als Anhaltswerte für die Querschnittsverhältnisse gußeiserner Windenschilde findet man in der Literatur angegeben:

für Hanfseilwinden . . . . $h = 2\,\delta + 15 \div 20$ mm,
für Kettenwinden . . . . $h = 6\,\delta + 15 \div 20$ mm,

wenn δ den Seil- bzw. Kettendurchmesser bezeichnet.

Fig. 637.

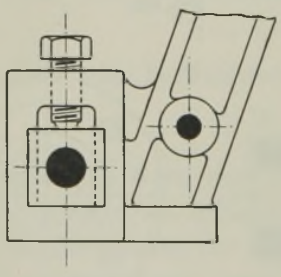
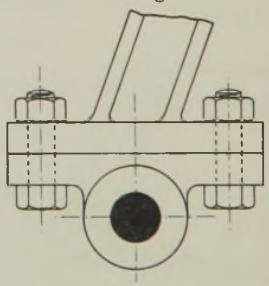


Fig. 638.

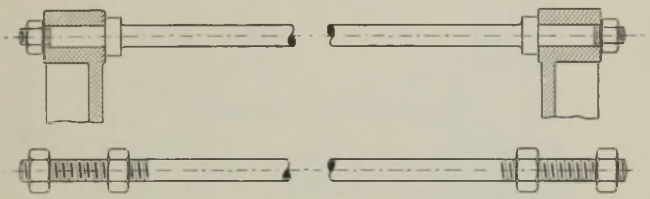


Ständerfüße für fahrbare Winden.

Ständerfüße. Die Füße sind mit Schraubenlöchern zu versehen, um die Winde nötigenfalls auf einer Unterlage festschrauben zu können.

Für fahrbare Winden werden die Lager für die Rollenachsen entweder vertikal verstellbar angeordnet (Fig. 637), um die Winde auch bei festem Standpunkte auf die Füße zu stellen, oder es werden geschlossene Lager an die Ständerfüße angeschraubt (Fig. 638), oder unten offene Lager direkt an die Ständerfüße gegossen und mit Lagerdeckel versehen.

Fig. 639 u. 640.



Verbindungsstangen.

Querverbindungen. Einfache Winden erhalten Stangen von 20 ÷ 26 mm Durchmesser, Doppelwinden erhalten Stangen von 25 ÷ 35 mm Durchmesser.

c) Ausgeführte Räderwinden.

Berechnung einer Bockwinde für 1000 kg Tragkraft mit Hanfseil.

Zwei Arbeiter à 15 kg.

Die Winde ist für zwei Lastgeschwindigkeiten konstruiert, so daß für kleinere Lasten auch kleinere Übersetzungen benutzt werden können.

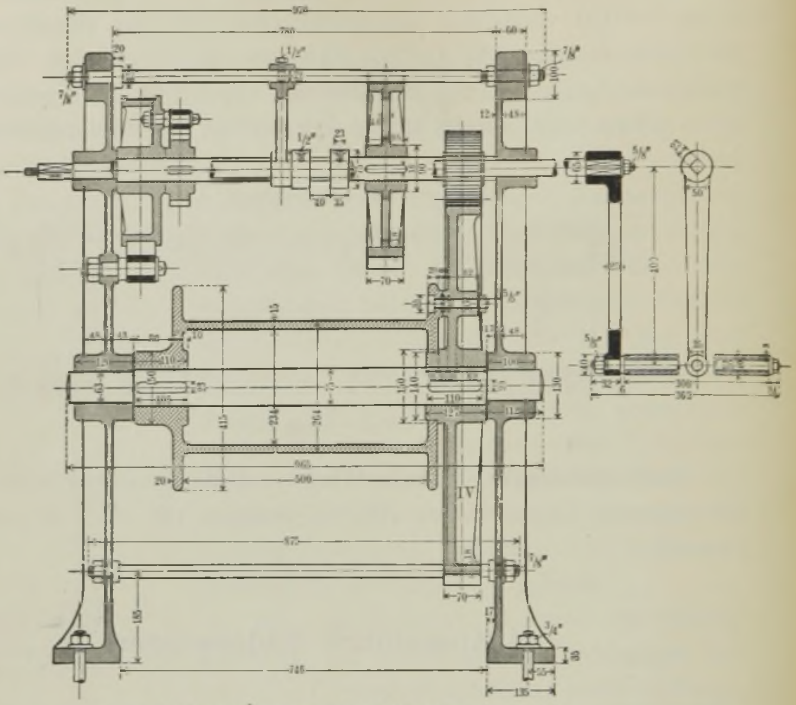
Die Kurbelwelle ist in ihrer Achsenrichtung verschiebbar angeordnet und kann folgende Stellungen einnehmen:

1. Triebling III kämmt mit dem Trommelzahnrade IV: einfaches Vorgelege; Bremswelle läuft leer mit (Fig. 643).
2. Triebling III kämmt mit dem Rade II: doppeltes Vorgelege; Bremswelle ist Vorgelegewelle.
3. Triebling III steht zwischen I und II und ist also ganz außer Eingriff: Lastsenken.

Die Wirkungsweise der hier verwendeten Sperradbremse ist auf S. 127 beschrieben.

Die Last wird bei vollständig ausgerücktem Triebling III durch Lüften des Bremshebels gesenkt.

Fig. 641.



Bockwinde für 1000 kg Nutzlast.

Fig. 643.

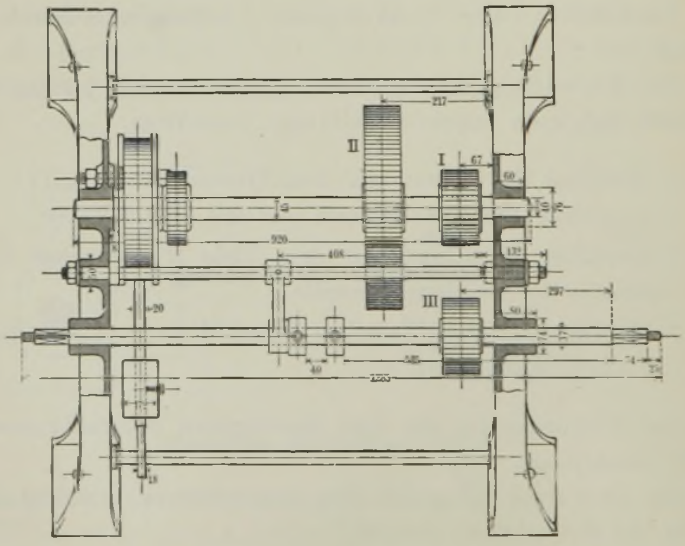
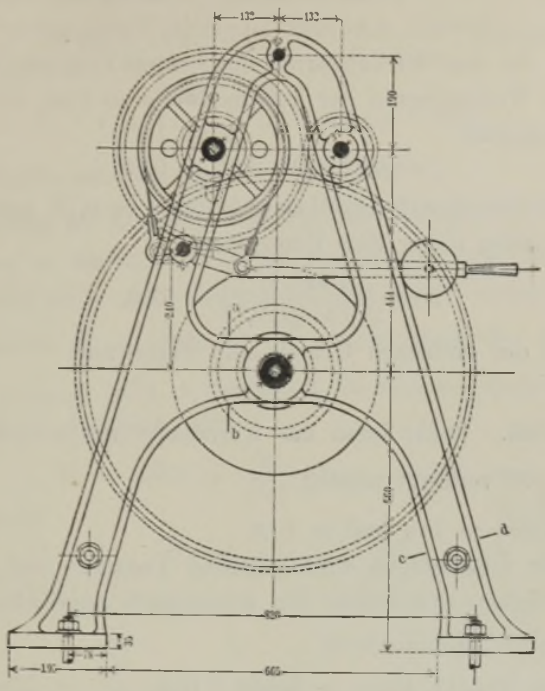


Fig. 642.



Mit zwei Vorgelegen, Übersetzung 1 : 18, Kurbeldruck für einen Arbeiter = 15 kg.

Zahnräder.

Bezeichnung	Teilkreis-durchmesser	Teilung	Zähne-zahl	Zahn-stärke	Zahn-fußhöhe	Zahn-kopfhöhe
Zahnrad I . . .	132	11 π	12	16	14	11
„ II . . .	396		36	16	14	11
„ III . . .	132		12	16	14	11
„ IV . . .	792		72	16	14	11
Sperrad	Durchm. = 144	12 π	12	—	—	—

Berechnung des Triebwerkes.

Hanfseildurchmesser nach der Tabelle 1 = 36 mm,

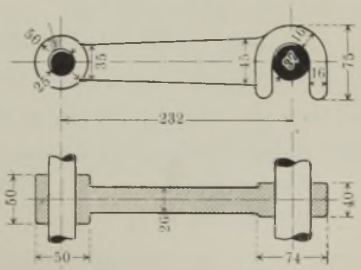
Trommeldurchmesser von Mitte bis Mitte Seil = $8\,d \sim 300$ mm,

2 Arbeiter mit je 15 kg Kurbeldruck,

Kurbelarm = 400 mm.

Ohne Rücksicht auf die Kraftverluste folgt mit diesen Werten

Fig. 644 u. 645.



Feststellklinke für die Kurbelwelle.

$$\text{Übersetzung } i_0 = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{1000 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40} = 12{,}5.$$

Die Winde erfordert demnach doppeltes Vorgelege.

Schätzen wir den Wirkungsgrad der beiden Vorgelegewellen zu je 0,92 und den Wirkungsgrad der Trommelwelle zu 0,94, so ist der gesamte Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}92 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}94 = 0{,}79,$$

wofür mit Rücksicht auf Ausführungsfehler $\eta = 0{,}75$ gesetzt werden soll. Wir erhalten daher eine Übersetzung

$$i = \frac{1000 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40 \cdot 0{,}75} = 16{,}6,$$

welcher Wert der einfachen Übersetzung wegen auf

$$i = 18$$

abgerundet wird. Dafür kann der Kurbelarm von $a = 400$ mm auf $400 \cdot \frac{16{,}6}{18} = 370$ verkürzt werden.

Wir zerlegen in 1 : 6 und in 1 : 3.

Die große Übersetzung wird zwischen Trommel und Bremswelle, die kleine zwischen Bremswelle und Kurbelwelle angeordnet.

Zahnräderdimensionen:

1. Trommelrad IV (R_{IV}) — Ritzel I (r_I): $\frac{r_I}{R_{IV}} = \frac{1}{6} = \frac{z_I}{Z_{IV}} = \frac{12}{72}$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi \cdot z \cdot c} \cdot \frac{M}{\eta_{\text{Trommel}}}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{2 \cdot 72 \cdot 18} \cdot \frac{1000 \cdot 15}{0{,}94}} = 3{,}31 \text{ cm} \sim 11\,\pi,$$

wenn $\psi = 2$ und $c = 18$.

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D_I = \frac{zt}{\pi} = \frac{12 \cdot 11\,\pi}{\pi} = 132 \text{ mm},$$

$$D_{IV} = \frac{72 \cdot 11\,\pi}{\pi} = 792 \text{ mm},$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2\,t \sim 2 \cdot 35 = 70 \text{ mm}.$$

2. Räderpaar II (R_{II}) — III (r_{III}): $\frac{r_{III}}{R_{II}} = \frac{1}{3} = \frac{z_{III}}{Z_{II}} = \frac{12}{36}$.

Da das Ritzel III der Kurbelwelle einerseits in das Rad II und andererseits in das Trommelzahnrad eingreifen muß so muß dieses Räderpaar aus genannten praktischen Gründen dieselbe Teilung wie das andere Räderpaar haben.

Es wird also: $z = 12 : 36$, $t = 11\,\pi$, $b = 70$ mm, $D = 132 : 396$.

Würde die Bedingung des beiderseitigen Eingriffes nicht vorhanden sein, so könnte die Teilung nach der Rechnung bedeutend schwächer ausgeführt werden.

Das der Rechnung zugrunde zu legende Moment der Zwischenvorgelegewelle beträgt unter Berücksichtigung des Reibungswiderstandes

$$M = \frac{1000 \cdot 15}{\eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_I}{R_{IV}\,\eta_{\text{Vorgel.}}} = \frac{1000 \cdot 15}{0{,}94} \cdot \frac{1}{6 \cdot 0{,}92} = 2890 \text{ kgcm.}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi\,2890}{2 \cdot 36 \cdot 18}} \sim 2{,}4 \text{ cm} \sim 8\pi,$$

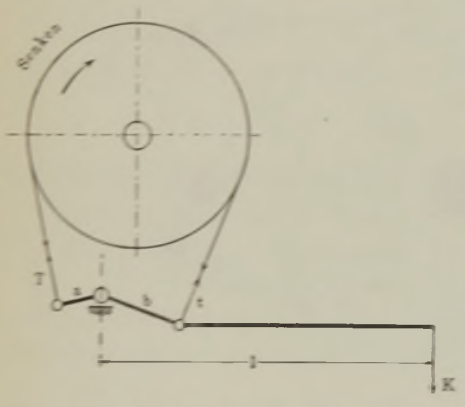
demnach Teilkreisdurchmesser $D = 96 : 288$.

Berechnung der Bremse. Vgl. Fig. 646 bis 647.

Hier ist zu beachten, daß die Reibungswiderstände der Trommel und Vorgelegewelle dem Rückdruck der Last entgegenwirken, das ideelle Moment $M_i = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_I}{R_{IV}}$ daher durch die Wirkungsgrade $\eta_{\text{Trommel}} \times \eta_{\text{Vorgelege}}$ nicht zu dividieren, sondern mit denselben zu multiplizieren ist, so daß jetzt wird

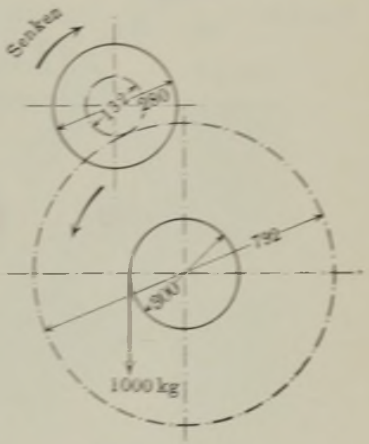
$$M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_I}{R_{IV}} \cdot \eta_{\text{Trommel}}\,\eta_{\text{Vorgelegewelle}}.$$

Fig. 646.



Bremse.

Fig. 647.



Anordnung der Bremse.

Da demnach das von den Sperrwerken zu vernichtende Rückdruckmoment M um so größer, je größer die Werte η, so sind letztere vorsichtshalber hoch einzuschätzen, hier z. B.

$$\eta_{\text{Trommel}} = \eta_{\text{Vorgelegewelle}} = 0{,}95,$$

während bei Berechnung der Übersetzung sicherheitshalber die niedrigen Zahlen den Vorzug verdienen.

Hiermit wird

$$M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 2250 \text{ kgcm.}$$

Fig. 649.

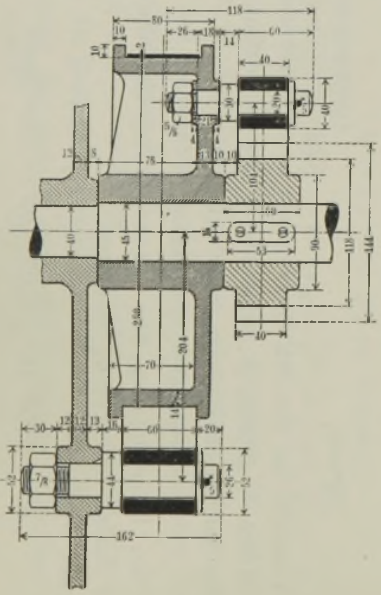


Fig. 648.

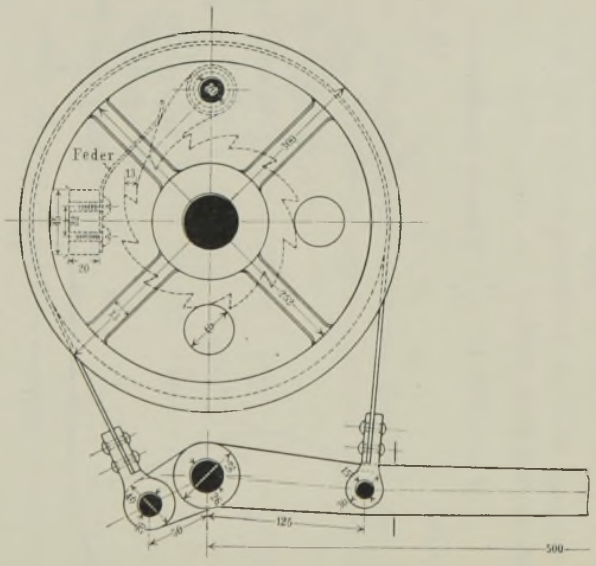


Fig. 650.

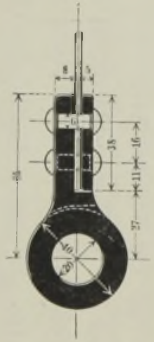
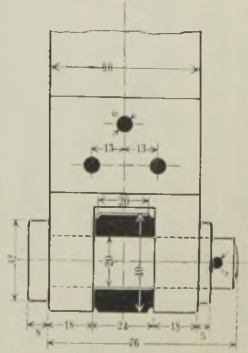
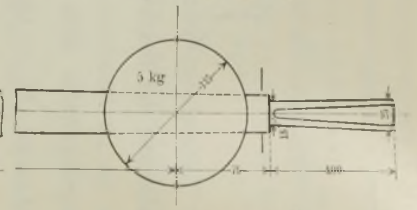


Fig. 651.



Bandbefestigung.



Bremse zur Bockwinde für 1000 kg Tragkraft.

Bremsscheibendurchmesser gewählt zu 280 mm,

$$\text{Umfangskraft} = \frac{2250}{14} = 160\,\text{kg},$$

Hebelarme gewählt: $a = 50\,\text{mm}$, $b = 2{,}5\,.\,a = 125\,\text{mm}$, $l = 500\,\text{mm}$,
Bandspannung im auflaufenden Bandende

$$T = \frac{P\,.\,e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{160\,.\,2{,}21}{2{,}21 - 1} \sim 292\,\text{kg},$$

Bandspannung im ablaufenden Bandende

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} = 132\,\text{kg},$$

Gewicht am Hebel

$$K = \frac{132\,.\,125 - 292\,.\,50}{500} = 3{,}8\,\text{kg}, \text{ ausgeführt mit } 5\,\text{kg}.$$

Nach S. 115 erhält man den Ausschlag des Bremsgewichtes bei einer Abhebung des Bandes um 2 mm nach der Gleichung $s = \frac{\sigma\,.\,l}{a - b}$. Mit den angenommenen Hebelarmen wird also $s = \frac{2\,.\,500}{125 - 50} = 13{,}3\,\text{mm}$.

Bremsband. $T = b\,.\,\delta\,.\,k_z$. Gewählt: $\delta = 2\,\text{mm}$, k_z für Schmiedeeisen $= 300\,\text{kg/qcm}$,

$$b = \frac{292}{300\,.\,0{,}2} \sim 5\,\text{cm}.$$

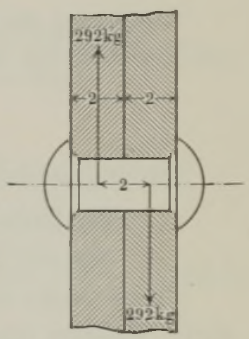
Mit Rücksicht auf Abnutzung 60×2.

Kontrolle nach S. 119 ergibt mit $\mu = 0{,}4$: $T = 871\,\text{kg}$ und $k_z = 725\,\text{kg/qcm}$.

Anzahl i der erforderlichen Nieten. Berechnung auf Biegung (siehe Fig. 652). Gewählt: Nietdurchmesser $= 6\,\text{mm}$, $k_b = 500\,\text{kg/qcm}$.

Aus $\frac{292\,.\,0{,}1}{i} = \frac{1}{10}\,0{,}6^3\,.\,500$ wird $i \sim 3$.

Fig. 652.



Nietung der Bandenden.

Drehbolzen. Die resultierende Kraft ermittelt sich graphisch zu $\sim 450\,\text{kg}$. Nach der Zeichnung ist $l = 60\,\text{mm}$, folglich

$$\frac{450\,.\,6}{2} = \frac{1}{10}\,d^3\,.\,600,$$

woraus $d = 28\,\text{mm}$, ausgeführt mit 26 mm.

Scharnierbolzen für den kleinen Hebelarm. Es ist

$$T = 292\,\text{kg}, \quad l = 24\,\text{mm},$$

$$\frac{292\,.\,2{,}4}{8} = \frac{1}{10}\,d_1^3\,.\,600, \; d_1 \sim 1{,}1\,\text{cm}, \text{ ausgeführt mit } 20\,\text{mm}.$$

Scharnierbolzen für den großen Hebelarm. Es ist

$$t = 132\,\text{kg}, \quad l = 24\,\text{mm}, \quad \frac{132 \cdot 2{,}4}{8} = \frac{1}{10} d_2^3 \cdot 600, \quad d_2 \sim 0{,}9\,\text{cm},$$

ausgeführt mit 15 mm.

Sperrad. Moment der Welle = 2250 kgcm; gewählt wird

$$z = 12, \quad \frac{t}{b} = 1, \quad k_b = 200\,\text{kg/qcm},$$

$$t = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}} = 3{,}75 \sqrt[3]{\frac{2250}{12 \cdot 200}} \cdot 1 \sim 3{,}68\,\text{cm} \sim 12\,\pi,$$

$$\text{Durchmesser } D = \frac{12 \cdot 12\,\pi}{\pi} = 144\,\text{mm},$$

b ausgeführt mit 40 mm.

Klinkenbolzen. Die den Bolzen auf Biegung beanspruchende Kraft ist gleich der Umfangskraft des Sperrades $= \frac{2250}{7{,}2} \sim 312$ kg.

Es ist $l = 40\,\text{mm}, \; k_b = 600\,\text{kg/qcm},$

$$\frac{312 \cdot 4}{2} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600, \; d \sim 22\,\text{mm}$$

Berechnung der mittleren Vorgelegewelle. Auf die Welle wirkt in schräger Richtung der Zahndruck des Trommelrades

$$Z_1 = \frac{1000 \cdot 15}{39{,}6 \cdot 0{,}94} = 403\,\text{kg}.$$

Durch graphische Zerlegung desselben erhalten wir

die Horizontalkomponente . . . . Z_{1H} zu 390 kg
und die Vertikalkomponente . . . Z_{1V} „ 125 „

Ferner wirkt in C der Zahndruck der Kurbelwelle vertikal aufwärts. Derselbe ergibt sich mit der Übersetzung 1 : 3 und $\eta = 0{,}92$ zu

$$Z_2 = 403 \frac{132}{396} \cdot \frac{1}{0{,}92} = 146\,\text{kg}.$$

Vertikale Belastungsebene (Fig. 653).

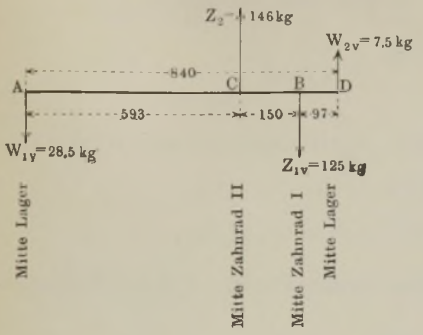
$$\text{Auflagerdruck } W_{1v} = \frac{146 \cdot 247 - 125 \cdot 97}{840} = 28{,}5\,\text{kg},$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2v} = \frac{125 \cdot 743 - 146 \cdot 593}{840} = 7{,}5\,\text{kg}.$$

Biegungsmomente

im Querschnitt C $\quad M_{bv} = 28{,}5 \cdot 59{,}3 = 1690$ kgcm,
„ „ B $\quad M_{bv} = 7{,}5 \cdot 9{,}7 = 73$ „

Fig. 653.



Vertikale Belastungsebene.

Fig. 654.

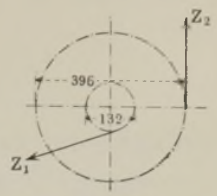
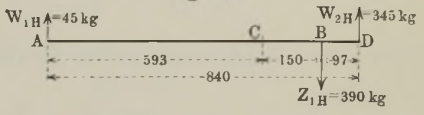


Fig. 655.



Horizontale Belastungsebene.

Berechnungsskizze für die mittlere Vorgelegewelle.

Horizontale Belastungsebene (Fig. 655).

$$\text{Auflagerdruck } W_{1H} = \frac{390 \cdot 97}{840} = 45 \text{ kg},$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2H} = \frac{390 \cdot 743}{840} = 345 \text{ kg}.$$

Biegungsmomente

im Querschnitt C $\quad M_{bH} = 45 \cdot 59{,}3 = 2668$ kgcm,

„ „ B $\quad M_{bH} = 345 \cdot 9{,}7 = 3346$ „

Resultierende Biegungsmomente

für Querschnitt C: $\quad M_b = \sqrt{1690^2 + 2668^2} = 3160$ kgcm,

„ „ B: $\quad M_b = \sqrt{73^2 + 3346^2} = 3350$ „

Das Torsionsmoment, welches gleichmäßig zwischen B und C auftritt, beträgt

$$M_d = 146 \frac{39{,}6}{2} = 2890 \text{ kgcm}.$$

Der gefährliche Querschnitt liegt also in B, weil das Torsionsmoment in B und C gleich groß hinzutritt.

Die Vereinigung des Biegungsmomentes und des Torsionsmomentes im Querschnitt B ergibt nach Gleichung

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_o \cdot M_d)^2}$$

mit $\quad M_b = 3350$ kgcm, $\quad M_d = 2890$ kgcm

und $\quad \alpha_o = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 600} = 0{,}5$ für Flußeisen,

$$M_i = 0{,}35 \cdot 3350 + 0{,}65 \sqrt{3350^2 + 0{,}5^2 \cdot 2890^2} = 3545 \text{ kgcm}.$$

Nach Gleichung $M_i = \frac{1}{10} d^3 k_b$ erhält man schließlich

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3545}{400}} \simeq 4{,}5 \text{ cm}.$$

Berechnung der Zapfen. Die resultierenden Lagerdrücke sind

in A $\quad W_1 = \sqrt{28{,}5^2 + 45^2} \simeq 53$ kg,

in D $\quad W_2 = \sqrt{7{,}5^2 + 345^2} \simeq 346$ kg.

Der rechte Zapfen ist also am stärksten beansprucht. Aus der Biegungsgleichung

$$W_2 \cdot \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k_b \sim \frac{1}{10} d^3 k_b$$

wird mit $l = 6$ cm und $k_b^0 = 400$ kg/qcm

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 346 \cdot 6}{2.400}} \simeq 3 \text{ cm}, \text{ ausgeführt mit } 40 \text{ mm}.$$

Die spezifische Pressung im Lager ist dann

$$k = \frac{346}{4 \cdot 6} \simeq 15 \text{ kg/qcm}.$$

Während des Lastsenkens ergeben sich für die Welle etwas höhere Werte, welche indessen für den Wellendurchmesser nicht von Bedeutung sind.

Berechnung der Trommelwelle. Die Welle wird durch den wandernden Seilzug nur auf Biegung beansprucht, weil die Torsion von der Trommel direkt auf das Zahnrad übertragen wird. Um das größte Biegungsmoment festzustellen, soll die Belastung bei den Endstellungen des Seiles auf der Trommel untersucht werden.

Der Zahndruck Z_1, welcher jetzt in entgegengesetzter Richtung anzubringen ist, wurde vorhin zu 403 kg und dessen Komponenten Z_{1v} zu 125 kg und Z_{1H} zu 390 kg ermittelt.

Der Einfachheit wegen werde ferner angenommen, daß sich in den Endstellungen die volle Last Q_1 bzw. Q_2 auf die Trommelnaben absetzt.

a) Seil in linker Endstellung.

Es ist hier $\quad Q_1 = 1000$ kg, $\quad Q_2 = 0$.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{1v} = \frac{1000 \cdot 715 - 125 \cdot 115}{830} = 844$ kg,

„ „ $\quad W_{2v} = 31$ kg.

Vertikale Biegungsmomente

für Querschnitt B $M_{bv} = 844 \cdot 11{,}5 = 9706$ kgcm,

„ „ C $M_{bv} = 31 \cdot 11{,}5 = 357$ „

Fig. 656.

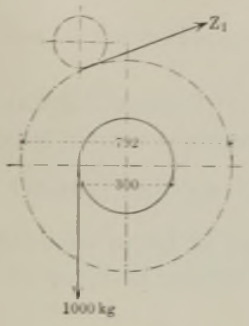
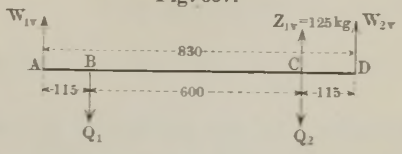
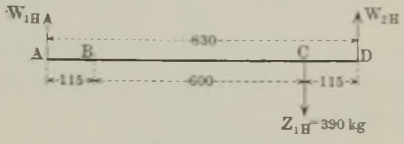


Fig. 657.



Vertikale Belastungsebene.

Fig. 658.



Horizontale Belastungsebene.

Berechnungsskizze für die Trommelwelle.

b) Seil in rechter Endstellung.

Es ist $Q_2 = 1000$ kg, $Q_1 = 0$.

Vertikaler Auflagerdruck $W_{1v} = \dfrac{1000 \cdot 115 - 125 \cdot 115}{830} = 121$ kg,

„ „ $W_{2v} = 754$ kg.

Vertikale Biegungsmomente

für Querschnitt B $M_{bv} = 121 \cdot 11{,}5 = 1392$ kgcm,

„ „ C $M_{bv} = 754 \cdot 11{,}5 = 8671$ „

Für Querschnitt B wird demnach das Biegungsmoment bei linker Seilstellung der vertikalen Kräfte am größten,

$$\max M_{bv} = 9706 \text{ kgcm}.$$

Hierzu tritt noch das Biegungsmoment der Horizontalkräfte.

Horizontaler Auflagerdruck $W_{1H} = \dfrac{390 \cdot 115}{830} = 54$ kg,

„ „ $W_{2H} = 336$ kg,

Horizontale Biegungsmomente

für Querschnitt B $M_{bH} = 54 \cdot 11{,}5 = 621$ kgcm,

„ „ C $M_{bH} = 336 \cdot 11{,}5 = 3860$ „

Das größte resultierende Moment ist

$$\max M_b = \sqrt{9706^2 + 621^2} = 9720 \text{ kgcm},$$

für C beträgt das resultierende Moment

$$M_b = \sqrt{8671^2 + 3860^2} \cong 9500 \text{ kgcm},$$

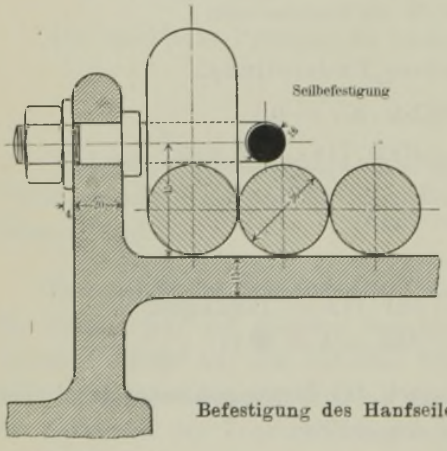
ist also nur unerheblich kleiner als das Moment in B.

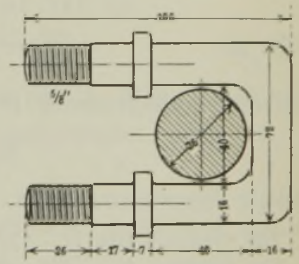
Mit $k_b = 600$ kg/qcm wird

$$9720 = \frac{1}{10} d^3 . 600 \text{ und } d = 5{,}5 \text{ cm, ausgeführt mit } 75 \text{ mm.}$$

Hubhöhe. In der Zeichnung ist die lichte Trommellänge zwischen den Rändern mit 500 mm angegeben. Es finden demnach bei 36 mm Hanfseildurchmesser $\frac{500}{36} = 13{,}8$ Lagen Seil auf der Trommel Platz. Werden zur Schonung der Seilbefestigung nur 12 Lagen bei vollständig gesenkter Last abgewickelt, so kann eine Hubhöhe $12 . 0{,}3 . \pi = 11{,}3$ m erzielt werden.

Fig. 659. Fig. 660.





Befestigung des Hanfseiles an der Trommel.

Hubgeschwindigkeit. Nach Seite 265 beträgt bei 0,6 m Kurbelgeschwindigkeit

$$v = c \frac{R}{a} \cdot i = 0{,}6 \frac{15}{37} \cdot \frac{1}{18} = 0{,}0135 \text{ m/sec} = 13{,}5 \text{ mm,}$$

oder nach der Formel $v = \frac{Pc}{Q} \cdot \eta$

$$v = \frac{2 . 15 . 0{,}6}{1000} \cdot 0{,}75 = 0{,}0135 \text{ m/sec.}$$

Um die Last 11,3 m zu heben, ist demnach eine Zeit erforderlich

$$t = \frac{s}{v} = \frac{11{,}3}{0{,}0135} = 840 \text{ Sekunden} = 14 \text{ Minuten.}$$

Fig. 661.

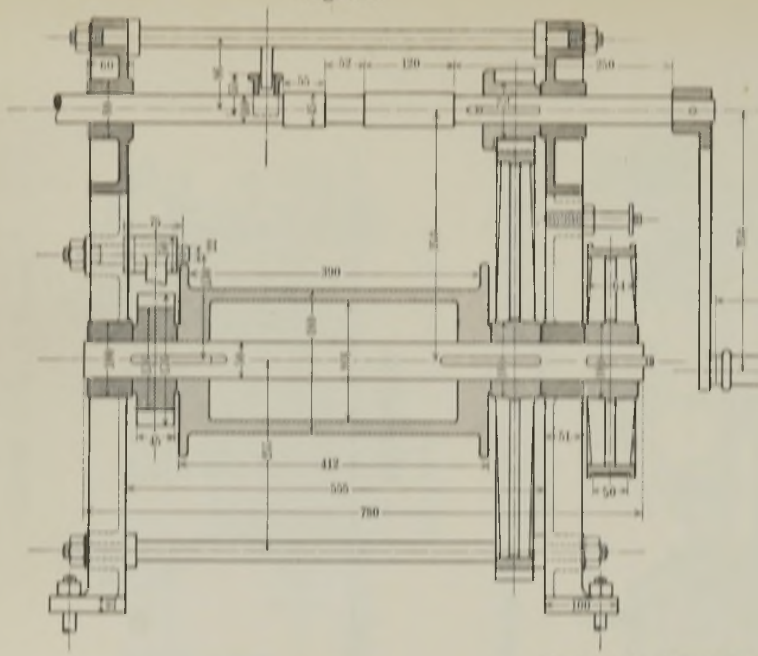
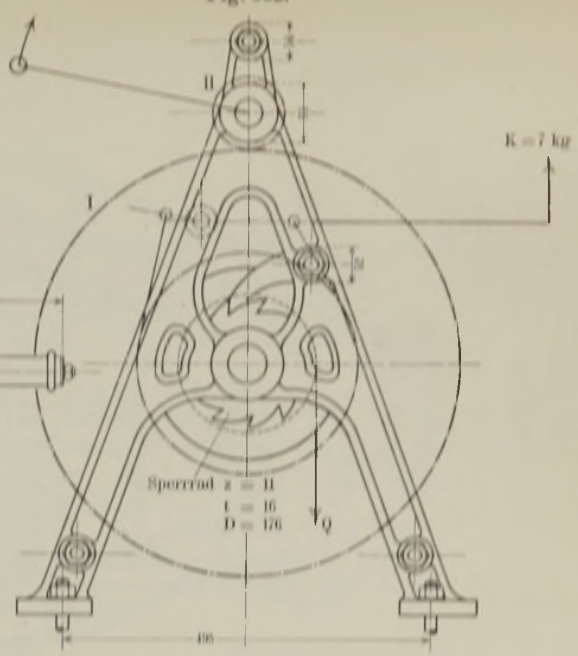


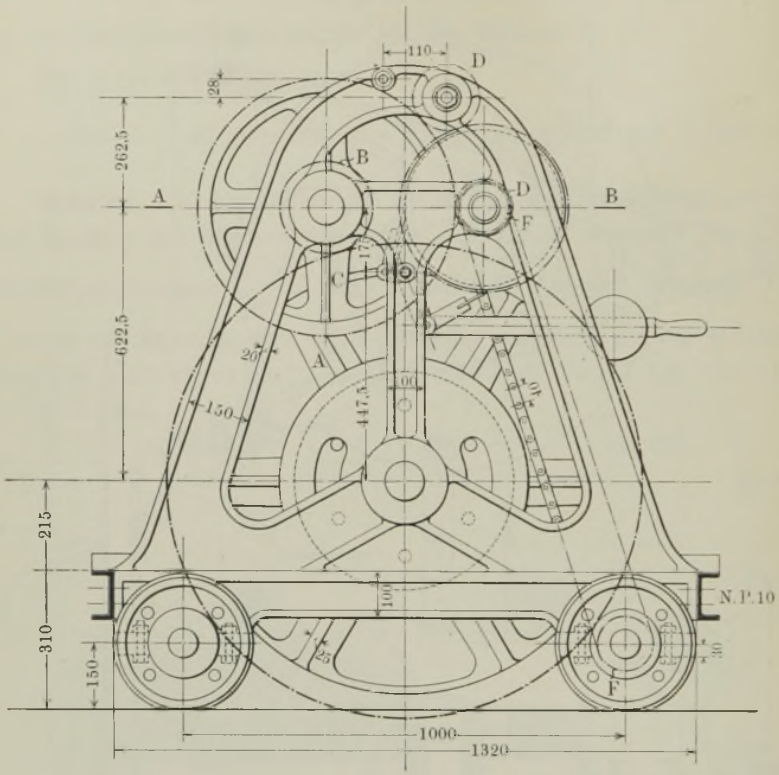
Fig. 662.



Bockwinde für 500 kg Tragkraft.

Zahnrad	I	II
Zähnezahl	72	12
Teilung	8 π	8 π
Teilkreisdurchmesser	576	96
Zahnbreite	50	50

Fig. 663.

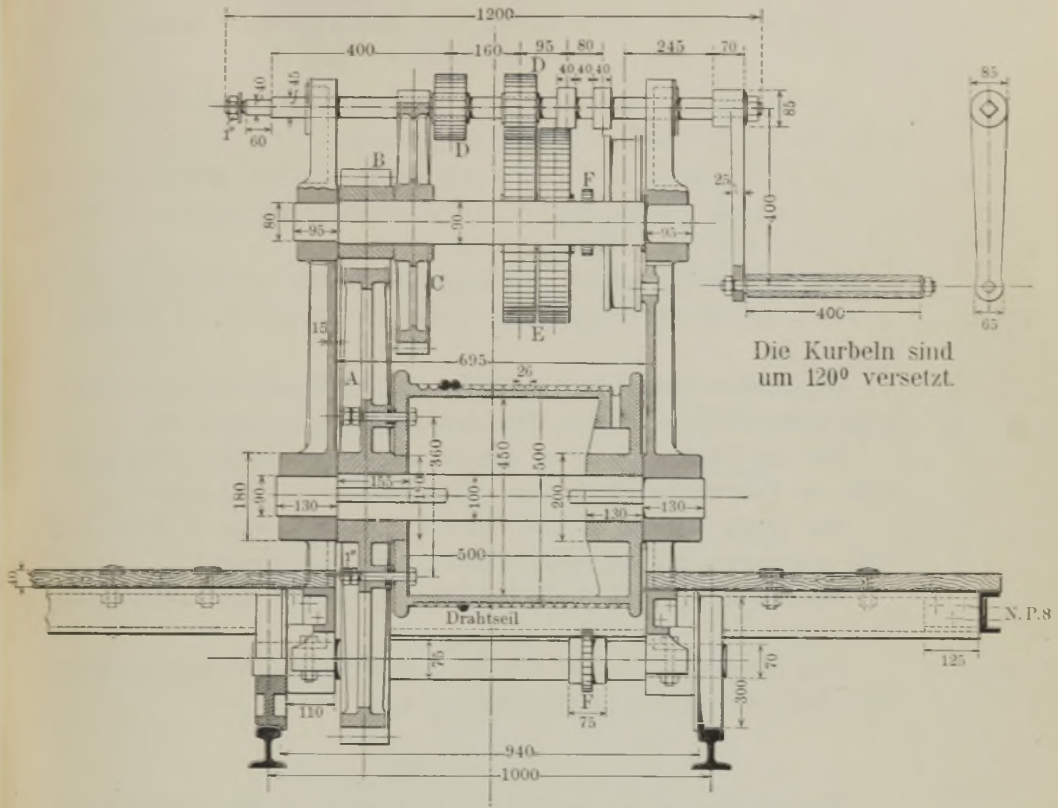


Fahrbare Bauwinde
für 5000 kg Tragkraft und 30 m Hub für Drahtseil und vier Arbeiter à 20 kg.

Rädertabelle.

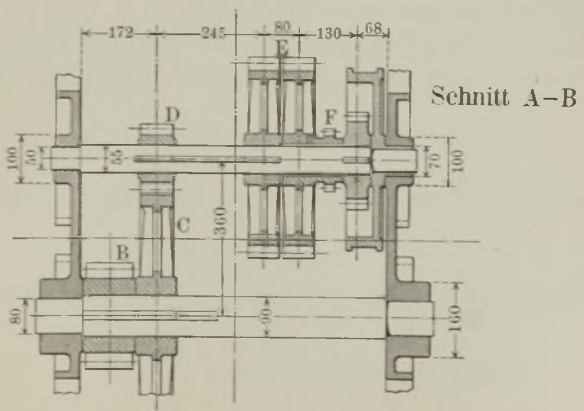
	z	t	D	b
A	60	18 π	1080	110
B	12		216	
C	48		576	
D	12	12 π	144	75
E	36		432	
F	10	40	129,4	25

Fig. 664.



Seitenansicht zu Fig. 663.

Fig. 665.



Schnitt A—B zu Fig. 663.

Fahrbare Bauwinde für 5000 kg Tragkraft und 30 m Hub für Drahtseil und vier Arbeiter à 20 kg.

(Fig. 663 bis 665.)

Die Anordnung des Triebwerkes für Heben und Senken ist dieselbe, wie bei der vorher beschriebenen Winde.

Die Winde kann mit zwei Lastgeschwindigkeiten arbeiten, und werden für große Lasten drei Vorgelege, für kleine und mittlere Lasten bis 1650 kg zwei Vorgelege verwendet.

Die Last hängt mittels eines 24 mm-Drahtseiles direkt an der Trommel, welche mit eingedrehten Gewinderillen von 26 mm Steigung versehen ist.

Die Arbeiter stehen bei der Bedienung der Winde auf einer Plattform, deren ⊏-Eisen an den Windenschilden angeschraubt sind.

Für das Fahrtriebwerk ist auf der ersten und zweiten Vorgelegewelle ein Zahnräderpaar mit einer Übersetzung 1 : 3 angeordnet.

Das große Zahnrad E und das Gallsche Kettenrad F sitzen auf einer gemeinsamen Nabe, welche lose auf der Welle sitzt.

Die Bewegung wird durch Gallsche Kette auf die Laufradachse übertragen.

Das Bremswerk besteht aus einer Sperradbremse, deren Bremshebel beim Lastsenken gelüftet werden muß.

Berechnung.

Die Berechnung der Lastwinde hat nach den vorher angegebenen Gesichtspunkten zu erfolgen.

Die berechneten Räderdimensionen der einzelnen Übersetzungen ergeben sich aus der Zahnrädertabelle.

Die Trommellänge l ermittelt sich bei einem Hube von 30 m und einem Seildurchmesser $d = 24$ mm nach S. 40 aus der Beziehung

$$l = n \,.\, s, \text{ worin die Windungszahl } n = \frac{L}{D\pi} + 2.$$

Wählt man die Steigung 2 mm größer als den Seildurchmesser, also

$$s = 24 + 2 = 26 \text{ mm},$$

und ist der Trommeldurchmesser $D = 500$ mm, so hat man

$$n = \frac{30}{0{,}5\,\pi} + 2 = 21,$$

somit

$$l = 21 \,.\, 26 = 550 \text{ mm}.$$

Fig. 666 u. 667.

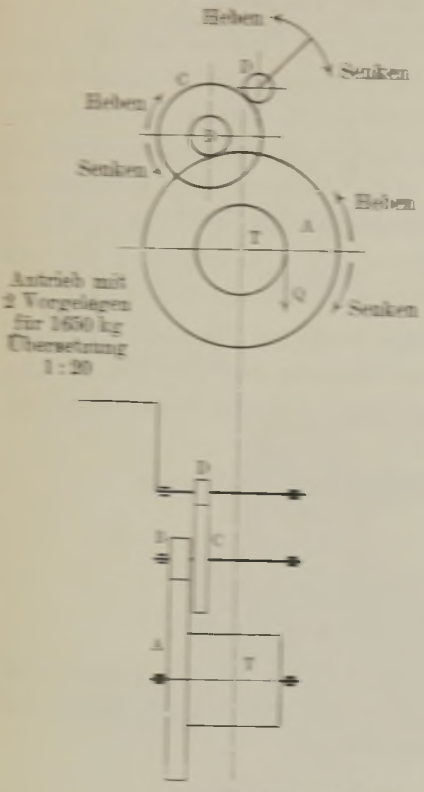
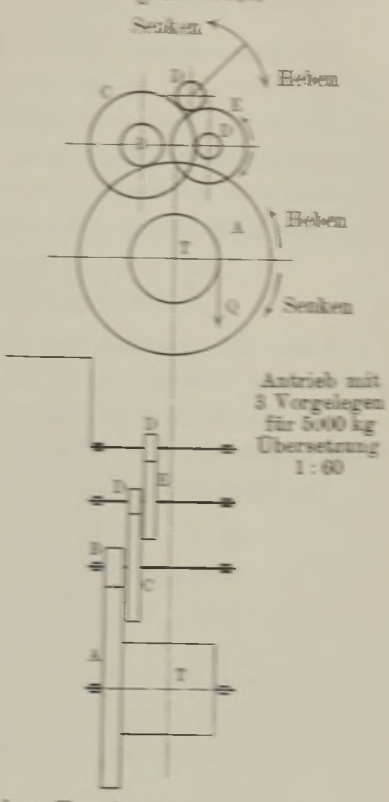


Fig. 668 u. 669.



Wirkungsweise der einzelnen Vorgelege.

Fig. 670.

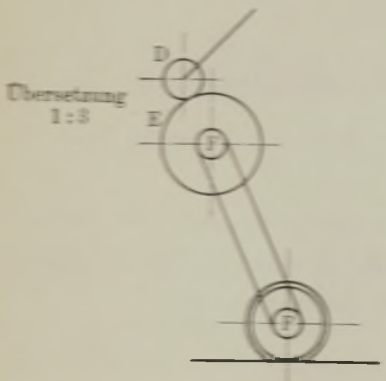
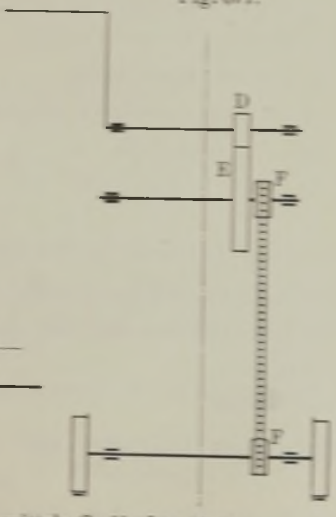


Fig. 671.



Windentransport mittels Gallscher Kette.

Befestigung der Trommel am Rade *A*.

Um das drehende Moment direkt von der Trommel auf das Zahnrad zu übertragen, ist der Trommelrand durch sechs Schraubenbolzen mit den sechs Armen des Zahnrades verschraubt. Das für die Schrauben in Betracht kommende Moment ist $= 5000 . 25$. Bei einem Abstande der Schrauben von Wellenmitte $r = 18$ cm erhält man die im Lochkreise wirkende Kraft P_1 aus der Momentengleichung $5000 . 25 = P_1 . 18$

$$P_1 = \frac{5000 . 25}{18} \sim 7000 \text{ kg}.$$

Unter der Annahme, daß sich diese Kraft auf alle sechs Schrauben gleichmäßig verteilt, kommt auf eine Schraube eine Last von 1170 kg.

Die den Schraubenbolzen aufnehmende Nabe ist 80 mm lang, die Seitenscheibe der Trommel 35 mm dick.

Das biegende Moment beträgt daher für einen Bolzen

$$\frac{1170}{2} \cdot \frac{(8 + 3{,}5)}{2} = 3364 \text{ kgcm};$$

ferner ist $M_b = {}^1/_{10} d^3 k_b$, also $d = \sqrt[3]{\frac{3364 . 10}{900}} \sim 3{,}3$ cm.

Statt nun die Schraubenbolzen so stark zu halten, wurden Entlastungsringe eingelegt, welche die ganze Belastung aufnehmen, so daß die 1 Zoll-Schrauben hinreichend stark sind.

Lastgeschwindigkeit.

Mit $c = 600$ mm Kurbelgeschwindigkeit pro Sekunde,
$R = 250$ mm Trommelradius,
$a = 400$ mm Kurbelarm,
$i = 1 : 60$ als gesamtes Übersetzungsverhältnis,

wird $v = \frac{cR}{a} \cdot i = \frac{600 . 250}{400} \cdot \frac{1}{60} = 6{,}2$ mm bei 5000 kg Last.

Triebwerk für das Fahren.

Mit $Q =$ Nutzlast + Eigengewicht $= 5000 + 1500 = 6500$ kg,
$r = 3$ cm (Halbmesser der Laufradachsen),
$\mu = 0{,}1$,
$f = 0{,}05$ cm

wird bei ungünstiger Fahrbahn und roher Rechnung mit 150 Proz. Zuschlag

$$M_w = 2{,}5\ Q\,(f + \mu r) = 2{,}5 . 6500\ (0{,}05 + 0{,}1 . 3) = 5687 \text{ kgcm}.$$

Mit zwei Arbeitern à 25 kg Kurbeldruck und 400 mm Kurbelradius, $\eta = 0{,}85$, ergibt sich die erforderliche Übersetzung zu

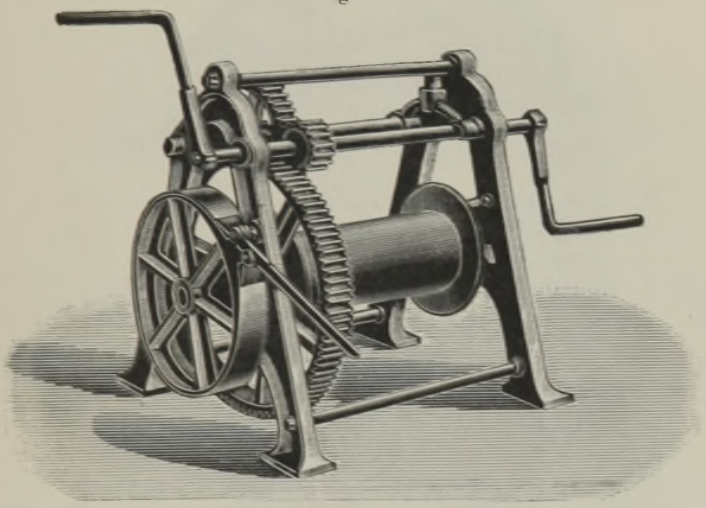
$$i = \frac{5687}{2 \cdot 25 \cdot 40 \cdot 0{,}85} \sim 3{,}3.$$

Hierfür ist das Räderpaar DE benutzt, welches eine Übersetzung 1 : 3 aufweist.

Die weitere Übertragung der Kraft von der zweiten Vorgelegewelle nach der Laufradachse findet durch Gallsche Kette statt.

Das Moment an der Laufradachse betrug 5687 kgcm.

Fig. 672.



Handkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg.

Das auf der Laufradachse sitzende Kettenrad hat einen Radius von 64,7 mm. Daher ist die Umfangskraft

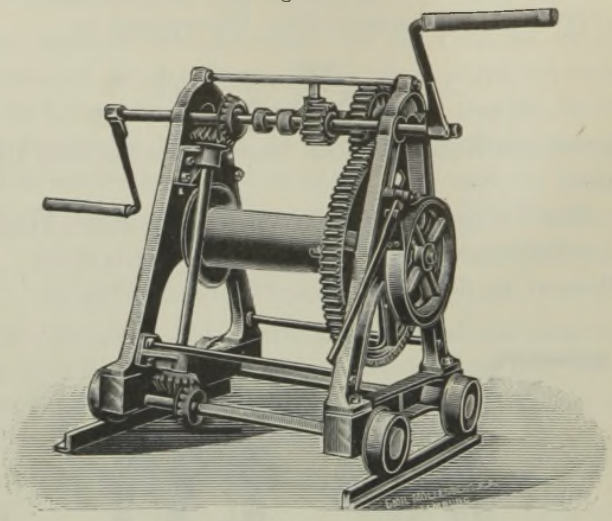
$$P = \frac{5687}{6{,}47} \sim 880 \text{ kg}.$$

Während des Fahrens wird die Spannung im ziehenden Kettentrum ungefähr zweimal so groß wie die Umfangskraft, folglich wäre eine Kette für 1760 kg Tragkraft zu wählen. Es genügt eine Gallsche Kette mit einer Teilung $t = 40$ mm.

Das Kettenrad erhält demnach bei $z = 10$ Zähnen einen Durchmesser

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = 129{,}4 \text{ mm}.$$

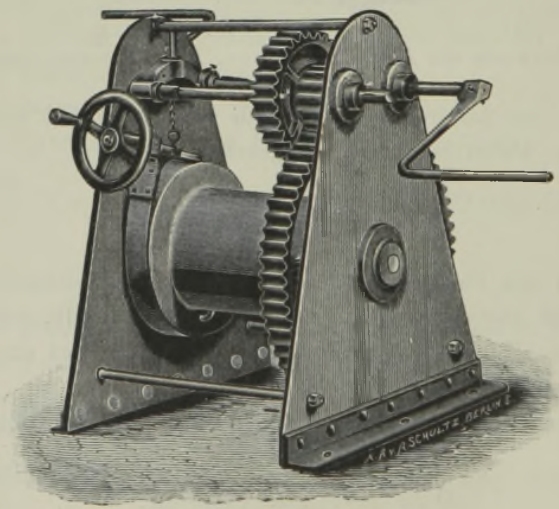
Fig. 673.



Fahrbare Handkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg.

Beim Fahren der Winde wird die Kurbelwelle durch Verschieben mit dem Windenräderwerk außer Eingriff gebracht und gleichzeitig mit dem Fahrtriebwerk gekuppelt. Die Fortbewegung erfolgt dann durch Drehen der Handkurbeln.

Fig. 674.

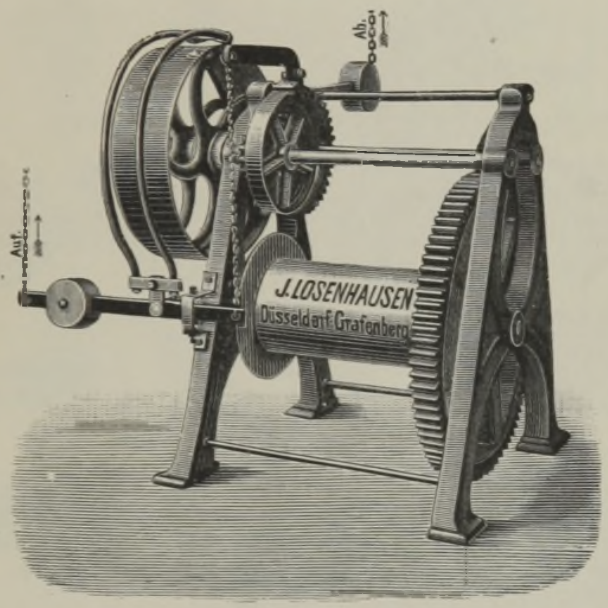


Bockwinde mit schmiedeeisernen Seitenschildern und Schraubenbremse von Schuchardt & Schütte.

Winden für Transmissionsantrieb
der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.

Die in Fig. 675 dargestellten Winden werden zum Heben von Ballen und Säcken, bei Neubauten zur Materialbeförderung, für Gichtaufzüge in Eisen-, Kalk-, Zement- und ähnlichen Werken benutzt. Sie werden mit fester und loser Riemenscheibe ausgeführt zum Betriebe mit nur einem Riemen und erhalten weiter keine Sicherheitsvorrichtungen, als daß die Riemenausrücker derart eingerichtet sind, daß

Fig. 675.



Winde für Transmissionsantrieb
der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.

die Bandbremse in Wirkung treten muß, sobald der Riemen auf die Leerscheibe gerückt wird. Abgelassen wird mit der Bremse, und sinkt die Last, je nachdem die Bremse gelüftet wird, schnell oder weniger schnell herab.

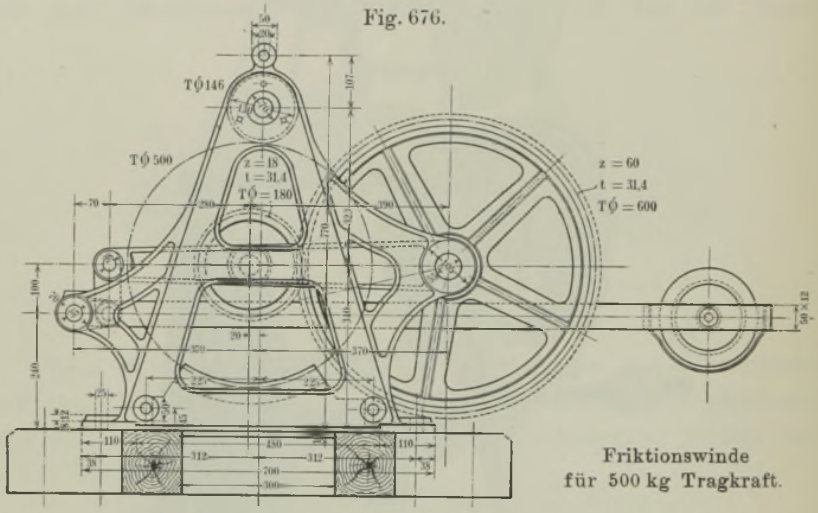
Da zu diesem Herabbremsen einige Geschicklichkeit des bedienenden Arbeiters erforderlich ist, so sind sie nicht zum Heben von leicht zerbrechlichen und wertvollen Gegenständen geeignet.

Die Winden können auch für Handbetrieb mit Kurbeln versehen werden.

Tabelle 63. **Abmessungen für Winden mit Transmissionsbetrieb.**

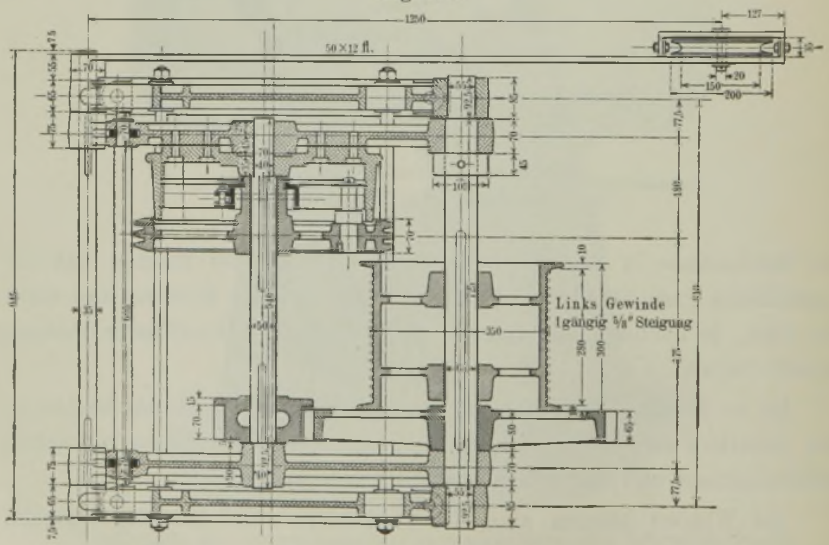
Tragkraft in kg	300	500	750	1000	1250	1500	2000
Die Trommel nimmt Drahtseil auf m	15	18	20	22	23	23	25
Stärke des Drahtseiles in mm . . .	10	12	14	16	16	18	20
Durchmesser und Breite der Riemenscheiben in mm	400 / 65	500 / 80	500 / 70	500 / 100	600 / 110	700 / 100	800 / 100
Drehzahl der Riemenscheiben p. Min.	125	180	180	180	180	180	180
Damit erzielte Hubhöhe in m . . .	17,5	11,7	12,6	14,7	14,4	11 3	8,0
Betriebskraft in PS	1,5	2,75	2,45	3,8	4,6	4,4	5

Fig. 676.



Friktionswinde für 500 kg Tragkraft.

Fig. 677.



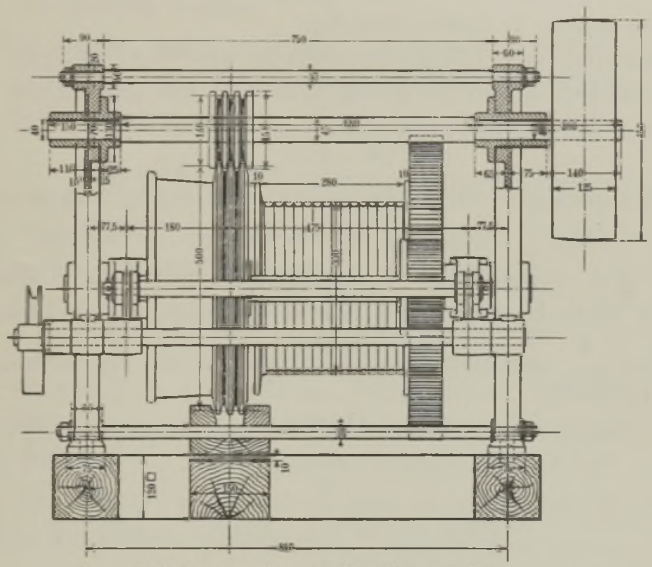
Grundriß zur Friktionswinde.

Friktionswinde mit Zentrifugalbremse und Riemenantrieb (Tragkraft 500 kg)

von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg (Fig. 676 bis 678).

Friktionswinden werden ihrer bequemen und einfachen Handhabungsweise wegen bei vorhandener Transmission viel in Mühlen, Brauereien, Fabriken, Speichern usw. verwendet.

Fig. 678.



Seitenansicht zur Friktionswinde.

Der Antrieb erfolgt mittels eines einfachen Riemens, der von jeder Richtung auf die Antriebsscheibe geleitet werden kann, so daß die Winde auch über oder unter dem Stockwerke, in welchem die Transmission liegt, Aufstellung finden kann. Die Bewegung der Antriebswelle wird durch ein Keil- und ein Zahnräderpaar auf die Trommelwelle übertragen.

Die Bedienung ist eine sehr einfache. Durch Anziehen und Festhalten des Steuerseiles, welches mittels Leitrollen nach jeder beliebigen Stelle hingeleitet werden kann, wird die Welle mit dem großen Keilrade gehoben und die Kämme der beiden Keilräder ineinander gedrückt, wodurch das Aufwinden der Last bewirkt wird.

Soll die aufgewundene Last schweben bleiben, so läßt man das Steuerseil los, wodurch sich das große Keilrad in den darunter liegenden Bremsklotz aus Holz legt.

Ein teilweises Anziehen des Steuerseiles ermöglicht das Senken der Last, wobei die Geschwindigkeit der niedergehenden Last sich leicht regulieren läßt.

Da hierzu einige Geschicklichkeit des Arbeiters erforderlich ist, so werden diese Winden behufs Erreichung größter Sicherheit gegen Beschädigen der Lasten beim Senken mit einer Zentrifugalbremse ausgerüstet.

Die Drehbolzen der Schleuderklötze werden dann direkt an den Armen des großen Keilrades befestigt.

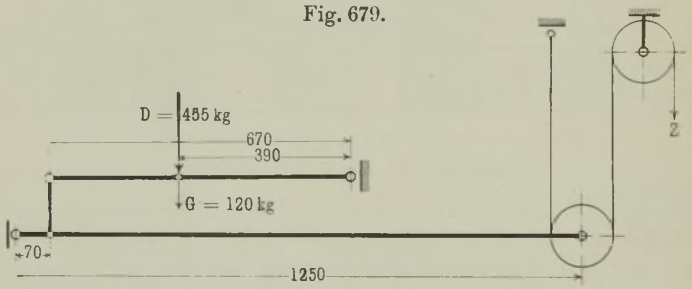
Hinsichtlich der Hubgeschwindigkeit wird für mäßigen Betrieb 18 m, für lebhaften Betrieb 30 bis 36 m und für sehr flotten Betrieb 45 bis 48 m pro Minute empfohlen.

Berechnung der Friktionswinde für 500 kg Tragkraft.

(Fig. 676 bis 678.)

Bei dem angegebenen Trommeldurchmesser von 350 mm von Mitte bis Mitte Drahtseil und der vorhandenen Stirnradübersetzung $\frac{z}{Z} = \frac{18}{60} = \frac{1}{3{,}33}$ ermittelt sich die Umfangskraft der Keilräder, die

Fig. 679.



Schematisch angedeutete Hebelübersetzung.

Durchmesser von 146 : 500 aufweisen, mit einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}91$ je für Trommel- und Vorgelegewelle zu

$$P = \frac{500\,\frac{350}{2}}{3{,}33 \cdot \frac{500}{2} \cdot 0{,}91^2} = 127 \text{ kg}.$$

Der erforderliche Anpressungsdruck der Keilräder senkrecht zu ihren Wellen wird nach S. 193 mit einem Keilnutenwinkel $2\alpha = 15^0$ und $\mu = 0{,}1$

$$D \geqq \frac{P}{0{,}28} = \frac{127}{0{,}28} = 455 \text{ kg}.$$

Dieser Druck wird nach der Zeichnung durch die in Fig. 679 schematisch angedeutete Hebelübersetzung

$$\frac{1250}{70} \cdot \frac{670}{390} = 30{,}7$$

und durch eine lose Rolle ausgeübt.

Außer dem Anpressungsdruck muß noch das Eigengewicht der auf der Vorgelegewelle angeordneten Räder, der Bremse und das Hebelgewicht mit gehoben werden.

Schätzen wir dieses Gewicht einschließlich Zapfenreibung zu 120 kg, so ist der erforderliche Zug am freien Seilende mit $\eta = 0{,}8$ für die Rollenanordnung

$$Z \geqq (455 + 120)\, \frac{390}{670} \cdot \frac{70}{1250} \cdot \frac{1}{2 \cdot 0{,}8} \sim 12\,\text{kg}.$$

Die spezifische Pressung in den Keilrillen ermittelt sich nach S. 193 bei $z = 3$ Keilrillen aus $P \leqq 0{,}17\, k_0\, z$ zu

$$k_0 = \frac{P}{0{,}17\, z} = \frac{127}{0{,}17 \cdot 3} = 249\ \text{kg/qcm}.$$

Zulässig ist nur $k_0 = 135$, falls die Abnutzung und Erwärmung innerhalb zulässiger Grenzen bleiben soll. Selten vorkommende Maximallast läßt den Wert $k_0 = 249$ noch anwendbar erscheinen.

Bei 190 Umdrehungen der Antriebswelle und der in den Keilrädern und Zahnrädern vorhandenen Übersetzung

$$\frac{146}{500} \cdot \frac{18}{60} = \frac{1}{11{,}4}$$

macht die Trommel

$$n_{Tr} = \frac{190}{11{,}4} = 16{,}6\ \text{Umdr./min}.$$

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel bzw. die Fördergeschwindigkeit

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{0{,}35 \cdot \pi \cdot 16{,}6}{60} = 0{,}3\ \text{m/sec},$$

und der Kraftbedarf bei dem angegebenen Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0{,}65$

$$N = \frac{500 \cdot 0{,}3}{75 \cdot 0{,}65} = 3\ \text{PS}.$$

Die Riemengeschwindigkeit wird bei 450 mm Scheibendurchmesser

$$\frac{0{,}45 \cdot \pi \cdot 190}{60} = 4{,}46\ \text{m/sec},$$

und die Umfangskraft an der Riemenscheibe:

$$\frac{3.75}{4{,}46} = 50{,}5 \text{ kg},$$

folglich die Anstrengung des angegebenen Riemens 120.5 nach S. 295:

$$c = \frac{P}{b\,s} = \frac{50{,}5}{12\,.\,0{,}5} = 8{,}4 \text{ kg/qcm}.$$

Tabelle 64. **Kraftverbrauch der Friktionswinde für 500 kg bei verschiedenen Fördergeschwindigkeiten.**

Übersetzung in den Rädern $i = 1:11{,}4$, Trommeldurchmesser 350 mm, Riemenscheibe 450 × 125, Riemen 120 mm breit, Wirkungsgrad 0,65.

Fordergeschwindigkeit mm pro Sek. . .	200	300	400	500	600	700	800
Touren der Antriebswelle pro Min. . . .	125	190	250	315	380	440	500
Riemengeschwindigkeit mm pro Sek. . .	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	12,0
Kraftbedarf in PS bei $\eta = 0{,}65$	2,05	3,1	4,1	5,15	6,2	7,2	8,2

Tabelle 65. **Abmessungen von Friktionswinden.**

Tragkraft in kg	350	500	750	1000
Durchmesser der Trommel in mm	300	350	400	450
Durchmesser der Antriebsscheibe in mm	400	450	500	550
Breite der Antriebsscheibe in mm	100	125	150	150
Tourenzahl der Antriebsscheibe bei 18 m Lasthub pro Minute	170	185	200	210
Kraftbedarf bei 18 m Lasthub pro Minute in PS	1,80	2,75	4,00	5,50
Durchmesser des Stahldrahtseiles in mm	10	12	14	16
Gewicht etwa kg	275	500	700	950

Transmissionswinde zu einem Lastenaufzug von 1000 kg Tragkraft

von Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

(Fig. 680 bis 687.)

Die Fahrbühne hängt an einem 17 mm starken Drahtseil, welches auf eine Trommel von 500 mm Durchmesser mit Rechtsgewinde von $^3/_4$″ Steigung gewickelt wird.

Um den Arbeitsverbrauch während des Hebens und Senkens möglichst gleichmäßig zu verteilen, wird das Eigengewicht der Fahrbühne und die Hälfte der hier häufig vorkommenden Höchstlast durch ein Gegengewicht ausgeglichen. Die Ausbalancierung wird an der Windentrommel durch ein vom Gegengewicht erzeugtes Drehmoment bewirkt. Das auf der dem Lastseil entgegengesetzten Trommelseite befestigte

Fig. 680.

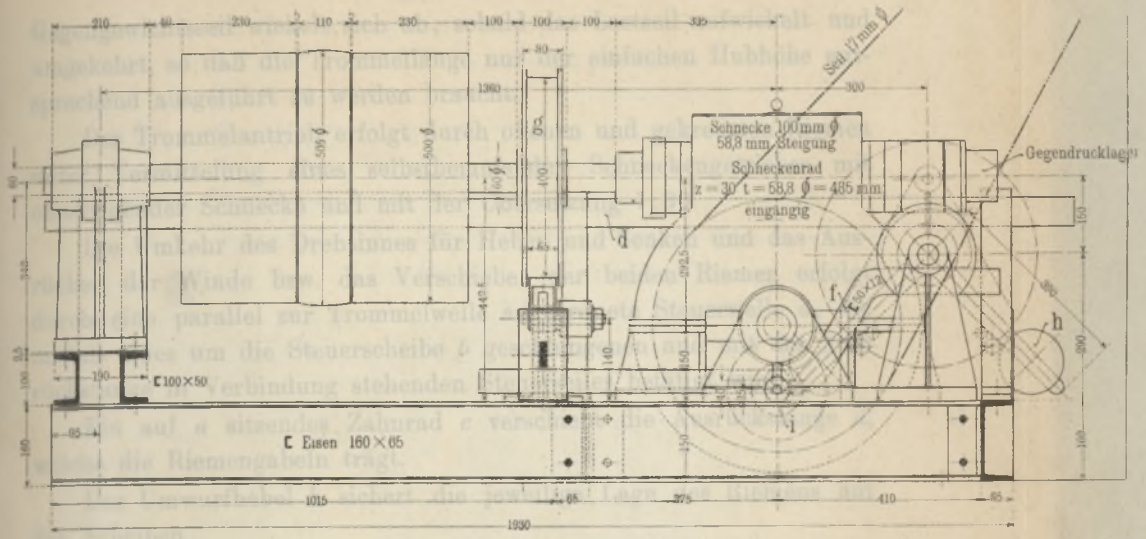


Fig. 682.

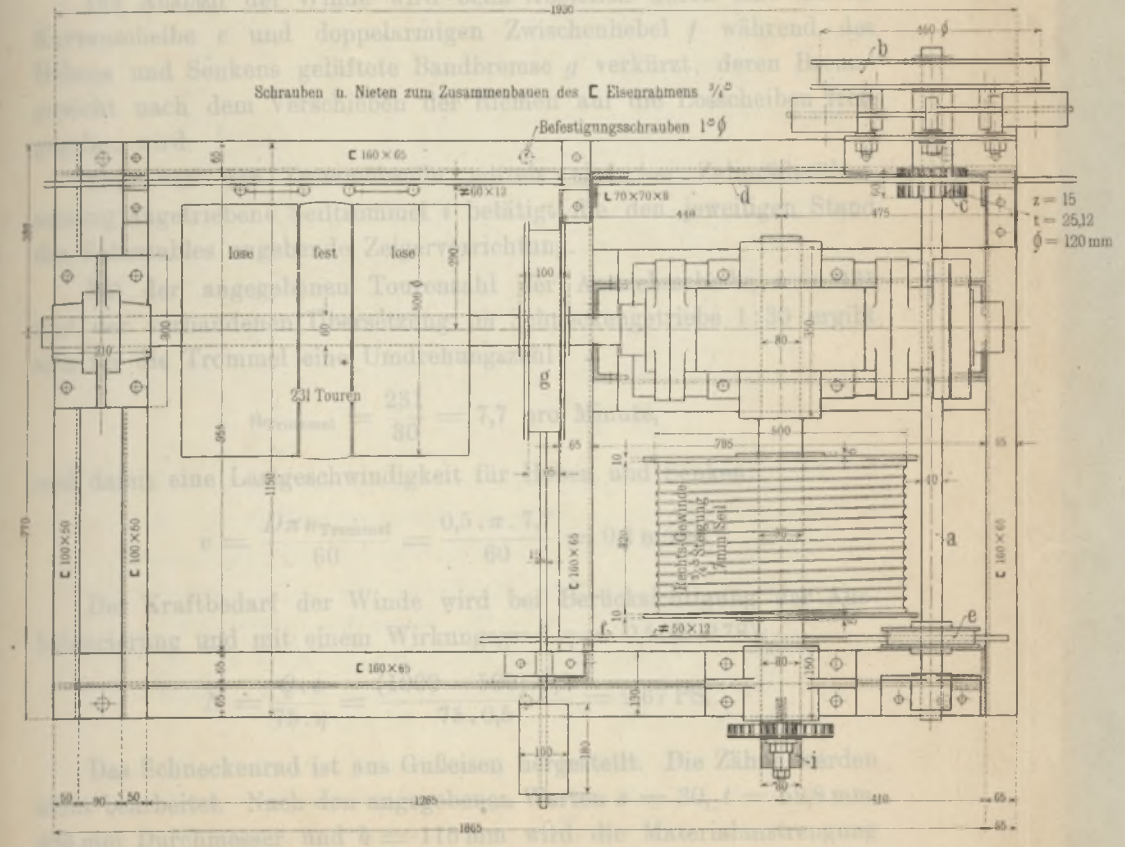


Fig. 681.

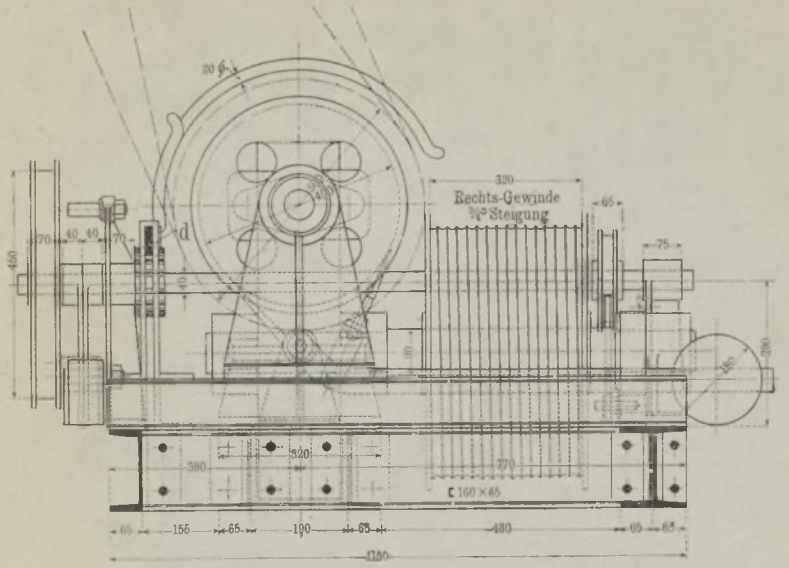


Fig. 683.

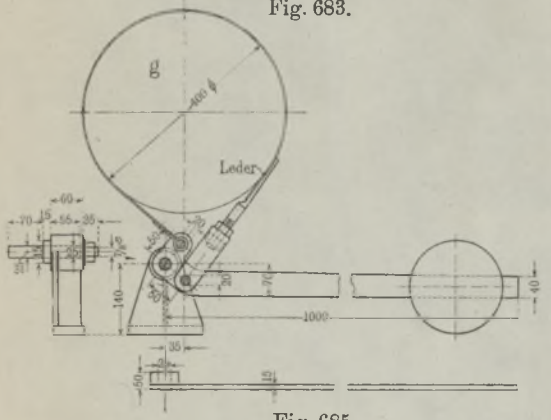


Fig. 684.

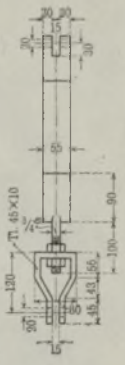


Fig. 685.

Fig. 686.

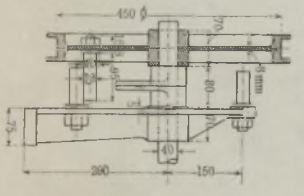
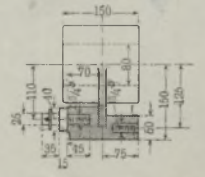


Fig. 687.



Transmissionswinde zu einem Lastenaufzug von 1000 kg Tragkraft

von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Zu Seite 410.

Gegengewichtsseil wickelt sich ab, sobald das Lastseil aufwickelt und umgekehrt, so daß die Trommellänge nur der einfachen Hubhöhe entsprechend ausgeführt zu werden braucht.

Der Trommelantrieb erfolgt durch offenen und gekreuzten Riemen unter Vermittelung eines selbsthemmenden Schneckengetriebes mit obenliegender Schnecke und mit der Übersetzung 1 : 30.

Die Umkehr des Drehsinnes für Heben und Senken und das Ausrücken der Winde bzw. das Verschieben der beiden Riemen erfolgt durch eine parallel zur Trommelwelle angeordnete Steuerwelle a, die mittels eines um die Steuerscheibe b geschlungenen und mit der Ausrückstange in Verbindung stehenden Steuerseiles betätigt wird.

Ein auf a sitzendes Zahnrad c verschiebt die Ausrückstange d, welche die Riemengabeln trägt.

Der Umwurfhebel h sichert die jeweilige Lage des Riemens auf den Scheiben.

Der Auslauf der Winde wird beim Abstellen durch eine mittels Kurvenscheibe e und doppelarmigen Zwischenhebel f während des Hebens und Senkens gelüftete Bandbremse g verkürzt, deren Bremsgewicht nach dem Verschieben der Riemen auf die Losscheiben freigegeben wird.

Eine von der Trommelwelle mittels einfacher Zahnräderübersetzung angetriebene Seiltrommel i betätigt die den jeweiligen Stand des Fahrstuhles angebende Zeigervorrichtung.

Mit der angegebenen Tourenzahl der Antriebsscheibe $n = 231$ und der vorhandenen Übersetzung im Schneckengetriebe 1 : 30 ergibt sich für die Trommel eine Umdrehungszahl

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{231}{30} = 7{,}7 \text{ pro Minute},$$

und damit eine Lastgeschwindigkeit für Heben und Senken:

$$v = \frac{D\pi n_{\text{Trommel}}}{60} = \frac{0{,}5 \,.\, \pi \,.\, 7{,}7}{60} = 0{,}2 \text{ m/sec}.$$

Der Kraftbedarf der Winde wird bei Berücksichtigung der Ausbalancierung und mit einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}5$ (S. 178):

$$N = \frac{Q \,.\, v}{75 \,.\, \eta} = \frac{(1000 - 500) \,.\, 0{,}2}{75 \,.\, 0{,}5} = 2{,}67 \text{ PS}.$$

Das Schneckenrad ist aus Gußeisen hergestellt. Die Zähne werden nicht bearbeitet. Nach den angegebenen Werten $z = 30$, $t = 58{,}8$ mm, 485 mm Durchmesser und $b = 115$ mm wird die Materialanstrengung

in den Zähnen nach S. 180 bei einer zu übertragenden Umfangskraft $P = \frac{(1000 - 500)\,500}{485} = 515$ kg:

$$c = \frac{P}{b\,.\,t} = \frac{515}{11{,}5\,.\,5{,}88} = 7{,}6.$$

Setzt sich das Gegengewicht auf, oder kommt dasselbe bei einem Bruch des Gegengewichtsseiles nicht mehr zur Geltung, so wird bei 1000 kg Last und 300 kg Bühnengewicht die Umfangskraft am Schneckenrade

$$P = \frac{(1000 + 300)\,.\,500}{485} = 1340\text{ kg},$$

und damit

$$c = \frac{1340}{11{,}5\,.\,5{,}88} \simeq 19{,}8, \text{ entsprechend } \frac{20}{0{,}06} = 330\text{ kg qcm}.$$

Bei dieser möglicherweise vorkommenden Höchstbelastung ist demnach Bruchgefahr ausgeschlossen.

Die eingängige Schnecke ist mit der Welle aus einem Stück hergestellt und aus dem Vollen gedreht. In der Zeichnung findet sich 100 mm Teilkreisdurchmesser und 58,8 mm Steigung. Damit wird der Steigungswinkel aus

$$tg\,\alpha = \frac{s}{d\pi} = \frac{58{,}8}{100\,.\,\pi} = 0{,}187,$$

$\alpha = 10^0\,30'$. Der Steigungswinkel ist größer als der Reibungswinkel $\varrho = 6^0$ und würde Bewegung des Triebwerkes bei vorkommenden Stößen eintreten, wenn die Stoppbremse nicht vorhanden wäre.

Zwillingsdampfwinde für 2500 kg direkte Tragkraft und 10 m Hub

der Maschinenfabrik „Rhein und Lahn“,
Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh.

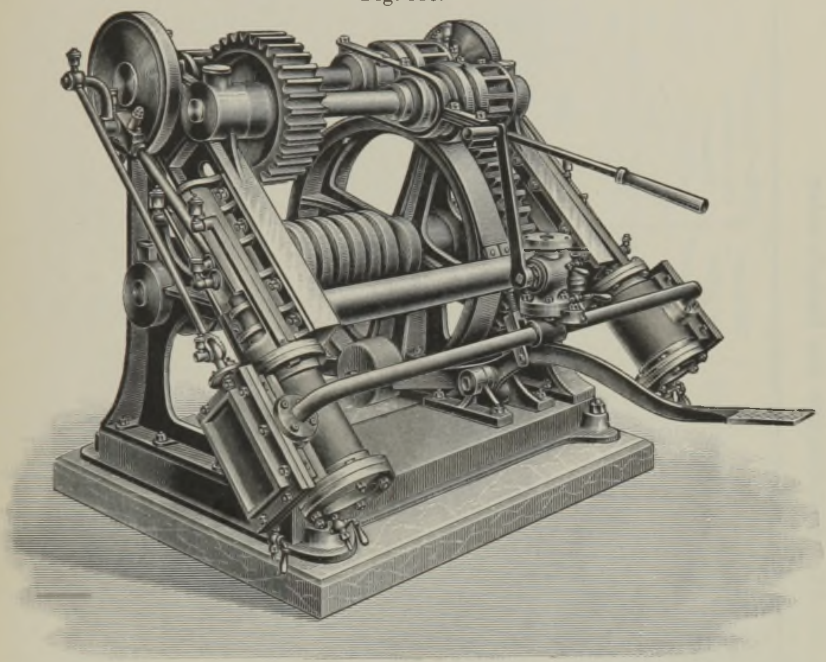
Dampfdruck im Schieberkasten 5 Atmosphären; $^3/_4$-Füllung.

Die Leistung der einzylindrigen Maschine verhält sich zur Leistung der Zwillingsmaschine wie 1 : 2,4; das Übersetzungsverhältnis des ersten Vorgeleges ist daher bei den Winden mit doppeltem Vorgelege 2,4fach gewählt, um bei einem Zylinder mit doppeltem Vorgelege und Zwilling mit einfachem Vorgelege gleiche Förderlast (natürlich mit verschiedener Hubgeschwindigkeit) bewältigen zu können, so daß Trommel nebst Achse und Trommelrad für beide unverändert bleibt.

Der Wirkungsgrad bei einfachem Vorgelege ist zu 0,9, bei doppeltem Vorgelege zu 0,8 angenommen, während die Reibung der Kurbelwelle schon in dem Wirkungsgrade der Dampfmaschine berücksichtigt ist.

Die „doppelten Lastmomente“ [1]) bedeuten deshalb die wirklich zulässigen Produkte aus Förderlast und Trommeldurchmesser (bis Ketten- oder Seilmitte gerechnet) und ergeben für jede gewünschte Förderlast durch Division mit dieser den dabei zulässigen größten mittleren Aufwickelungsdurchmesser. Die zur Übersicht angegebenen Grenzzahlen „Größte Tragkraft bei kleinstem Trommeldurchmesser“ und „Kleinste Tragkraft bei größtem Trommeldurchmesser“ sind abgerundet.

Fig. 688.



Zylinderdurchmesser 150 mm; Kolbenhub 250 mm; Tourenzahl der Kurbelwelle 140 pro Minute.

Die Zähnezahlen der Räder betragen:

bei einem Zylinder und einfachem Vorgelege . . . 12:104,
bei einem Zylinder und doppeltem Vorgelege . . . 12:80 und 12:32,
bei Zwillingsmaschinen und einfachem Vorgelege . 12:80,
bei Zwillingsmaschinen und doppeltem Vorgelege . 12:56 und 12:32.

Das „doppelte Lastmoment“ ist zu multiplizieren:

für 2 at Dampfdruck mit 0,37,
„ 3 „ „ „ 0,58,
„ 4 „ „ „ 0,79,
„ 6 „ „ „ 1,21,
„ 7 „ „ „ 1,42.

[1]) Siehe Tabelle 66 auf S. 414.

Tabelle 66. **Abmessungen von Dampfwinden.**

Modell-nummer	Zylinder-durchm. mm	Kolbenhub mm	Umdrehungen in der Minute	Zylinderzahl	Wirkungsgrad	Maschinen-leistung PS	Vor-gelege	Zahnteilung mm	Zulässiges doppeltes Lastmoment kgcm	Größte Tragkraft bei kleinstem Trommel-durchmesser kg	Größte Tragkraft bei kleinstem Trommel-durchmesser mm	Hub in der Minute m	Kleinste Tragkraft bei größtem Trommel-durchmesser kg	Kleinste Tragkraft bei größtem Trommel-durchmesser mm	Hub in der Minute m
1. a	100	165	180	1	0,4	2	einfach	7 π	11 680	750	140	10	175	650	43
1. b							doppelt	7 u. 9 π	21 580	1200	160	5,5	325	650	21
1. c				2	0,48	$4^1/_2$	einfach	9 π	21 720			15,5			56
1. d							doppelt	9 u. 11 π	36 480	1800	180	8,5	625	550	25
2. a	125	210	160	1	0,4	$3^1/_2$	einfach	8 π	23 440	1150	180	11	300	750	44
2. b							doppelt	8 u. 11 π	43 300	1950	200	6	500	800	23
2. c				2	0,48	8	einfach	11 π	43 200			16,5			61
2. d							doppelt	11 u. 14,5 π	72 570	3000	220	9,5	975	700	29
3. a	150	250	140	1	0,45	$5^1/_2$	einfach	10 π	45 040	1850	220	12	450	950	49
3. b							doppelt	10 u. 13 π	83 180	3100	240	6,5	825	950	24
3. c				2	0,54	$13^1/_2$	einfach	13 π	83 310			17			61
3. d							doppelt	13 u. 18 π	139 930	4800	260	9,5	1450	900	32
4. a	175	290	130	1	0,5	9	einfach	12 π	79 040	2800	260	13	650	1150	54
4. b							doppelt	12 u. 16 π	145 800	4700	280	7	1200	1150	26
4. c				2	0,6	22	einfach	16 π	146 000			18			71
4. d							doppelt	16 u. 22 π	245 220	7300	300	10,5	2000	1100	36
5. a	200	335	120	1	0,5	13	einfach	14,5 π	119 170	3600	300	14	850	1350	59
5. b							doppelt	14,5 u. 18 π	220 080	6100	320	8	1600	1300	30
5. c				2	0,6	31	einfach	18 π	220 500			21			81
5. d							doppelt	18 u. 24 π	370 360	9600	340	12	3000	1200	40

Berechnung einer Zwillingsdampfmaschine für 2500 kg Tragkraft.

Gegeben ist

$$Q = 2500\,\text{kg},$$

Fördergeschwindigkeit

$$v = 0{,}3\,\text{m/sec},$$

Dampfspannung im Schieberkasten

$$p = 6\,\text{at Überdruck},$$

Umdrehungszahl der Maschine

$$n_{\text{Masch.}} = 140.$$

Es ist

Kettenstärke nach S. 17

$$d = 22\,\text{mm},$$

Trommeldurchmesser

$$D = 30\,d = 660\,\text{mm},$$

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60\,v}{D\,\pi} = \frac{60\,.\,0{,}3}{0{,}66\,\pi} = 8{,}7.$$

Übersetzung zwischen Trommel- und Kurbelwelle

$$i = \frac{140}{9} = 16{,}1;$$

ausgeführt mit 1 : 3,2 und 1 : 5

$$N_e = \frac{Q\,.\,v}{75\,.\,\eta_{\text{Winde}}} = \frac{2500\,.\,0{,}3}{75\,.\,0{,}7} = 14{,}3\ \text{PS}.$$

Nach S. 299 wird der Zylinderdurchmesser mit $l = 2\,d$ und 60 Proz. Füllung

$$D = \sqrt[3]{\frac{150\,000\,\frac{N_e}{2}}{n\,(s-p)\,\eta_{\text{Masch.}}}} = \sqrt[3]{\frac{150\,000\,\frac{14{,}3}{2}}{140\,(0{,}9\,.\,7 - 1{,}2)\,.\,0{,}7}} \sim 13\,\text{cm}.$$

Kolbenhub

$$2\,.\,130 = 260\,\text{mm},$$

Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{l\,n}{30} = \frac{0{,}26\,.\,140}{30} = 1{,}2\,\text{m},$$

Kolbenfläche

$$F = \frac{\pi\,D^2}{4} \sim 132\,\text{qcm},$$

Fig. 689 u. 690.

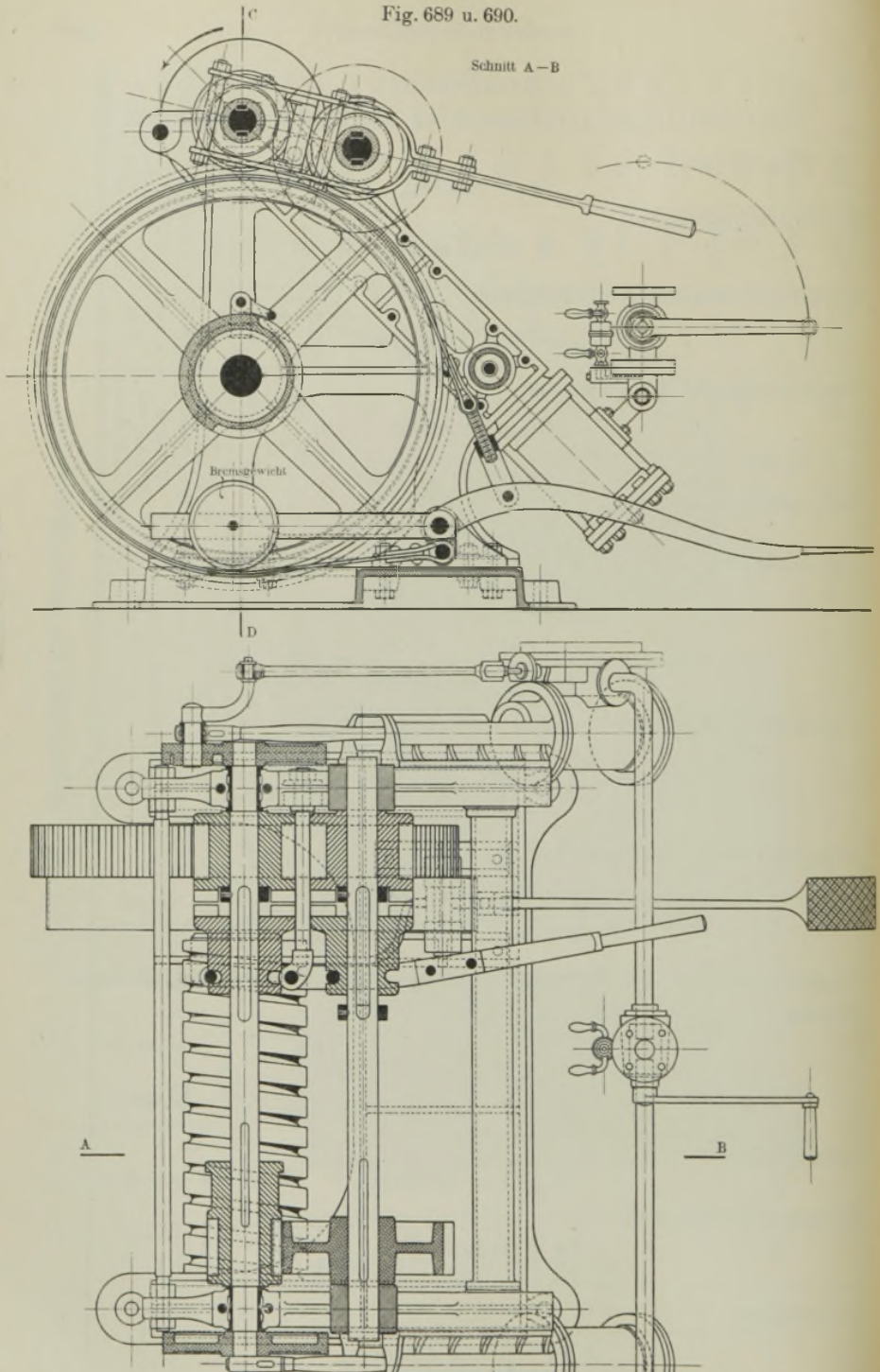
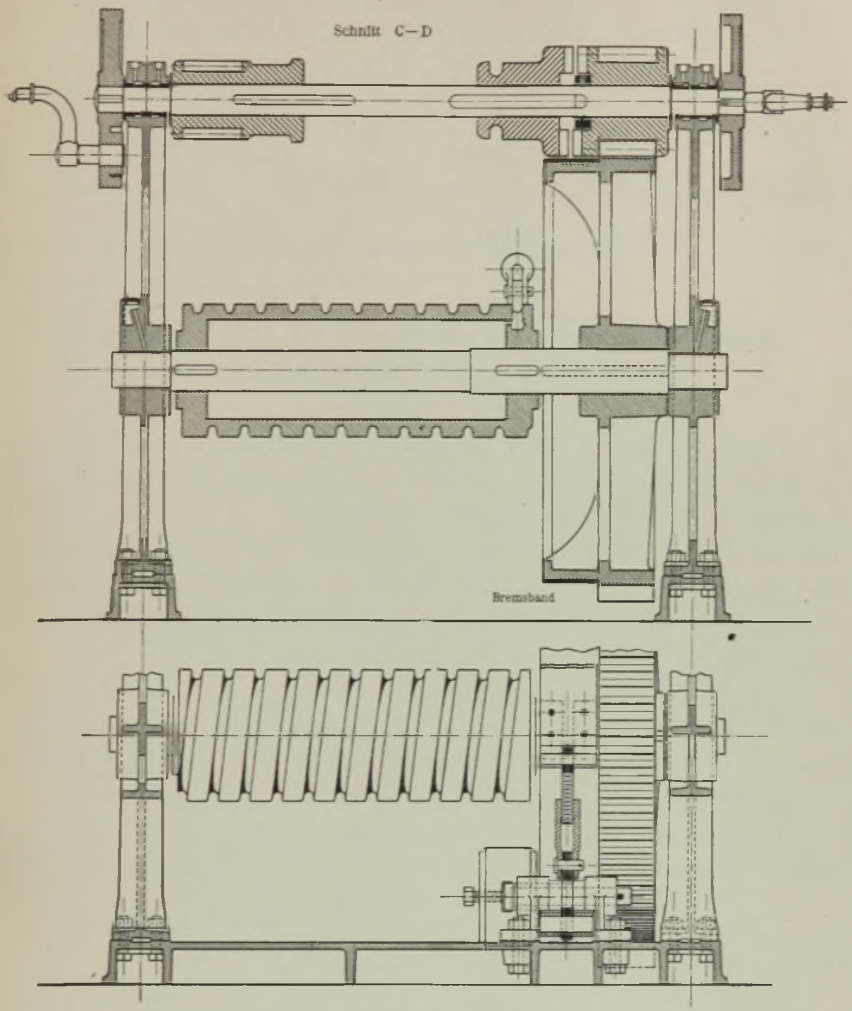


Fig. 691 u. 692.



Zwillingsdampfwinde für 2500 kg Tragkraft der Maschinenfabrik „Rhein und Lahn", Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh.

Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres bei 30 m Dampfgeschwindigkeit

$$f = \frac{F \cdot c_{max}}{w} = \frac{132 \,.\, (1{,}6 \,.\, 1{,}2)}{30} \sim 8{,}5 \text{ cm},$$

Durchmesser des Dampfableitungsrohres bei 15 m Dampfgeschwindigkeit

$$f_1 = \frac{F \cdot c_{max}}{u} = \frac{132 \,.\, (1{,}6 \,.\, 1{,}2)}{15} \sim 17 \text{ cm},$$

Dampfverbrauch pro Zylinder und Stunde nach S. 300 mit $\varepsilon = 0{,}6$

$$Q = 120 . F . l . n [(\varepsilon + 0) . \gamma - 0 . \eta_1] + 450 D \sqrt{(s - p)}$$
$$= 120 . 0{,}0132 . 0{,}26 . 140 [(0{,}6 + 0{,}05) . 0{,}273 - 0{,}05 . 0{,}663]$$
$$+ 450 . 0{,}13 \sqrt{0{,}9 . 7 - 1{,}2} = 138{,}4 \text{ kg}.$$

Es ist $$N_i = \frac{1}{2} \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{1}{2} \frac{14{,}3}{0{,}7} = 10{,}2 \text{ PS},$$

demnach Dampfverbrauch pro PS und Stunde

$$\frac{Q}{N_i} = \frac{138{,}4}{10{,}2} = 13{,}5 \text{ kg/PS}_i \text{ u. Std.}$$

Elektrisch betriebene Aufzugwinde für 1500 kg Tragkraft
von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.
(Fig. 693 bis 696.)

Die Winde ist für einen Lastenaufzug bestimmt, dessen Fahrbühne an einem Drahtseil hängt und dessen Bühnengewicht nebst $^3/_{10}$ der Nutzlast durch ein Gegengewicht ausgeglichen ist, um den Arbeitsverbrauch beim Heben und Senken möglichst gleichmäßig zu gestalten. Das Gegengewichtsseil ist auf der dem Lastseil entgegengesetzten Trommelseite befestigt und bringt dadurch ein dem Lastmoment entgegengesetztes, entlastendes Drehmoment hervor.

Das Lastseil bestimmt sich nach Tabelle 2 bei 1500 kg Nutzlast und 400 kg Bühnengewicht bei 10facher Sicherheit zu 20 mm Durchmesser. Das Seil hat nach Konstruktion III 180 Drähte à 0,95 mm Durchmesser und 16 500 kg Bruchfestigkeit.

Wählen wir den Trommeldurchmesser $D = 500\,\delta \sim 500$ mm, so wird die Materialanstrengung im Seile nach S. 5

$$\sigma_{max} = \frac{1900}{180 \frac{\pi}{4} 0{,}095^2} + 800\,000 \frac{0{,}095}{50} = 2981 \text{ kg/qcm},$$

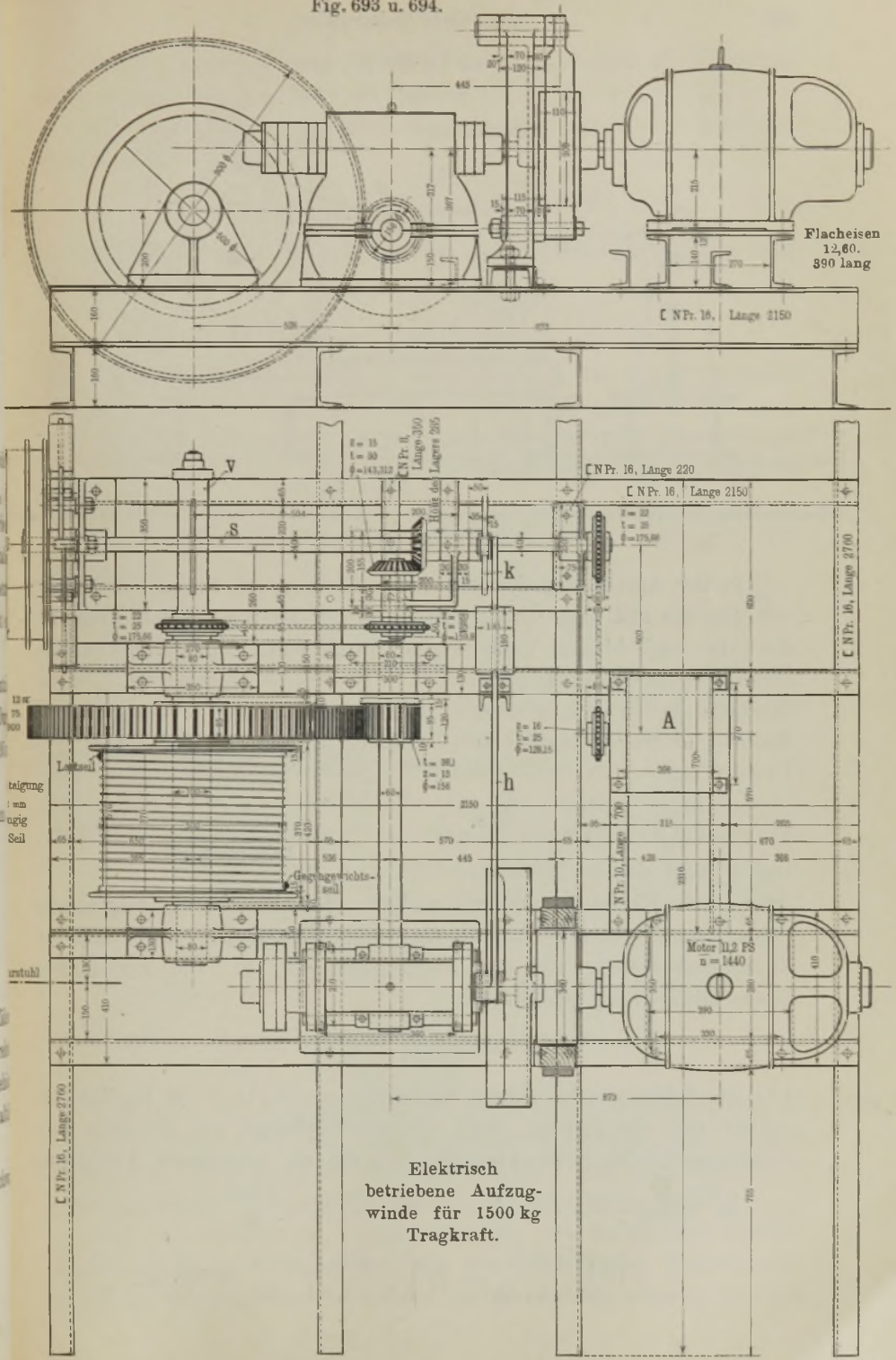
während 3500 kg/qcm für Lastenförderung zulässig ist.

Das Schneckenrad ist aus Phosphorbronze mit gefrästen Zähnen hergestellt und führt der oben liegenden, aus dem Vollen gedrehten, steilgängigen Schnecke reichlich Öl aus dem geschlossenen Ölgehäuse zu. Wir können demnach den Wirkungsgrad der Winde vorbehaltlich späterer Kontrolle ziemlich hoch mit etwa $\eta = 0{,}6$ einsetzen.

Dann wird die Motorleistung bei der verlangten Fördergeschwindigkeit $v = 0{,}45$ m/sec

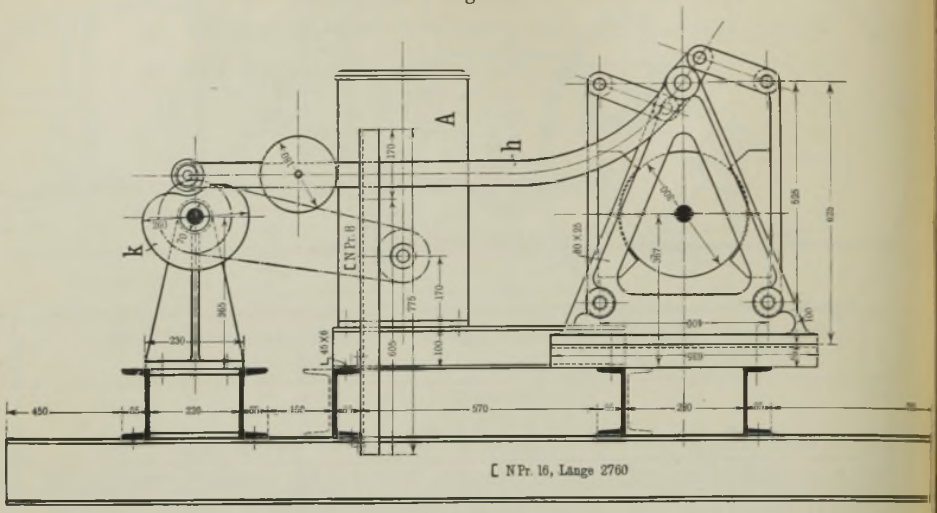
$$N = \frac{Qv}{75 . \eta} = \frac{\left(1500 - \frac{3}{10} \cdot 1500\right) \cdot 0{,}45}{75 . 0{,}6} = 10{,}5 \text{ PS}.$$

Fig. 693 u. 694.



Elektrisch betriebene Aufzugwinde für 1500 kg Tragkraft.

Fig. 695.

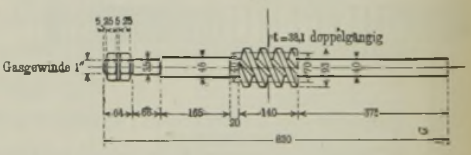


Seitenansicht zu Fig. 693.

In der Ausführung findet sich ein Gleichstrom-Nebenschlußmotor von 11,2 PS mit 1440 Umdrehungen in der Minute, dessen Drehsinn der Auf- und Abfahrt entsprechend durch einen Umkehranlaßwiderstand A geändert werden kann. Wir erhalten demnach zwischen Motor- und Trommelwelle eine Übersetzung

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{1440}{17{,}2} \simeq 83{,}8.$$

Fig. 696.



Schneckenwelle.

Dafür findet sich in der Zeichnung mit Rücksicht auf vorhandene Modelle ein doppelgängiges Schneckengetriebe mit $z = 30$, also einer Übersetzung $1 : 15$, und ein Zahnrädervorgelege mit der Übersetzung $13 : 75$. Die vorhandene Gesamtübersetzung ist demnach

$$i = \frac{1}{15} \cdot \frac{13}{75} = \frac{1}{86{,}5}.$$

Für das Schneckenrad, dessen Zähnezahl $z = 2 \,.\, 15 = 30$ beträgt, ermittelt sich die Teilung, wenn wir mit Rücksicht auf die hohe Umdrehungszahl der Schneckenwelle und die zu erwartende Abnutzung $c = 32$ wählen, mit $\psi = 2$, $z = 30$ und $n = \frac{1440}{30} = 48$ zu

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450\,N}{c \,.\, \psi \,.\, zn}} = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{32 \,.\, 2 \,.\, 30} \cdot \frac{10{,}5}{48}} = 3{,}7 \text{ cm}.$$

Hierfür findet sich mit Rücksicht auf ein vorhandenes Modell ein Schneckenrad mit $z = 30$, $t = 38{,}1$ mm ($1^1/_2''$) und $D = 364$ mm.

Bei einem Steigungswinkel von 19° wird der Schneckendurchmesser nach S. 181

$$d = \frac{2s}{\pi . tg\,\alpha} = \frac{2 . 38{,}1}{\pi . tg\,19^0} = 70\,\text{mm}.$$

Der Durchmesser der Schneckenwelle müßte nach der Annäherungsrechnung S. 189

$$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000\,\frac{10{,}5}{1440}} = 2{,}8\,\text{cm}$$

sein. Der Kerndurchmesser der Schnecke wird bei 70 mm Teilkreisdurchmesser $d_0 = 70 - 2 . (0{,}4 . 38{,}1) = 39{,}5$ mm, also reichlich groß.

Nach zeichnerischer Festlegung der Maße ist eine genaue Rechnung auf Verdrehung und Biegung erforderlich. Vgl. Berechnung einer Schneckenwelle S. 188.

Die Teilung des Zahnrädervorgeleges berechnet sich aus dem Moment der Trommelwelle mit $c = 20$ und $\psi = 2$ zu

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\,\psi\,z}\,M_d} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{20 . 2 . 75}\left(1500 - \frac{3}{10} \cdot 1500\right) \cdot 25} = 3{,}8\,\text{cm}.$$

In der Ausführung findet sich $t = 38{,}1$ mm bei 85 mm Zahnbreite.

Die Verbindung von Motor- und Schneckenwelle erfolgt durch eine der auf S. 201 beschriebenen, beweglichen und elastischen Kupplungen. Der Kupplungsumfang ist für die Doppelbackenbremse benutzt, deren abzubremsende Umfangskraft sich aus dem Lastrückdruck + dynamischen Überschuß ergibt. Unter Vernachlässigung des letzteren ist

$$U_{\text{Bremse}} = \frac{\text{Lastmoment}}{r . i} \cdot \eta = \frac{(1500 - \frac{3}{10} . 1500) . 25}{15 . 86{,}5} \cdot 0{,}6 = 12{,}1\,\text{kg}.$$

Während des Hebens ist hingegen die Umfangskraft

$$U_{\text{Heben}} = \frac{\text{Lastmoment}}{r . i . \eta} = \frac{1050 . 25}{15 . 86{,}5 . 0{,}6} \simeq 33{,}7\,\text{kg}.$$

Es ist also $U_{\text{Bremse}} = U_{\text{Heben}} . \eta^2$, oder, da $\eta = 0{,}6$,
$U_{\text{Bremse}} = U_{\text{Heben}} . 0{,}36$.

Senkrecht zur Trommelwelle ist die Steuerwelle s gelagert, die durch Gallsche Kette den Umkehranlasser A betätigt. Die Steuerwelle wird mittels eines um die Steuerscheibe r geschlungenen Drahtseiles vom Fahrschacht aus durch eine Ausrückstange gedreht.

Auf der verlängerten Trommelwelle ist eine selbsttätige Spindelabstellvorrichtung v angeordnet, die den Motor außer Betrieb setzt, sobald die Trommel eine bestimmte Umdrehungszahl gemacht hat bzw.

der Fahrstuhl in seinen Hubgrenzen angelangt ist. Die Abstellvorrichtung wirkt von der Trommel aus durch Gallsche Kette und Kegelräder auf die Steuerwelle und dadurch auf den Anlaßwiderstand ein. Auf die im Aufzugbau näher zu erörternde Abstellvorrichtung soll hier nicht näher eingegangen werden[1])

Gleichzeitig mit dem Anlassen bzw. Abstellen des Motors muß die Backenbremse gelüftet bzw. angezogen werden. Zu diesem Zwecke sitzt auf der Steuerwelle eine Kurvenscheibe k, die den Gewichthebel h der Bremse anhebt bzw. fallen läßt. Die Bremse ist zum genauen Anhalten bzw. Verkürzung des Auslaufes und zur Verhinderung des Rücktriebes bei steilgängigem Schneckengetriebe erforderlich.

d) Wand- oder Konsolwinden.

Zum Heben kleinerer Lasten bedient man sich häufig der Wand- oder Konsolwinden. Die Wellen werden entweder in einem Rahmen von ⊥förmigem Querschnitt oder in zwei Konsolen gelagert, die durch Schrauben an der Gebäudewand befestigt werden.

Ganz kleine Winden werden ohne Vorgelege ausgeführt. Größere Winden rüstet man mit Stirnräder- oder Schneckenvorgelege aus. Im ersten und zweiten Falle wird die Hemmung der aufgewundenen Last entweder nur durch Sperrad, oder durch Bremse und Sperrad, oder durch Sicherheitsgesperre mit nicht zurückschlagbarer Kurbel erreicht, im letzten Falle wird das Schneckengetriebe entweder selbsthemmend ausgeführt, so daß es keines weiteren Sperrwerkes bedarf, oder man nimmt doppelgängige Schnecke und erzielt die Hemmung durch Lastdruckbremse. Wandwinden werden in Magazinen, Warenhäusern und Schlachthöfen, ferner für Bauzwecke und Tunnelarbeiten viel verwendet und zeichnen sich durch ihre geringere Raumbeanspruchung, billigeren Preis und ihr geringes Gewicht gegenüber den Bockwinden aus.

Wandwinde ohne Räderübersetzung. Lampenaufzug.

Die Winde besteht aus Trommel, Trommelwelle, Kurbel und Sperrrad und dem Rahmen von T-förmigem Querschnitt, welcher mittels zweier Schrauben an der Wand befestigt ist. Sie wird als Lampenaufzug verwendet, kann aber auch als Jalousiewinde benutzt werden.

Aus der Zeichnung ergeben sich folgende Verhältnisse:

Trommeldurchmesser . . . . . = 70 mm
Kurbelarm . . . . . = 250 „

[1]) Näheres hierüber in Bethmann, „Der Aufzugbau“.

Nehmen wir ferner die Kurbelkraft für einen Arbeiter zu 10 kg und den Wirkungsgrad der Welle zu $\eta = 0{,}95$ an, so bestimmt sich durch Gleichsetzung des Lastmomentes und des Kraftmomentes die emporzuwindende Last

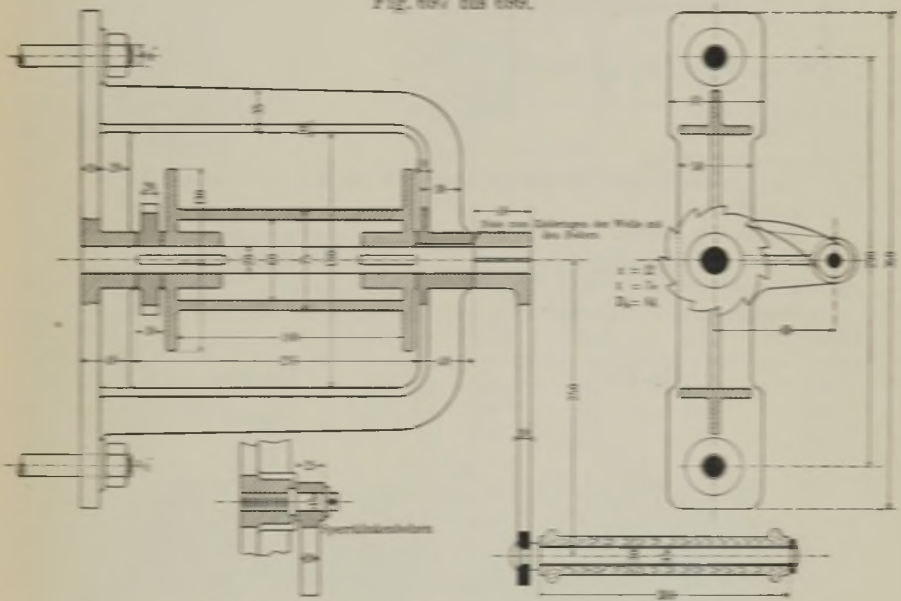
$$\text{Lastmoment} = \text{Kraftmoment} \cdot \eta, \quad Q \cdot 35 = 10 \cdot 250 \cdot 0{,}95,$$

$$Q = \frac{10 \cdot 250 \cdot 0{,}95}{35} = 68\,\text{kg}.$$

Kurbelt der Arbeiter mit 15 kg, so kann man mit der Winde heben

$$Q = \frac{15 \cdot 250 \cdot 0{,}95}{35} \sim 100\,\text{kg}.$$

Fig. 697 bis 699.



Kleine Wandwinde ohne Räderübersetzung.

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß die Last etwas kleiner ausfällt, weil die Vergrößerung des Lastarmes durch das Seil nicht berücksichtigt wurde. Als Tragorgan ist ein 6 mm Stahldrahtseil verwendet.

Zur Bestimmung der Befestigungsschrauben ist die Angabe des Lastzuges erforderlich. Bei einem auf der rechten Trommelseite nach unten wirkenden Lastzuge, welcher hier 100 kg beträgt, wird mit Berücksichtigung des Eigengewichtes von 35 kg im Abstand 150 mm von der Wand der obere Schraubenzug

$$Z = \frac{100 \cdot 27 + 35 \cdot 15}{29} = 111\,\text{kg},$$

wofür in der Zeichnung eine $^5/_8$" Schraube angegeben ist.

Fig. 700.

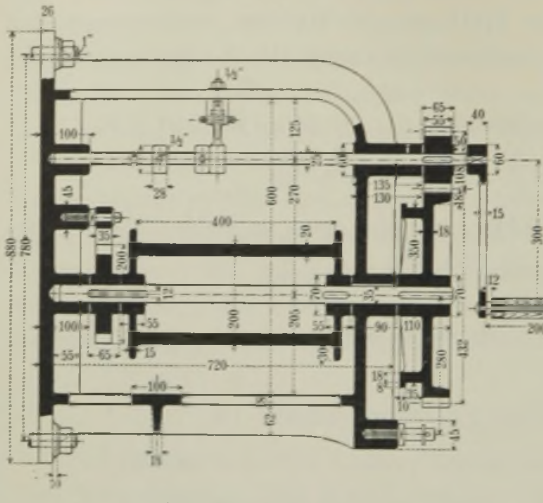
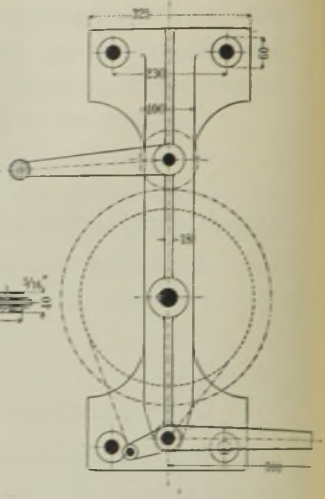


Fig. 701.



Wandwinde für 200 kg Tragkraft mit 8 mm Drahtseil.

Tragkraft: 200 kg.
$z = 12 : 48$ $t = 28$ mm
$D = 108 : 432$
Kurbelarm $= 300$ „

Übersetzung: 1 : 4.
Trommeldurchmesser = 200 mm,
Trommellänge = 400 „
Grifflänge = 200 „

Fig. 702.

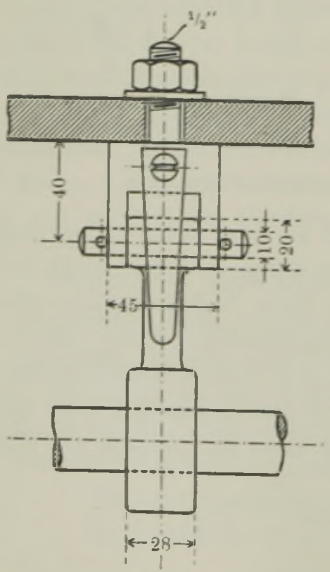
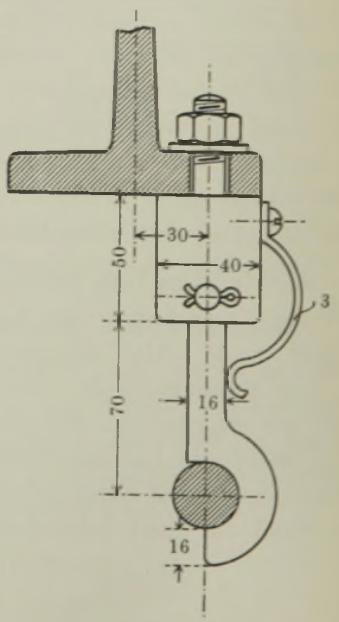


Fig. 703.



Befestigung der Falle.

Fig. 704.

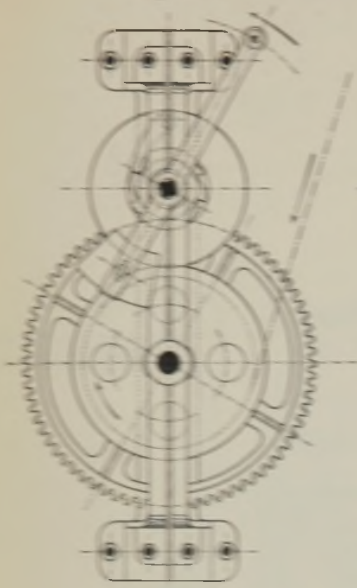
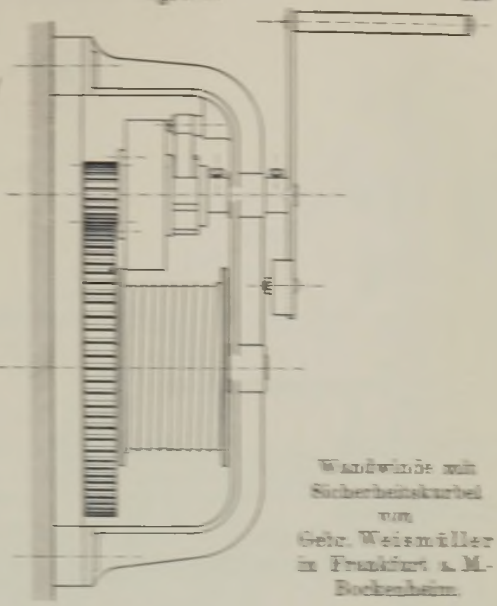


Fig. 705.

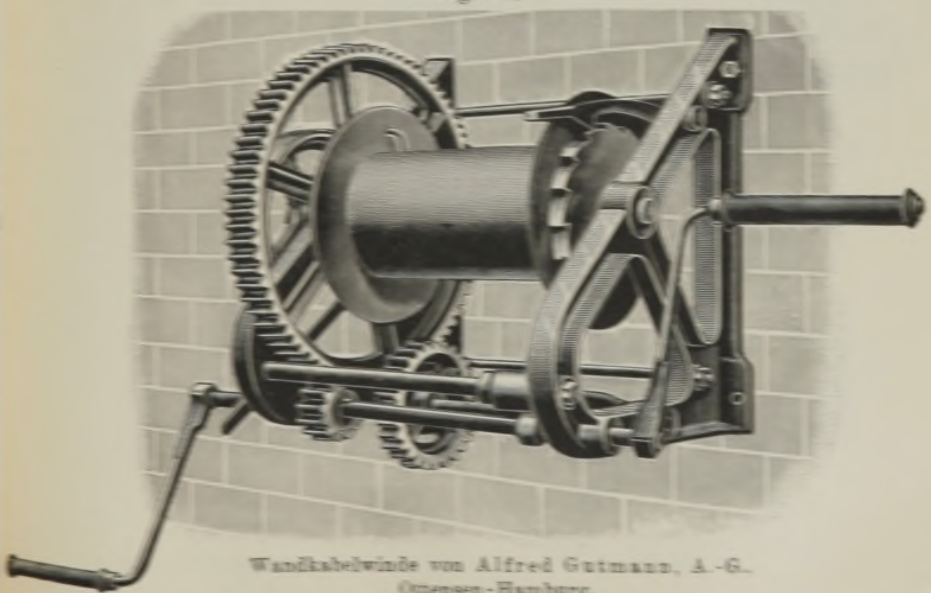


Wandwinde mit Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Tabelle 67. **Wandwinden mit Sicherheitskurbel.**

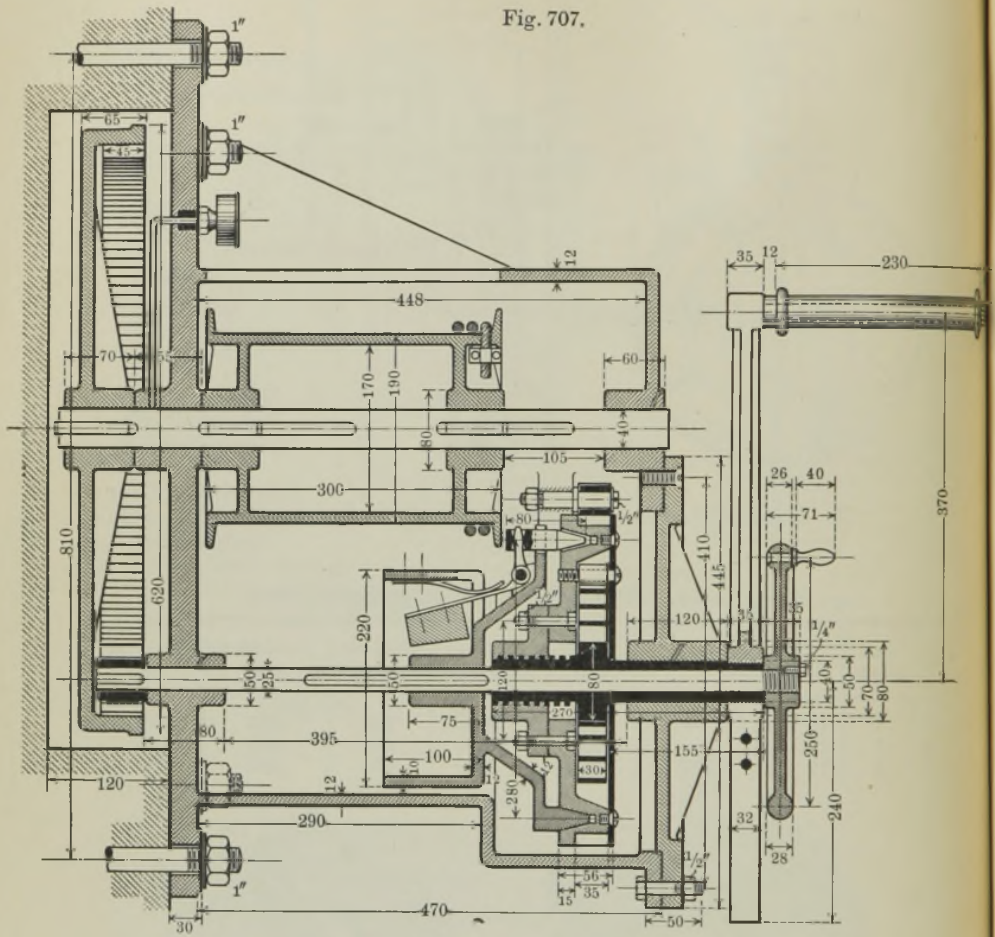
Nr.	Vorgelege	Räderzahl der Räder		Kurbellänge	Trommeldurchm.	Trommellänge	Ungef. Gew. in kg	Tragkr. a. d. Trommel
1	1	12 × 72	—	350	300	200	220	150
2	1	12 × 90	—	350	300	200	280	250
3	2	12 × 40	12 × 72	350	300	270	320	400

Fig. 706.



Wandkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg.

Fig. 707.

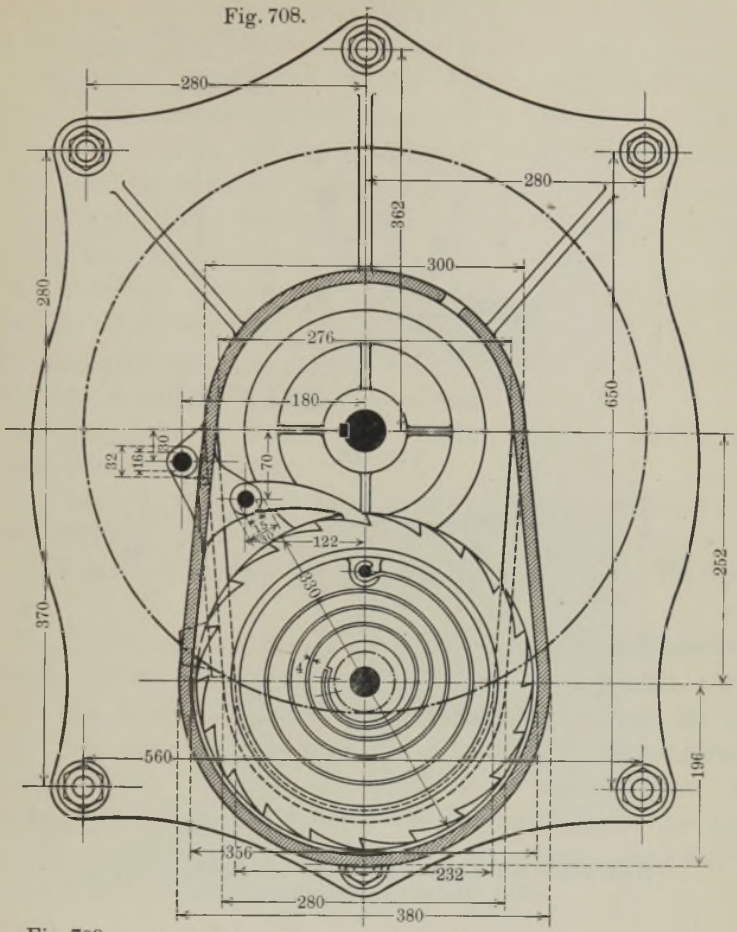


Sicherheitswinde mit nicht zurückschlagender Kurbel für 600 kg Tragkraft.

Zähnezahl	Teilung	Durchmesser	Breite
81	$7\,\pi$	567 mm	45 mm
9	$7\,\pi$	63 mm	45 mm

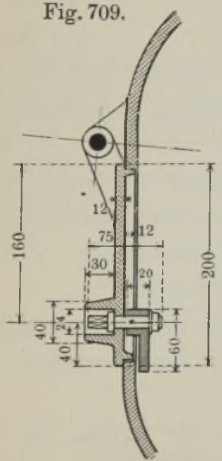
Trommeldurchmesser 200 mm; Kurbelradius 370 mm;
Seildurchmesser 10 mm.

Fig. 708.



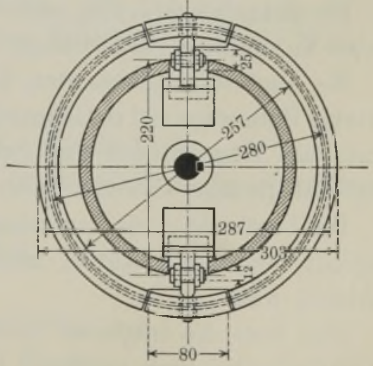
Seitenansicht zu Fig. 707.

Fig. 709.



Verschluß der Zugangsöffnung im Gehäuse.

Fig. 710.



Vollkonus.

Fig. 711.

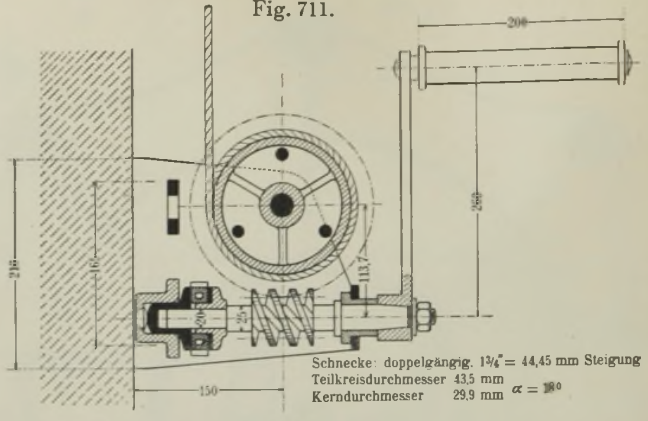
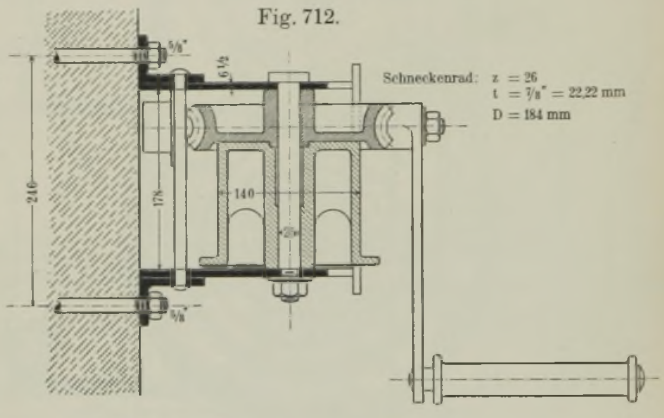


Fig. 712.



Wandwinde mit Schneckengetriebe und Lastdruckbremse für 400 kg Tragkraft.

e) Zahnstangenwinden.

Die Zahnstangenwinden oder Wagenwinden dienen zum Heben von Lasten auf geringe Förderhöhen.

Sie sind ihrer gedrängten Konstruktion wegen als leicht transportable Hebezeuge viel in Gebrauch und finden besonders bei Montagen, ferner als Wagenwinden und Schützenwinden Verwendung. Ziel ist möglichst geringes Gewicht, daher hohe Anstrengungen.

Die Last ruht direkt auf einer Zahnstange, in welche ein Triebrad eingreift, das durch Kurbel unter Vermittelung von Vorgelegen angetrieben wird.

Man baut die tragbaren Zahnstangenwinden für Lasten von 5000 bis 20 000 kg bei einer nutzbaren Hubhöhe von 350 bis 400 mm. Hierbei

unterscheidet man Stockwinden, bei welchen die Last nur am Zahnstangenkopf angreift, Pratzenwinden, bei denen die Zahnstange unten mit einer Pratze versehen ist, welche seitlich aus dem Windenstock hervorsteht, Schubwinden und Zugwinden. Bei der Stockwinde ruht die Last auf der drehbar auf der Zahnstange befestigten Kopfklaue; bei der Pratzenwinde kann die Last sowohl auf der Pratze, als auch auf der Kopfklaue ruhen. Die Schubwinde wird mit den beiden Schultern des Gehäuses auf Unterlagen gesetzt, wenn das Heben der Last an der Krone erfolgt. Die Zugwinde, welche als Ersatz für Flaschenzüge bei kleiner Hubhöhe dient, faßt die einander zu nähernden Gegenstände einerseits mit dem durch die Zahnstange gebildeten Haken, andererseits durch einen solchen am Gehäuse an.

Zahnstangenwinden werden mit einfacher, doppelter und dreifacher Räderübersetzung hergestellt.

Das Gehäuse ist der leichten Transportfähigkeit wegen gewöhnlich aus Buchen- oder Eichenholz mit Eisenblech hergestellt, doch wird das Holz auch vielfach bei den neueren Winden durch einen Blechmantel ersetzt.

Die Unfälle, welche beim Gebrauch von Zahnstangenwinden vorkommen, rühren größtenteils vom Entgleiten der Kurbel aus den Händen des Bedienenden her, und zwar beim Auslösen der Sperrklinken oder beim Zurückhalten der Last. Durch Anbringung von Sicherheitskurbeln an Stelle der gewöhnlichen werden diese Unfälle vermieden, da mit diesen Kurbeln ausgerüstete Winden die Last in jeder Höhe selbsttätig festhalten und zum Herablassen ohne Auslösung der Sperrklinke rückwärts gekurbelt werden muß.

Berechnungsangaben.

Die Berechnung der Zahnstangenwinden erfolgt in derselben Weise wie bei den indirekt wirkenden Winden, nur hat man hier die mit dem in die Zahnstange eingreifenden Triebling versehene Welle als Lastwelle zu betrachten.

Es bezeichne

Q die auf der Zahnstange ruhende Last,
R den Halbmesser des in die Zahnstange eingreifenden Trieblings,
P die Kraft an der Kurbel,
a den Kurbelarm,
i die erforderliche Übersetzung,
η den Wirkungsgrad der Winde.

Zunächst ist das Zahnstangentriebrad zu bestimmen. Die Teilung desselben und damit die der Zahnstange berechnet sich nach S. 169 aus der Beziehung $Q = c.b.t$ bzw. $Q = c\psi t^2$ zu

$$t = \sqrt{\frac{Q}{c.\psi}}.$$

Hierin geht man mit c bis an die äußerste Grenze der zulässigen Belastung und setzt bei Verwendung von bestem Holzkohleneisen, welches durch Einsetzen an der Oberfläche verstählt wird,

$$c = 96 \text{ bis } 210\,[1]),$$

welche Werte einer Biegungsanstrengung von

$$k_b = 1600 \text{ bis } 3400 \text{ kg/qcm}$$

und höher entsprechen.

Ferner ist $\psi = \frac{b}{t} = 1$ bis 1,25.

Dieser außerordentlich hohe Rechnungswert für die Beanspruchung fällt in Wirklichkeit geringer aus, weil die Winden meist nur für kurze Zeit und selten für die volle Belastung verwendet werden. Außerdem werden die stark unterschnittenen Zähne des Trieblings in günstiger Weise durch die seitlichen Bordscheiben versteift. Wenn dies auch nicht für die Zähne der Zahnstange zutrifft, so kommt dort wieder die meist größer als 0,5 t vorhandene Zahnwurzel in Betracht.

Der Durchmesser des Trieblings bestimmt sich aus

$$zt = 2R\pi \quad \text{zu} \quad 2R = \frac{zt}{\pi}.$$

Die erforderliche Übersetzung ergibt sich aus der Beziehung

$$i = \frac{\textbf{Lastmoment}}{\textbf{Kraftmoment}.\eta} = \frac{Q.R}{P.a.\eta}.$$

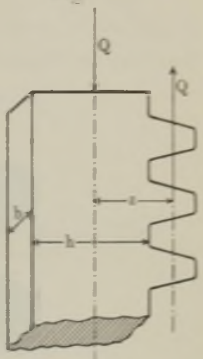
Bei den gebräuchlichen Konstruktionen wendet man bis 6000 kg Tragkraft nur ein Vorgelege an und geht mit Rücksicht auf möglichst kleine Abmessungen und handliche Gehäuseform mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf $z = 4$ herab, wobei man die Zähne direkt in die Wellen einfräst und Zykloidenverzahnung anwendet.

Kurbelkraft . . . . . P bis zu 35 kg,
Kurbelarm . . . . . $a = 250$ bis 300 mm,
Wirkungsgrad . . . . . $\eta = 0{,}5$ bis 0,7,
Wirkungsgrad einer Welle . $\eta_1 \sim 0{,}84$.
Spezifische Pressung in den Lagern bis 400 kg/qcm.
Biegungsanstrengung der Zapfen = 900 kg/qcm.

[1]) Vgl. Tabelle 27, S. 172.

Zahnstange. Die Zahnstange wird durch die in der Neutralachse wirkende Kraft Q und durch den einseitig angreifenden Zahndruck auf Druck und Biegung beansprucht. Bei größeren Hubhöhen ist außerdem zu kontrollieren, ob die Knickungsanstrengung nicht größer als die Druckanstrengung ausfällt.

Fig. 713.



Zahnstange.

Bei angenommenem Zahnstangenquerschnitt ist die resultierende Anstrengung in dem Zahnstangenquerschnitt dann

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{f} + \frac{Qz}{W},$$

wenn f der kleinste Querschnitt in qcm,
z der Hebelarm der Biegung in cm und
$W = \frac{bh^2}{6}$ das Widerstandsmoment in cm³ ist.

Da die Zahnstangenbreite b durch das angenommene Verhältnis der Breite zur Teilung gegeben ist, so kann man auch die erforderliche Querschnittshöhe aus der Biegungsgleichung

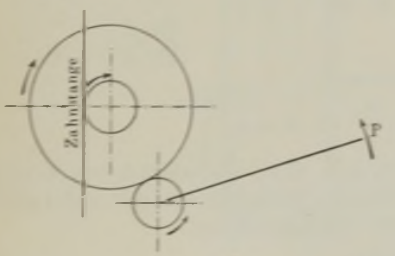
$$Q\left(\frac{h}{2} + 0{,}4\,t\right) = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b$$

ermitteln. Es ist dann unter vorläufiger Vernachlässigung der Druckanstrengung bzw. unter Vorbehalt einer Kontrolle der maximalen Anstrengung

$$h = \frac{1{,}5\,Q + \sqrt{Q(2{,}25\,Q + 2{,}4\,t\,.\,b\,.\,k_b)}}{b\,.\,k_b}.$$

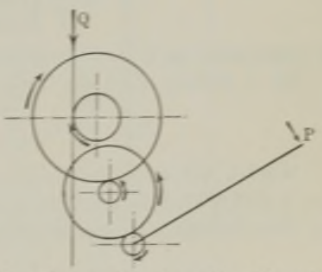
In einfacher Weise kann h auch durch Probieren ermittelt werden.

Fig. 714.



Räderschema für einfaches Vorgelege.

Fig. 715.



Räderschema für doppeltes Vorgelege.

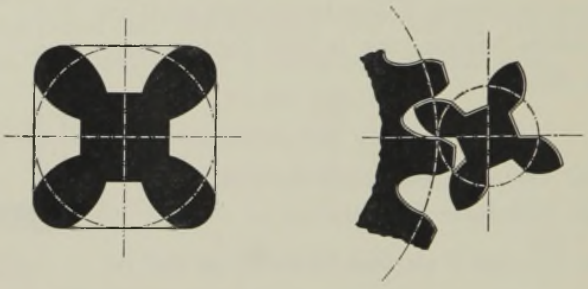
Für k_{max} findet man Spannungen von 1600 bis 2300 kg/qcm. Bei Belastung der Fußklaue ist der größere Hebelarm der Biegung einzusetzen.

Mantel aus 3 bis 7 mm starkem Blech aus einem Stück mit eingenietetem Boden und Deckel.

Die geringe Zähnezahl der kleinen Räder kann nur durch Anwendung der Punktverzahnung erreicht werden.

Bei dieser Zykloidenverzahnung werden die Rollkreise gleich den Teilkreisen gewählt, wobei bekanntlich die Hypozykloide der Fußzahnflanken in Punkte übergeht.

Fig. 716. Fig. 717.



Zahnformen der Trieblinge für Wagenwinden.

Dem Vorteil, der in der Herabsetzung der Zähnezahl des einen Rades, also in großer Übersetzung bei kleinen Abmessungen besteht, steht der Nachteil gegenüber, daß mit der Zahnflanke des einen Rades immer nur ein Punkt des anderen Rades arbeitet. Dadurch ändert sich bald die ursprüngliche Zahnform infolge der starken Abnutzung.

Beispiel. Es ist eine Zahnstangenwinde für 2000 kg Tragkraft zu berechnen.

Um den Lastarm R zu erhalten, ermitteln wir zunächst die Teilung der Zahnstange und ihres Trieblings. Mit $b = t$ und $c = 200$, entsprechend einer Biegungsbeanspruchung $k_b = \frac{200}{0{,}06} = 3333$ kg, ist

$$t = \sqrt{\frac{2000}{200}} = 3{,}1 \text{ cm} \sim 10\,\pi.$$

Die Zahnbreite ist $b = t \sim 30$ mm.

Bei 4 Zähnen wird der Teilkreishalbmesser

$$R = \frac{z\,t}{2\,\pi} = \frac{4 \,.\, 10\,\pi}{2\,\pi} = 20 \text{ mm}.$$

Wählen wir einen Kurbelarm von 300 mm, einen Kurbeldruck von 40 kg für einen Arbeiter (2 Arbeiter können nur unbequem anfassen), so ergibt sich zunächst ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades die Übersetzung

$$i_0 = \frac{2000 \,.\, 20}{40 \,.\, 300} = 3{,}3.$$

Es wird demnach ein Vorgelege genügen, und wir haben den Wirkungsgrad der Lastwelle und der Kurbelwelle mit

$$\eta = 0{,}84 \,.\, 0{,}84 = 0{,}7$$

einzusetzen. Damit wird die wirkliche Übersetzung des Vorgeleges

$$i = \frac{3{,}3}{0{,}7} = 4{,}7 \sim 5.$$

Die Zähnezahlen wählen wir $z = 4 : 20$ und berechnen die Teilung für die ebenfalls aus vorzüglichem Schmiedeeisen hergestellten Räder mit $c = 200$ zu

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi\,M}{c\,\psi\,.\,z\,.\,\eta}} = \sqrt[3]{\frac{2\,.\,\pi\,.\,2000\,.\,2}{200\,.\,1\,.\,20\,.\,0{,}7}} = 2{,}08\,\text{cm}, \text{ ausgeführt mit } 8\,\pi.$$

Die Teilkreisdurchmesser werden mit dieser Teilung

$$d = \frac{4\,.\,8\,\pi}{\pi} = 32\,\text{mm}; \quad D = \frac{20\,.\,8\,.\,\pi}{\pi} = 160\,\text{mm}.$$

Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft und 375 mm Hub mit doppelter Übersetzung und Rädertrieb

von Gebr. Bolzani in Berlin.

Fig. 718. Fig. 719.

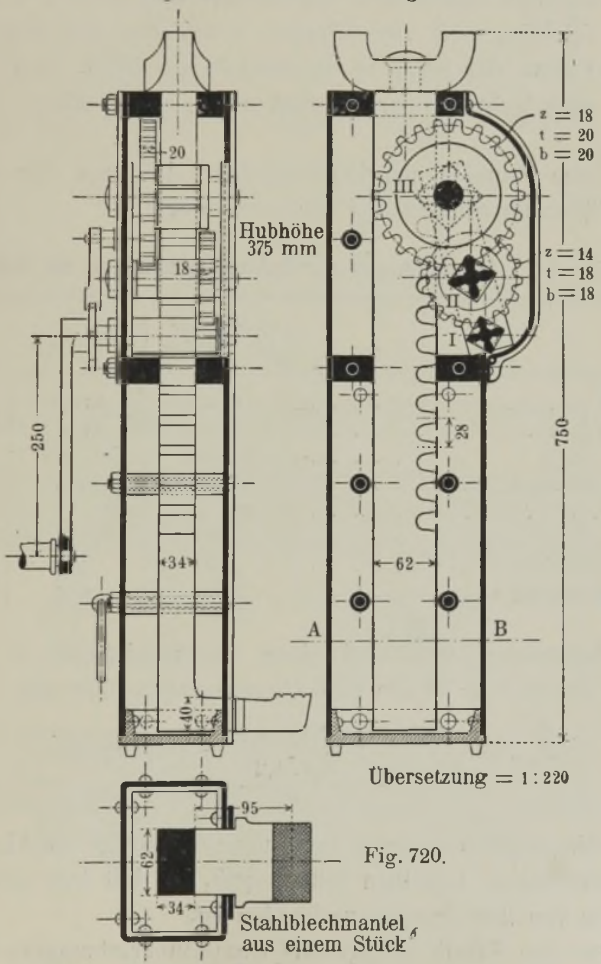


Fig. 720.

Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft.

Das Gehäuse der vorliegenden Zahnstangenwinde besteht der Hauptsache nach aus einem einzigen Stahlblechmantel, welcher ohne jegliche Winkeleisenversteifung zu einem hohlen Kasten zusammengebogen ist; mit dem Kopfstück ist derselbe verschraubt, mit dem Bodenstück vernietet. An der Hinterseite befindet sich eine um ein Scharnier drehbare Klappe, um ein Zukommen zu den innen liegenden Teilen des Triebwerkes zu ermöglichen. Während die Fußklaue durch Umbiegen der Zahnstange gebildet wird, ist die Kopfklaue drehbar durch Vernieten an der Zahnstange befestigt. Die nachteiligen Folgen der hohen Pressung in den Abnutzungsflächen hat man durch Härten derselben zu beseitigen gesucht.

Das Triebwerk der Winde besteht aus drei Wellen mit je einem gefräßten Triebling von vier Zähnen, von denen der erste auf der Kurbelwelle sitzt, der letzte in die Zahnstange greift. Das zum Lastfesthalten erforderliche Sperrad sitzt außen am Gehäuse hinter der Kurbel.

Für diese Zahnstangenwinde ergeben sich aus der Zeichnung folgende Räderdimensionen und Rechnungswerte:

Tabelle 68. **Abmessungen zur Zahnstangenwinde für 4000 kg.**

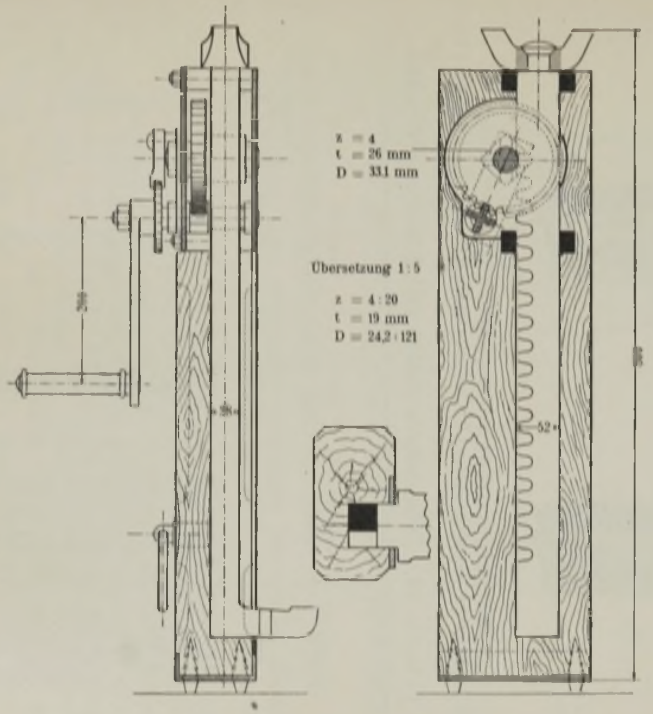
	Zahnstange mit Triebling	Vorgelege	Kurbelvorgelege
Übersetzung	1 : ∞	1 : 4,5	1 : 3,5
Zähnezahlen	4	4 : 18	4 : 14
Teilung	28 mm	20 mm	18 mm
Teilkreisdurchmesser	35,7 „	25,5 „	23 „
Zahnbreite	34 „	20 „	18 „
Zahndruck	4000	1693	608
Festigkeitskoeffizient c	420	423	188
Biegungsanstrengung k_b	3750	3600	1888

Die Zahnstange weist bei einer Querschnittshöhe $h = 42$ mm und einer Breite $b = 34$ mm eine Gesamtanstrengung von

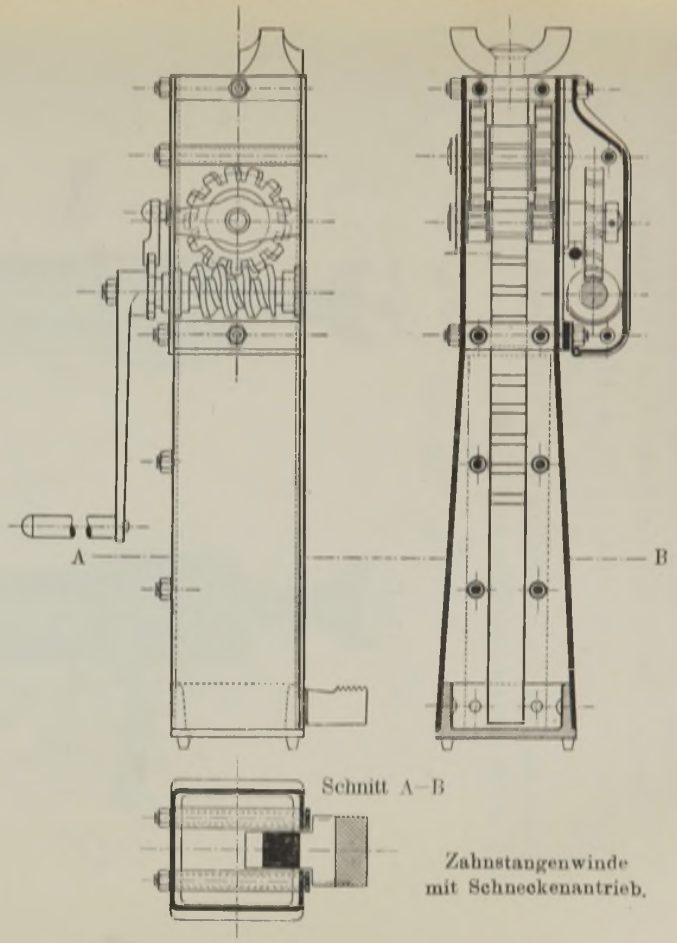
$$\sigma_{max} = \frac{4000}{4{,}2 \,.\, 3{,}4} + \frac{4000 \,.\, 3{,}3}{\frac{3{,}4 \,.\, 4{,}2^2}{6}} = 1600 \text{ kg/qcm}$$

auf. Die Biegungsanstrengung der Fußklaue beträgt 2300 kg/qcm und die Zuganstrengung derselben 260 kg/qcm, so daß hier eine Gesamtanstrengung von 2560 kg/qcm vorhanden ist.

Das von der Fabrik angegebene Gesamtübersetzungsverhältnis ergibt sich zu



Zahnstangenwinde mit Holzschaft.



Zahnstangenwinde mit Schneckenantrieb.

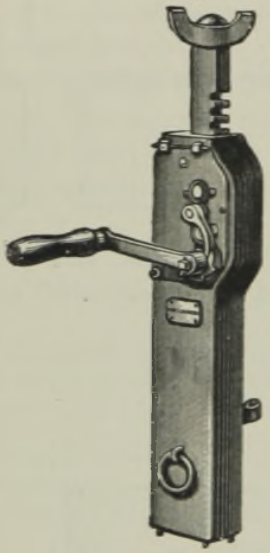
$$i = \frac{\text{Zähnezahl der treibenden Räder}}{\text{Zähnezahl der getriebenen Räder}} \cdot \frac{\text{Radius des Zahnstangentrieblings}}{\text{Kurbelarm}}$$

oder $$i = \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{r_3}{a} = \frac{4}{14} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{17{,}85}{250} \simeq 1:220.$$

Nimmt man für die drei Wellen einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}86^3 \sim 0{,}63$ an, so ist die erforderliche Kurbelkraft

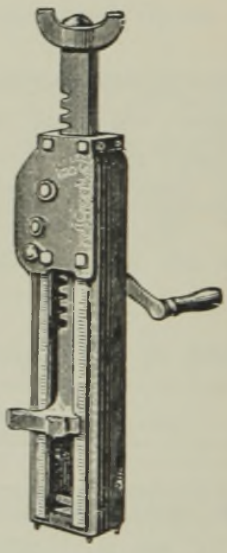
$$P = \frac{Q}{i \cdot \eta} = \frac{4000}{220 \cdot 0{,}63} = 28 \text{ kg}.$$

Fig. 727.



Vorderansicht.

Fig. 728.



Rückansicht.

Zahnstangenwinden mit doppelter Räderübersetzung der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. J. Losenhausen.

Tabelle 69. **Zahnstangenwinden mit gefrästen Getrieben.**

Tragkraft kg	Zahnstangenstärke mm	Höhe inkl. Horn mm	Gewicht Fig. 727 u. 728 kg	Preis nach Fig. 727 mit Stahlblechmantel ℳ
3 000	55 × 29	850	—	—
4 000	58 × 33	850	47	67,50
5 000	62 × 35	850	52	75,—
6 000	65 × 39	850	65	87,—
8 000	68 × 42	900	70	94,50
10 000	72 × 46	910	75	99,—
12 500	75 × 48	910	80	105,—
15 000	78 × 50	915	85	112,50
20 000	80 × 52	915	90	130,—

Hebelwinde nach amerikanischem System

von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf.

Diese amerikanische Hebelwinde — auch Barret- oder Duffwinde genannt — ist ein der deutschen Zahnstangenwinde ähnliches Hebezeug; sie unterscheidet sich von der Zahnstangenwinde insofern, als die Hubbewegung nicht durch Drehen einer Kurbel, sondern durch die

Fig. 729.

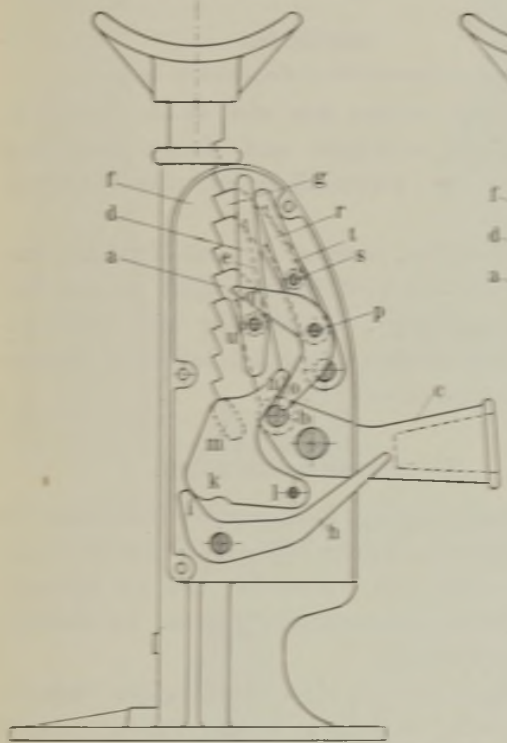
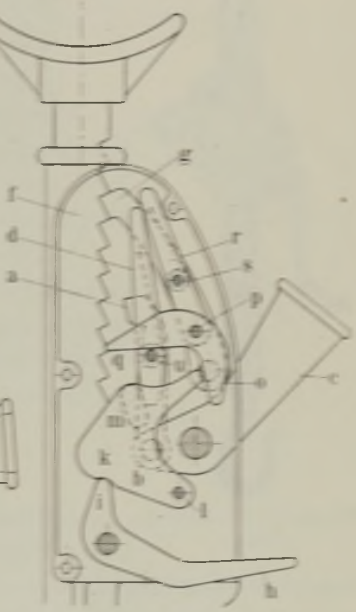


Fig. 730.



Hebelwinde für 1000 bis 2000 kg Tragkraft von Heinrich de Fries, G. m. b. H.

Auf- und Abwärtsbewegung eines Hebels erfolgt und ferner dadurch, daß die Übersetzung eine wesentlich geringere ist, als bei Zahnstangenwinden üblich.

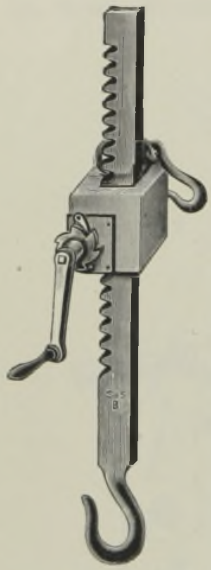
Heben. Klinke *a* ist durch Bolzen *b* mit dem doppelarmigen Hebel *c* verbunden und wird durch Hebel *d*, der sich oben gegen die Gehäusewand legt, und die Feder *e* gegen die Zahnstange gedrückt. Eine zweite Klinke *g* legt sich durch Feder *t* gegen die Zahnstange und hindert das Sinken derselben, wenn Hebel *c* auf- und abbewegt wird und durch Klinke *a* die Zahnstange hochschiebt.

Senken. Durch Niederdrücken des Hebels *h* erfolgt Umsteuerung in der Weise, daß *i* die Platte *k* um *l* dreht, wobei Hebel *o* mit dem auf Hebel *r* befestigten Bolzen *p* mit dem unteren Ende nach rechts gedrückt wird. Hebel *r*

ist mit Drehpunkt s auf Klinke g befestigt, die mit Feder t an die Zahnstange gedrückt wird.

Beim **Abwärtsbewegen** des Arbeitshebels c gleitet das Hebelende d an dem Ansatz m der Platte k, so daß sich Klinke a außerhalb der Zähne nach oben schiebt und erst in der höchsten Stellung eingreift. Hierbei nimmt Bolzen u das Hebelende g nach oben, während Platte k mit n das Hebelende o festhält, so daß Klinke g aus den Zähnen nach rechts bewegt wird.

Fig. 731.



Zugwinde mit Zahnstange.

Beim **Aufwärtsbewegen** des Arbeitshebels c bewegt sich Klinke a abwärts und läßt die auf ihr ruhende Zahnstange um den Klinkenhub sinken.

Zugwinden

von Schuchardt & Schütte in Berlin.

Dieselben werden hier und da als Ersatz von Flaschenzügen verwendet und dienen dann zum Aufbringen der Arbeitsstücke auf die Werkzeugmaschinen.

Das Gehäuse, welches die mit Triebling und Sperrad versehene Kurbelwelle enthält, ist zum Aufhängen eingerichtet, während die mit dem Lasthaken versehene Zahnstange sich in diesem Gehäuse auf- oder abbewegen läßt.

f) Schraubenwinden.

Schraubenwinden sind einfache Hebezeuge für kleine Hubhöhen, welche häufig als Ersatz für Zahnstangenwinden dienen. Sie finden als Nietwinden und als Montagewinden zum gleichzeitigen Heben umfangreicher Lasten, wie Brücken und Dächer, ausgedehnte Verwendung.

Sie bestehen der Hauptsache nach aus einer flachgängigen Schraube, deren Mutter entweder fest oder drehbar in einem Ständer gelagert ist. Im ersteren Falle wird die Spindel, im letzteren Falle die Mutter angetrieben. Der Antrieb erfolgt dann entweder unmittelbar durch Drehhebel oder Ratsche, oder durch Kegelräder- oder Schneckenvorgelege mit Kurbel.

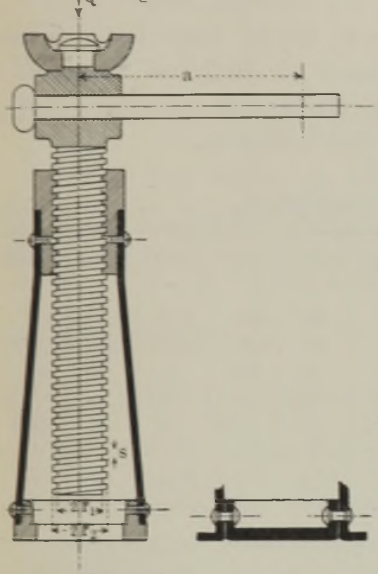
Da die Schraubenspindel selbsthemmend wirkt, so bedürfen sie keines weiteren Sperrwerkes und gestatten deshalb ein sicheres Senken der darauf ruhenden Lasten.

Diesem Vorteil den Zahnstangenwinden gegenüber ist noch der Nachteil zu erwähnen, daß sie infolge ihres geringen Wirkungsgrades größere Übersetzungsverhältnisse fordern und deshalb eine geringere Lastgeschwindigkeit besitzen als jene.

Einfache Schraubenwinden.

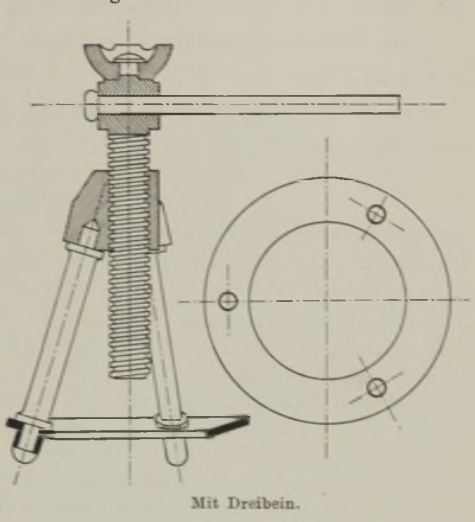
Die Schraubenspindel ist oben mit einem durchbohrten Kopf versehen, durch welchen der Drehhebel senkrecht zur Spindelachse hindurchgesteckt wird, so daß beim Drehen die Spindel aus der im

Fig. 732 u. 733.



Mit geschlossenem Schaft.

Fig. 734.

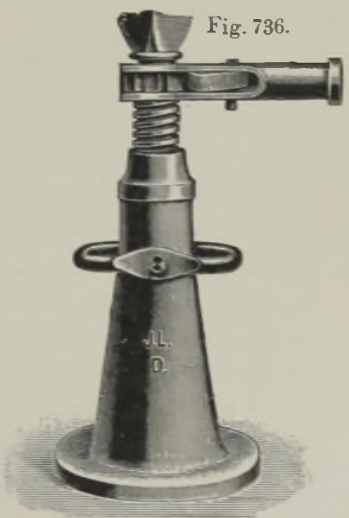


Mit Dreibein.

Einfache Schraubenwinden mit Drehhebel.

Fig. 735.

Fig. 736.



Schraubenwinden der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. J. Losenhausen in Düsseldorf-Grafenberg.

Ständer befestigten Mutter herausgeschraubt und die auf dem Spindelkopf ruhende Last gehoben wird. Der Ständer wird in der Weise gebildet, daß die Mutter durch drei schief gestellte, mittels Fußringes verbundene Säulen gehalten ist, oder man umgibt die Mutter mit einem Mantel aus Stahl oder Eisenblech oder stellt den Ständer mit der Mutter aus einem Stück, und zwar aus Gußeisen, her.

Das Drehen der Spindel erfolgt auch häufig durch Ratsche wie in Fig. 737 bis 740. Setzt man den Ständer der einfachen Schraubenwinde auf einen Schlitten und bewirkt die Horizontalverschiebung durch eine Schraubenspindel, so entsteht die Schlittenwinde.

Tabelle 70. **Schraubenwinden.**

Tragkraft . . . . . kg	5000	7500	10000	12500	15000	17500	20000	25000
Niedrigster Windenstand mm	430	430	520	520	585	595	640	640
Hub . . . . . „	240	240	285	285	330	330	350	350
Schraubenspindeldurchm. „	50	56	60	62	66	70	76	82
Gewicht nach Fig. 735 . kg	18	19	24	26	32	54	—	—
„ „ „ 736 . „	24	25,5	36,5	39	43,2	54	57	58,5
Preis nach Fig. 735 . . . ℳ	21,00	24,50	34,00	36,50	50,00	60,00	—	—
„ „ „ 736 . . . „	42,00	49,00	58,00	63,00	72,00	75,00	82,00	90,00

Schaft in Fig. 735 aus Flußeisen mit direkt eingeschnittenem Muttergewinde.
„ „ „ 736 „ Schweißeisen mit Rotgußmutter. Spindeln aus Stahl.

Berechnung.

Es bezeichnet

Q die zu hebende Last,
$d_i = 2r_i$ den Kerndurchmesser der Spindel,
$d_a = 2r_a$ den äußeren Durchmesser derselben,
$d_m = 2r_m$ den mittleren Durchmesser derselben,
s die Ganghöhe, t die Gangtiefe,
P die Antriebskraft am Hebel,
a die Länge des Hebels,
α den Steigungswinkel für die mittlere Schraubenlinie,
ϱ den Reibungswinkel,
σ die auftretende Druckanstrengung,
k die zulässige Druckbeanspruchung,
τ die auftretende Drehungsanstrengung,
k_d die zulässige Drehungsbeanspruchung.

Schraubenspindel. Dieselbe ist auf Druck und Verdrehung beansprucht. Vernachlässigt man die Verdrehung, welche durch das

Antriebsmoment hervorgerufen wird, und setzt dafür die Beanspruchungen nur zu drei Vierteln des erlaubten, so berechnet sich zunächst der Kerndurchmesser aus der Druckgleichung

$$Q = \frac{d_i^2 \pi}{4} \cdot k \quad \text{zu} \quad d_i = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,k}},$$

worin $k = \frac{3}{4} \cdot 600 = 450$ kg qcm für Flußeisen

und $k = \frac{3}{4} \cdot 900 \sim 700$ kg qcm für Flußstahl.

Wählt man weiter die Steigung des Gewindes nach S. 235 mit Rücksicht auf Selbsthemmung

$$s = \frac{d_i}{4},$$

und die Gewindetiefe $t = \frac{s}{2}$,

so ist der äußere Gewindedurchmesser d_a bestimmt durch $d_a = d_i + 2\,t$.

Der mittlere Schraubendurchmesser ist demnach $d_m = \frac{d_i + d_a}{2}$

und die Tangente des Steigungswinkels $tg\,\alpha = \frac{s}{d_m \pi}$.

Antriebskraft. Es ist die am Hebel erforderliche Druckkraft

für Heben $P = Q \frac{r_m}{a} tg\,(\alpha + \varrho)$,

für Senken $P = Q \frac{r_m}{a} \cdot tg\,(\alpha - \varrho)$.

Hierin ist für α der für die Spindel ermittelte Steigungswinkel zu setzen, welcher bei verlangter Selbsthemmung nur $\alpha = 4$ bis $6°$ betragen darf.

Der Reibungswinkel ist einem Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}1$ entsprechend $\varrho = 6°$.

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn $\alpha \leqq \varrho$.

Der Wirkungsgrad der Winde ermittelt sich zu

$$\eta = \frac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha + \varrho)}.$$

Wird die Spindel durch einen Stützzapfen abgestützt, wie dies bei den Transportspindeln der Schlittenwinden und bei den Hubspindeln der Lokomotivhebeböcke der Fall ist, so ist mit Berücksichtigung der Spurzapfenreibung im Stützzapfen vom Radius r

$$P = Q\frac{r_m}{a}\,tg\,(\alpha+\varrho)+\frac{\mu\,Q\,.\,\mathfrak{r}}{2}$$

und der Wirkungsgrad $\eta = \dfrac{tg\,\alpha}{tg\,(\alpha+\varrho)+\dfrac{\mu\,\mathfrak{r}}{2\,r_m}}$.

Mit $\alpha = 5^0$, $\varrho = 6^0$, $\mu = 0{,}1$ und $\mathfrak{r}:r = 1$ wird $\eta = 0{,}36$.

Mutterhöhe. Dieselbe ist durch die zulässige Flächenpressung in den Gewindegängen bestimmt.

Ist k der zulässige Flächeneinheitsdruck, n die Anzahl der Gewindegänge und h die Mutterhöhe, so ist

$$Q = \frac{\pi}{4}\,(d_a^2 - d_i^2)\,n\,.\,k,$$

oder $$n = \frac{4\,Q}{\pi\,(d_a^2 - d_i^2)\,k},$$

oder mit $h = n\,.\,s$ $$\boldsymbol{h = \frac{4\,Q\,.\,s}{\pi\,(d_a^2 - d_i^2)\,k}}.$$

Hierin ist $k = 100$ kg/qcm für Stahl auf Bronze,
$k = 50$ kg/qcm für Flußeisen auf Grauguß.

Berechnung der Hubspindel auf Druck und Verdrehung.

Mit Berücksichtigung der vorhin vernachlässigten Verdrehung der Spindel ergeben sich folgende Beziehungen:

Die Druckanstrengung im Spindelquerschnitt ist aus $Q = \dfrac{\pi\,d_i^2}{4}\cdot k$

$$\sigma = \frac{4\,Q}{\pi\,d_i^2},$$

und die Verdrehungsanstrengung aus

$$M_d = P\,a = Q\,r_m\,tg\,(\alpha+\varrho) = \frac{1}{5}\,d_i^3\,.\,k_d$$

$$\tau = \frac{5\,M_d}{d_i^3},$$

oder annähernd mit $r_m \sim \dfrac{d_i}{2}$

$$\tau = \frac{5\,Q}{2\,d_i^2}\,tg\,(\alpha+\varrho).$$

Die beiden Anstrengungen σ und τ sind zu vereinigen nach der Formel

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0^2\,\tau^2)} \leqq k.$$

Mit Einsetzung der obigen Werte wird

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{d_i^2}\left[\frac{4 \cdot 0{,}35}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5\,tg\,[\alpha + \varrho])^2}\right]$$

und

$$d_i = \sqrt{\frac{Q}{k}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5\,tg\,[\alpha + \varrho])^2}\right]}.$$

Hierin ist zu setzen

für Flußeisen $k = 600$ kg/qcm und $k_d = 400$ kg/qcm,

also $\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d} = 1{,}15$,

für Flußstahl $k = 900$ kg/qcm und $k_d = 600$ kg/qcm,

also $\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d} = 1{,}15$.

Setzt man für Spindeln mit Selbsthemmung vorläufig $\alpha = 4^0$ und $\varrho = 6^0$, so erhält man als bequemen Überschlagswert

$$d_i = 1{,}17\sqrt{\frac{Q}{k_{max}}}.$$

Die Rechnung auf Knickfestigkeit ergibt nur in Ausnahmefällen höhere Werte als obige Rechnung.

Transportspindel der Schrauben-Schlittenwinden.

Hier müssen wir zunächst die zur Verschiebung der Hubwinde erforderliche Kraft feststellen.

Der Bewegung wirkt die zwischen Schaft und Fußschlitten auftretende Reibung entgegen. Nehmen wir den Reibungskoeffizienten für Gußeisen auf Gußeisen im trockenen Zustande $\mu = 0{,}5$ an, so ist nach dem Grundgesetz der gleitenden Reibung die zur Verschiebung erforderliche Kraft $W = \mu Q$.

Die Berechnung der Transportspindel hat dann mit diesem Werte unter Berücksichtigung der Stützzapfenreibung nach den vorher gemachten Angaben zu erfolgen.

Es ist

$$d_i = \sqrt{\frac{4\,W}{\pi k}}$$

und

$$P = Q\frac{r_m}{a} \cdot tg(\alpha + \varrho) + \frac{\mu Q r}{2}.$$

Schrauben-Schlittenwinde für 8000 kg Tragkraft.

(Siehe Fig. 737 bis 740.)

Die Winde besitzt zwei flachgängige Schraubenspindeln, von denen die vertikale zum Heben, die horizontale zum Verschieben der Last dient. Die Lastspindel wird durch einen Ratschenhebel gedreht. Hierbei

greift eine doppelarmige Klinke, die ihren Drehpunkt im Hebel hat, in das auf der Spindel festgekeilte Sperrad ein. Ein hinter der Klinke angebrachter Keil, der durch eine Feder nach vorn gedrückt wird, bewirkt, daß stets nur ein Klinkenarm in das Sperrad eingreift. Für die andere Drehrichtung muß das Einschalten der anderen Klinkenseite durch Drehen der Klinke bewirkt werden, wobei der Keil auf die andere Klinkenseite springt.

Bei der Berechnung der Winde kommt es auf Ermittelung des Schraubendurchmessers und der zum Heben der Last erforderlichen Kraft an.

Nehmen wir mit Rücksicht auf seltene Vollbelastung für die Flußeisenspindel eine etwas höhere Beanspruchung $k = 700$ kg qcm, und schätzen den Steigungswinkel am Schraubenkern $\alpha = 5^0$, so erhalten wir mit $\varrho = 6^0$

$$d_i \geqq \sqrt{\frac{8000}{700}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \left(\frac{700}{1{,}3 \cdot 400}\right)^2 (5\,tg\,[5^0 + 6^0])^2}\right]} = 4{,}4\text{ cm},$$

$$d_i \sim 45\text{ mm}.$$

Die Steigung wählen wir

$$s = \frac{d_i}{4} = \frac{45}{4} = 11{,}2\text{ mm} \sim {}^1/_2{}'' = 12{,}7\text{ mm},$$

so daß mit einer Gangtiefe $t = \frac{s}{2} = \frac{12{,}7}{2} \sim 6$ mm der äußere Spindeldurchmesser $d_a = 57$ mm wird.

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist also bei einem mittleren Durchmesser $d_m = \frac{57 + 45}{2} = 51$ mm bestimmt durch

$$tg\,\alpha = \frac{12{,}7}{51 \cdot \pi} = 0{,}079, \quad \text{d. h.} \quad \alpha = 4^0\,30'.$$

Die Mutterhöhe wird bei einer spezifischen Pressung $k = 75$ kg qcm

$$h = \frac{4\,Q \cdot s}{\pi\,(d_a^2 - d_i^2)\,k} = \frac{4 \cdot 8000 \cdot 1{,}27}{\pi\,(5{,}7^2 - 4{,}5^2) \cdot 75} = 14\text{ cm},$$

wofür sich in der Ausführung der geringe Wert von 67 mm findet.

Die erforderliche Kraft an dem 1 m langen Hebel ergibt sich aus der Gleichung.

$$P = Q\frac{r_m}{a}\,tg(\alpha + \varrho) = 8000\,\frac{2{,}55}{100}\,tg\,(4^0\,30' + 6^0)$$

$$\text{zu } P \sim 38\text{ kg}.$$

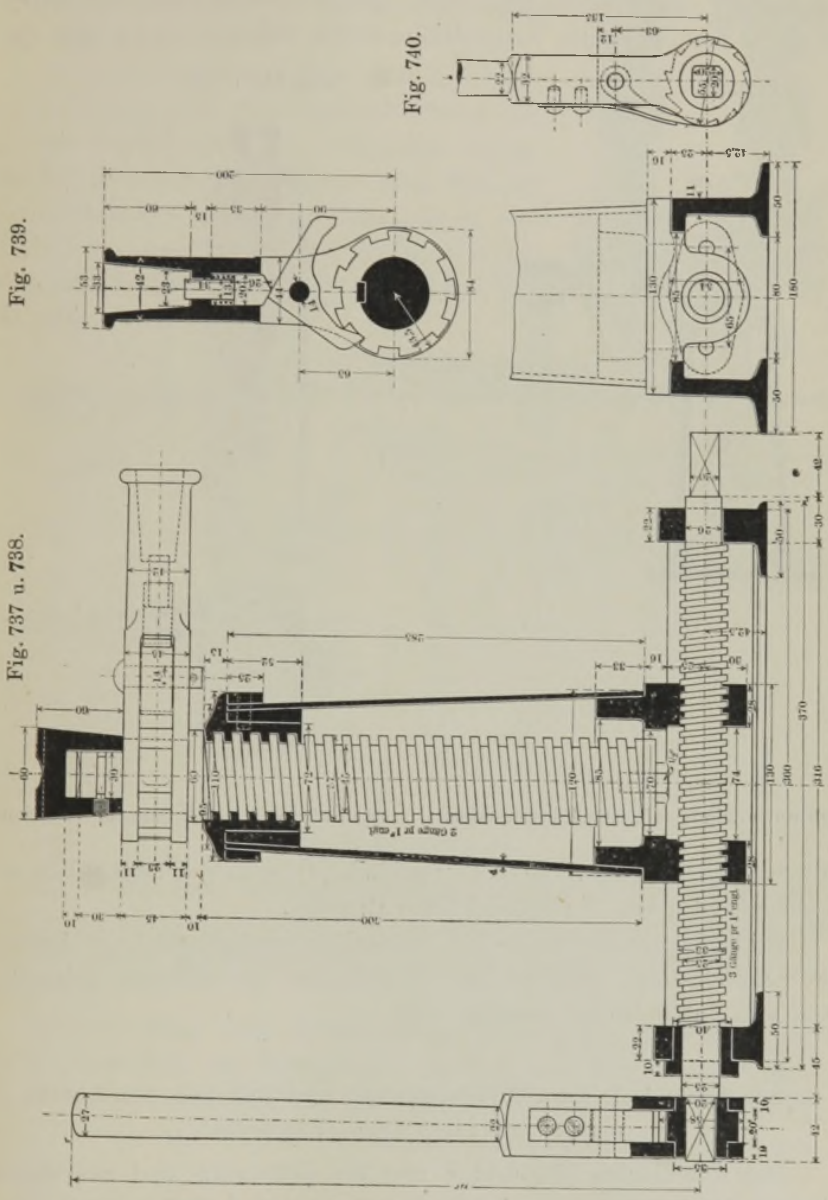


Fig. 740.

Fig. 739.

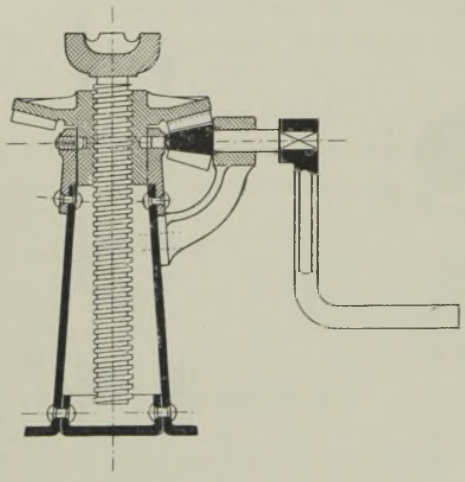
Fig. 737 u. 738.

Schlitten-Schraubenwinde für 8000 kg Tragkraft von Gebr. Bolzani in Berlin.

Schraubenwinde mit Kegelräder- bzw. Schneckenantrieb.

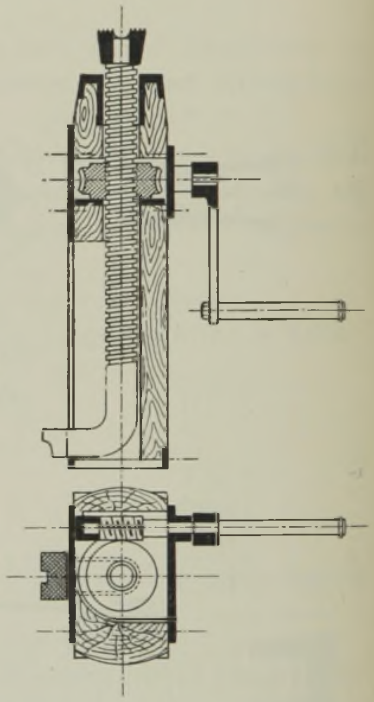
Die Mutter ist hier als Kegelrad ausgebildet und mit der Nabe im Ständer drehbar gelagert. Eine axiale Verschiebung wird durch einen in eine Ringnute eingreifenden Stift verhindert. Da sich der

Fig. 741.



Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb.

Fig. 742 u. 743.



Schraubenwinde mit Schneckenantrieb.

mit der Spindel fest verbundene Spindelkopf gegen die Last stützt, so verschiebt sich nur die Spindel ohne Drehung.

Bei der Schraubenwinde mit Schneckenvorgelege dient die Mutter als Schneckenrad, während die eingreifende, im Gehäuse gelagerte Schnecke durch Kurbel betätigt wird.

Schraubenzwinge zum Heben, Ziehen und Drücken von Lasten

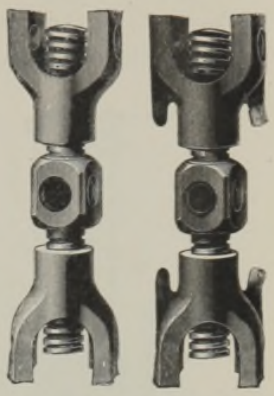
von Schuchardt & Schütte in Berlin.

Das durchlochte Mittelstück und die Schrauben sind aus einem einzigen Stück Stahl geschmiedet. Letztere haben flachgängiges Rechts- und Linksgewinde. Die Kopfstücke sind aus schmiedbarem Guß hergestellt.

Dieses Werkzeug dient bei Montagen zum Zusammensetzen und Auseinandernehmen von Maschinen und genauen Einstellen von schweren Maschinenteilen, zum Heben und Zurechtrücken von Steinen usw.

Mit den Vorsprüngen kann man das Werkzeug aufhängen, um es sodann zum Heben und in der Schwebehalten von schweren Gegenständen aller Art zu benutzen. Zum Spannen von Drahtseilen, Tauen und Ketten ist es vorzüglich geeignet; ebenso als Zwinge zum Zusammenspannen von Rohrflanschen, Eisen- und Holzteilen.

Fig. 744. Fig. 745.



Schraubenzwingen.

Tabelle 71. **Schraubenzwingen.**

Nr.	Tragfähigkeit kg	Höhe im niedrigsten Stande etwa mm	Durchmesser der Schraube Zoll engl.	Durchmesser der Schraube etwa mm	Gewicht etwa kg	Preis Fig. 744 ℳ	Preis Fig. 745 ℳ
1	1 000	150	1	25	$1^3/_4$	9,50	10,—
2	1 000	200	1	25	2	9,50	10,—
3	1 500	250	$1^1/_4$	32	4	12,50	13,—
4	2 000	300	$1^1/_2$	38	$6^1/_2$	15,50	16,50
5	4 000	350	$1^3/_4$	45	11	22,—	23,—
6	6 000	400	2	50	$15^1/_2$	29,—	30,—
7	8 000	460	$2^1/_4$	57	21	36,—	37,—
8	10 000	510	$2^1/_2$	63	$30^3/_4$	48,—	50,—
9	15 000	560	$2^3/_4$	70	40	72,—	73,—

g) Hebeböcke.

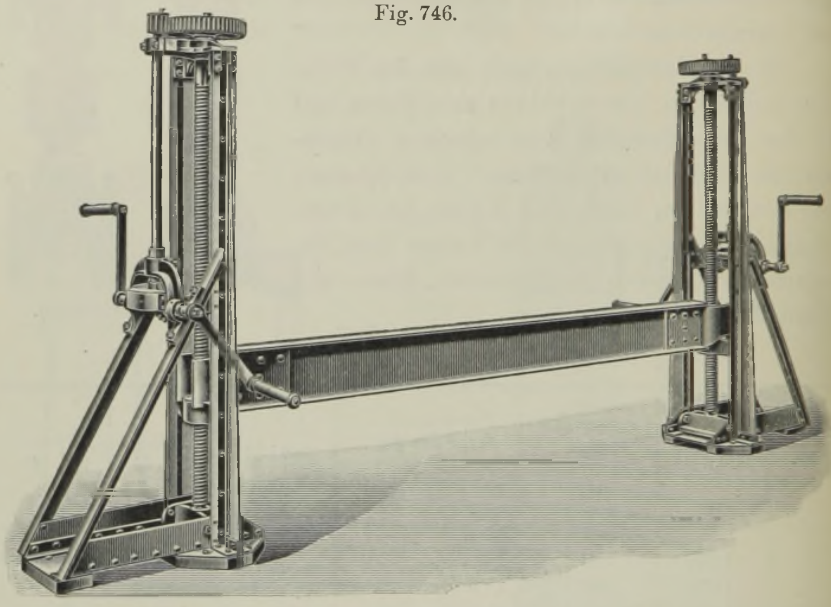
Hebeböcke sind ein außerordentlich bequemes und dabei sehr sicheres Hebezeug für schwere Lasten, besonders aber bei der Montage und Verladung von Lokomotiven, Tendern, Kesseln, Wagen usw. unentbehrlich.

Hierbei dienen zwei in Ständern vertikal gelagerte flachgängige Schraubenspindeln mit beweglichen Muttern zum Heben und Senken des Querträgers, auf dem die Last aufruht. Der Antrieb einer jeden Spindel erfolgt unabhängig von der anderen durch Rädervorgelege und Handkurbeln.

Zum Heben von Lokomotiven werden vier Ständer mit zwei Querträgern verwendet, so daß bei einer größten Last von 50 t jede der vier Schraubenspindeln 12500 kg aufzunehmen hat.

Die freie Hubhöhe beträgt 1,75 m, die Trägerlänge zwischen den Böcken 3,45 m. Die beiden Lastträger werden entweder aus zusammengenieteten Eisenbahnschienen oder aus I-Eisen hergestellt. Die Enden

Fig. 746.



Hebeböcke mit Querträger.

der Träger werden mit Gabeln versehen, welche die Schraubenspindeln von beiden Seiten umfassen, so daß die Lastträger gegen das Herabfallen gesichert sind.

Berechnung eines Hebebockes für 12 500 kg.

Wählt man als Material für die Schraubenspindel Flußeisen mit $k = 600$ und $k_d = 400$ kg/qcm und schätzt man den Steigungswinkel vorläufig auf $4^0\,30'$, so ermittelt sich zunächst der Kerndurchmesser der Spindel aus der auf S. 443 für die Schraubenwinden aufgestellten Gleichung

$$d_i = \sqrt{\frac{12\,500}{600}\left[\frac{1{,}4}{\pi} + 0{,}65\sqrt{\frac{16}{\pi^2} + 1{,}15^2\,(5\,tg\,[4^0\,30' + 6^0])^2}\right]} = 5{,}7 \text{ cm}.$$

Folglich ist die Steigung

$$s = \frac{d_i}{4} = \frac{57}{4} = 14{,}2 \text{ mm},$$

welche nach engl. Zoll auf $s = {}^5/_8'' = 15{,}87$ mm abgerundet wird.

Fig. 747.

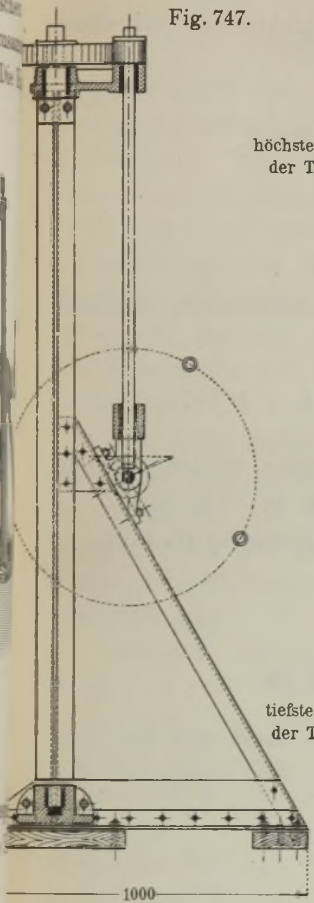


Fig. 748.

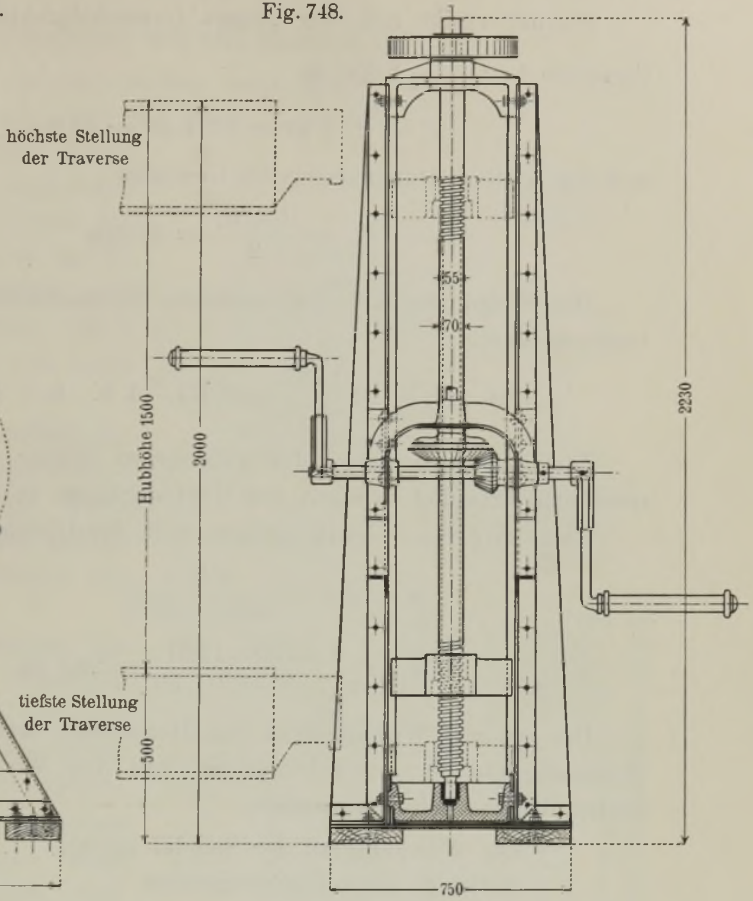
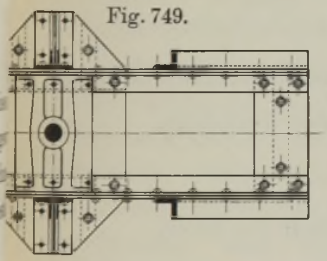


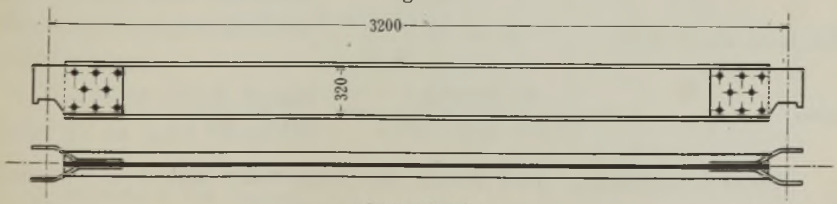
Fig. 749.



Grundriß zu Fig. 747.

Hebebock für 12 500 kg Tragkraft.

Fig. 750.



Querträger.

Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser bei einer Gangtiefe $t = \frac{s}{2} \sim 8\,\text{mm}$ zu

$$d_a = d_i + 2t = 57 + 16 = 73\,\text{mm},$$

und der mittlere Durchmesser des Gewindes

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} = 65\,\text{mm}.$$

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist demnach bestimmt durch

$$tg\,\alpha = \frac{s}{d_m \pi} = \frac{15{,}87}{65 \,.\, \pi} = 0{,}077, \quad \text{d. h.} \quad \alpha = 4^0\,30'.$$

Zur Höhenbestimmung der gußeisernen Mutter wählen wir die spezifische Pressung zwischen den Gewindegängen zu 50 kg qcm.

Dann wird bei z Gewindegängen nach der Gleichung (S. 442)

$$h = z \,.\, s = \frac{4\,Q \,.\, s}{\pi (d_a^2 - d_i^2) k}$$

$$h = \frac{4 \,.\, 12\,500 \,.\, 1{,}587}{\pi (7{,}3^2 - 5{,}7^2) \,.\, 50} = 24{,}5\,\text{cm}.$$

Der gesamte Wirkungsgrad des Hebebockes setzt sich aus dem Wirkungsgrade der Schraubenspindel und den Wirkungsgraden der beiden Rädervorgelege zusammen:

der Wirkungsgrad der Spindel betrage . . 0,35,
derjenige eines Rädervorgeleges . . . . . 0,93.

Es ist dann $\eta = 0{,}35 \,.\, 0{,}93^2 \sim 0{,}3.$

Zur Berechnung der noch weiter erforderlichen Räderübersetzung sei

i das gesamte Übersetzungsverhältnis der Vorgelege,
Q die Last = 12 500 kg,
r_m der mittlere Schraubenradius,
P die Betriebskraft an den beiden Kurbeln = 30 kg,
a der Kurbelarm = 400 mm.

Es muß dann sein $$P = \frac{Q \,.\, r_m \,.\, tg\,\alpha \,.\, i}{a \,.\, \eta},$$

also $$i = \frac{30 \,.\, 40 \,.\, 0{,}3}{12\,500 \,.\, 3{,}25 \,.\, 0{,}077} = \frac{36}{320} \sim \frac{1}{10}.$$

Diese Übersetzung wird durch die Kegelräder mit $i = 1:2$ und durch die oberen Stirnräder mit $i = 1:5$ erzielt.

Hebeböcke mit elektrischem Antrieb.

Das Heben der Lokomotiven beim Herausnehmen oder Heruntersetzen der Achsen durch mit Hand angetriebene Hebeböcke ist sehr zeitraubend. Das Heben dauert etwa 45, das Senken 30 Minuten, und beide Arbeiten müssen mit großer Sorgfalt ausgeführt und überwacht werden, damit die Lokomotive sich nicht schief stellt.

Man treibt deshalb die Hebeböcke auch elektrisch[1]) an, wobei an den Windwerken selbst nur geringfügige Veränderungen erforderlich sind.

Zwischen zweien der Böcke ist ein fahrbarer Elektromotor von 5 PS angeordnet. Mit ihm stehen die Achsen eines an jedem Hebebocke neu angebrachten Zahnrädervorgeleges durch ausziehbare Wellen und Kreuzgelenke in Verbindung.

Die beiden anderen Böcke werden von der Vorgelegewelle des gegenüberstehenden Bockes durch Kettenräder angetrieben. Die Handkurbeln sind beibehalten, damit man die Böcke gelegentlich auf gleiche Höhe einstellen kann.

Mit Hilfe dieser Hebeböcke ist es auch möglich,

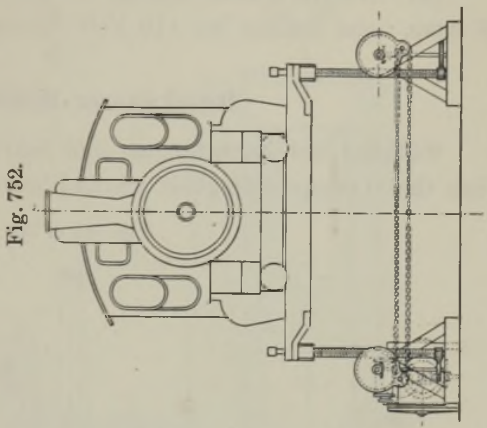


Fig. 752.

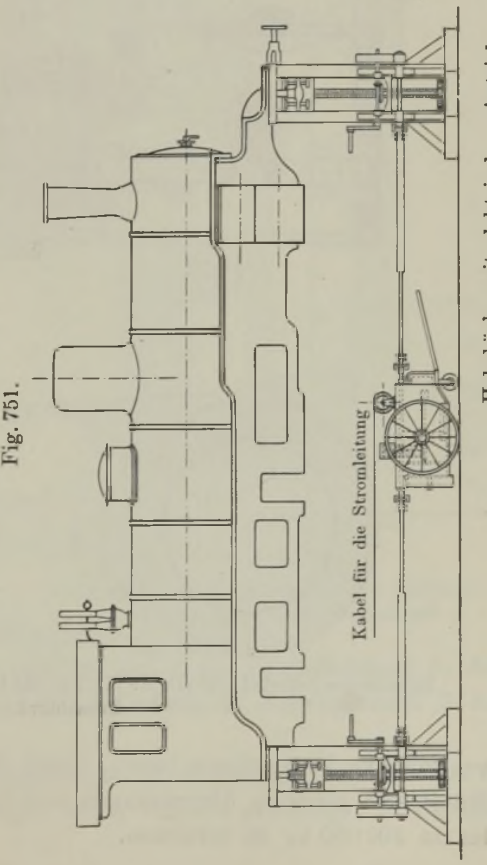


Fig. 751. Hebeböcke mit elektrischem Antrieb.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 230.

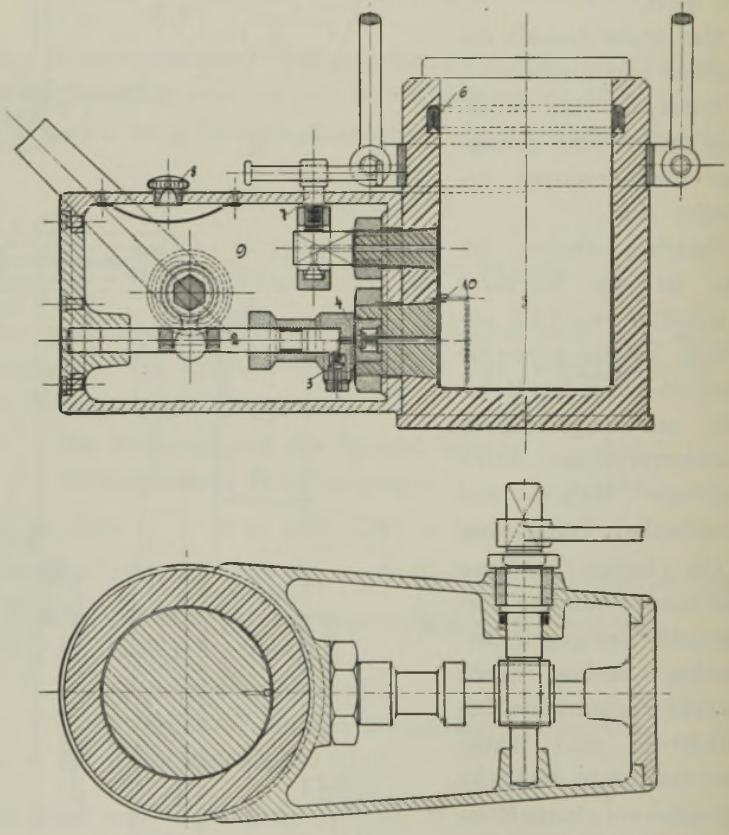
$^2/_4$gekuppelte Schnellzuglokomotiven innerhalb zwölf Minuten zu heben. Dabei sind zur Bedienung einschließlich des Versetzens und des Wiederaufstellens der Böcke nur zwei Mann erforderlich.

Der Stromverbrauch beträgt 35 bis 38 Amp. beim Heben, 20 bis 25 Amp. beim Senken bei 110 Volt Spannung.

Druckwasser-Hebeböcke.

Während sich Zahnstangen- und Schraubenwinden vorteilhaft, d. h. ohne ihre Transportfähigkeit auszuschließen, nur bis zu einer Tragkraft

Fig. 753 u. 754.



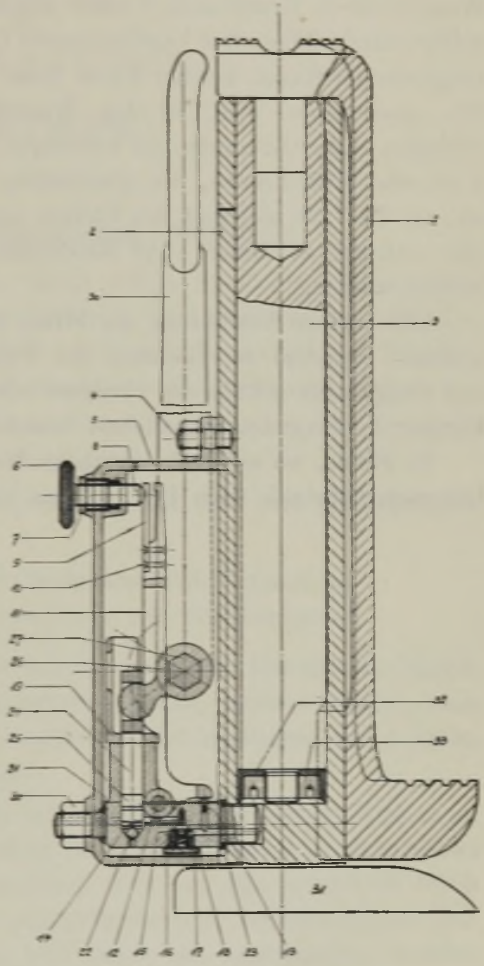
Druckwasser-Hebebock (D. R.-P.) von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf.

von 2000 kg konstruieren lassen, bietet der Druckwasser-Hebebock das Mittel, mit geringen Abmessungen und Gewichten eine Kraftentfaltung bis zu 300 000 kg zu erreichen.

Diese Hebeböcke finden insbesondere im Schiffs- und Brückenbau zur Stützung von Gerüsten, die nach Vollendung des Baues gesenkt werden sollen, ausgedehnte Verwendung, ferner zum Einsetzen von Schachtringen, Ausdrücken von Beulen aus Dampfkesseln usw.

Fig. 755.

1. Klauenträger.
2. Zylinder.
3. Kolben.
4. Wasser.-K.-Befestigungsschraube.
5. Wasserkasten.
6. Ventilstellschraube.
7. Stopfbüchse.
8. Stopfbüchsenpackung.
9. Blattfeder.
10. Blattfedernieten.
11. Ventilhebel.
12. Ventilhebelbolzen.
13. Ablaßventilkegel.
14. Druckventilkegel.
15. Druckventilederscheibe.
16. Druckventilgewindescheibe.
17. Druckventilfeder.
18. Druckventilgehäuse.
19. Pumpenkörper.
20. Mutter zum Pumpenkörper.
21. Gummidichtungsring.
22. Ventilkugel.
23. Kupferdichtungsringe.
24. Plunger.
25. Plungermanschetten.
26. Druckdaumen.
27. Druckdaumenwelle.
28. Lederdichtung.
29. Stopfbüchsenmutter.
30. Handhebel.
31. Fußplatte.
32. Kolbenmanschette.
33. Manschettenmutter.



Druckwasser-Lokomotivwinde von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf.

Die Ursache der großen mechanischen Leistung liegt in der Möglichkeit der großen Übersetzung auf kleinem Raum. Ein derartiger Hebebock der Firma Heinrich de Fries, G. m. b. H., in Düsseldorf besteht nach der Fig. 753 aus dem Wasserkasten 9, dem Hubzylinder mit Stempel 5 und Stulpdichtung 6, dem durch Handhebel betätigten Pumpenkolben 2, Ansaugeventil 3 und Druckventil 4.

Arbeitsvorgang: Vorwärtsbewegen des Hebels hat Zurückziehen des Plungers 2 und damit Ansaugen durch Ventil 3 zur Folge. Rückwärts-

bewegen des Hebels hat Vorschieben des Plungers und damit gleichzeitiges Schließen des Ansaugeventils 3, Öffnen des Druckventils 4 und Durchdrücken der Flüssigkeit unter den Hubstempel zur Folge. Damit erfolgt Heben der Last.

Die Last wird selbsttätig festgehalten, da der Rückfluß des Wassers durch Druckventil 4 nicht möglich ist. Das Senken der Last erfolgt durch Öffnen der Ventilschraube 7, indem das Wasser durch den vorgesehenen Kanal, welcher durch diese Ventilschraube mit konischem Sitz geschlossen wird, in den Wasserbehälter zurückfließen kann. Schließen dieser Schraube hat sofortigen Stillstand der Last zur Folge. 8 ist eine Füllschraube, die gleichzeitig als Luftschraube ausgebildet ist, um die Luft während des Füllens und während des Arbeitens aus- und eintreten zu lassen. Die Hebeböcke können auch horizontal verwendet werden.

Eine andere Ausführung der Firma de Fries vermeidet die Ventilschraube 7, indem der Rücklauf des Wassers durch Öffnen des Druck- und Saugventils mittels des Plungers bzw. durch Weiterführen des den Plunger betätigenden Handhebels bewirkt wird.

In Fällen, wo auf große Hubhöhe Wert gelegt wird, gibt man dem Lokomotivhebebock nach Fig. 755 den Vorzug.

Fünfter Abschnitt.

Krane.

Zweck und Einteilung derselben.

Krane sind Hebeapparate, durch welche Lasten sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Richtung bewegt werden können und die sich besonders zum Umladen von Frachtgütern und zur Beförderung großer Arbeitsstücke in Werkstätten, Gießereien usw. eignen.

Die Krane teilt man ein nach ihrer Bauart, nach der Art ihres Antriebes und nach ihrer Verwendungsweise.

Nach der Form der Krangerüste lassen sich zwei Hauptgruppen unterscheiden:

1. Krane mit Ausleger (Drehkrane und Wippkrane).
2. Krane mit Bühne (Laufkrane und Brückenkrane).

Nach der Art des Antriebes unterscheidet man Handkrane, Dampfkrane, elektrische Krane, hydraulische Krane, letztere immer mehr durch den elektrischen Antrieb verdrängt, der gegenüber den anderen Antriebsarten große Vorzüge hat.

Gegenüber Handbetrieb ist bei maschinell betriebenen Kranen zu beachten, daß außer den statischen Beanspruchungen noch dynamische auftreten. Werden letztere rechnerisch nicht verfolgt, so sind sie durch niedrigere Werte der zulässigen Anstrengungen zu berücksichtigen. Die Werte k, k_z, k_b für Krangerüste sind daher bei maschinellem Antrieb im allgemeinen niedriger zu wählen als bei Handbetrieb.

Die für die dynamischen Anstrengungen in Betracht kommenden Grundsätze sind in dem Abschnitt Trägheitswiderstände beim An- und Auslauf zusammengestellt (S. 271). Zu beachten sind außer dem erhöhten Kraftaufwand beim Anfahren die durch die Beschleunigungskräfte erhöhte Seilspannung und die seitliche Beanspruchung der Träger durch dieselben.

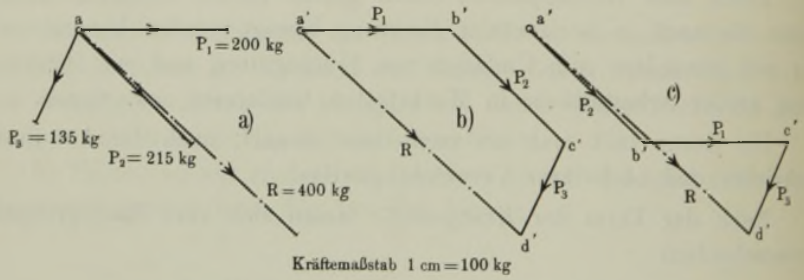
Zusammenstellung der zur Gerüstberechnung erforderlichen Sätze.

Die Berechnung der Kranträgerbeanspruchungen erfolgt teils graphisch, teils rechnerisch. Dazu werden die nachstehend zusammengestellten Sätze verwendet. (Die Beweise ergibt jedes Lehrbuch der Mechanik und Graphostatik.)

1. Mittelkraft R mehrerer Kräfte P.

Greifen an einem Punkte a mehrere Kräfte P_1, P_2, P_3 an (Seitenkräfte), so kann man sie durch die Mittelkraft R ersetzen. Diese erhält man, wenn man die Seitenkräfte P in beliebiger Reihenfolge, aber

Fig. 756.



Kräftemaßstab 1 cm = 100 kg

Mittelkraft mehrerer Kräfte.

in gleichem Pfeilsinn und in gleicher Richtung wie gegeben von einem Punkt a' aus aneinanderfügt (Linienzug $a'b'c'd'$) und Anfangs- und Endpunkt des Linienzuges verbindet. Diese Linie $a'd'$ ist die Mittelkraft R, ihr Pfeilsinn geht von a' aus.

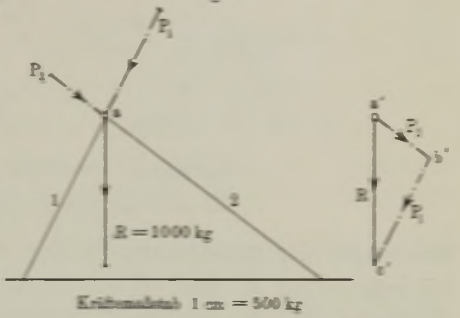
Beispiel: Gegeben drei Kräfte $P_1 = 200$ kg, $P_2 = 215$ kg, $P_3 = 135$ kg, an a angreifend (Fig. 756a). Es werden von a' aus die drei Kräfte parallel ihrer gegebenen Lage, in gleicher Größe und gleichem Pfeilsinn aneinandergefügt. Anfangs- und Endpunkt des Linienzuges verbunden gibt Mittelkraft R, und zwar wird $R = 400$ kg abgemessen. Fig. 756b und 756c gibt zwei verschiedene Aneinanderfügungen, aber das gleiche Resultat. R ist schließlich noch an a anzutragen und ersetzt dann die drei Kräfte P_1, P_2, P_3 vollkommen.

2. Zerlegen einer Kraft R in zwei Seitenkräfte P_1 und P_2.

Eine Kraft R kann in der Ebene eindeutig in zwei Seitenkräfte zerlegt werden, wenn von den vier Unbekannten: „Zwei Richtungen und zwei Größen der Seitenkräfte P_1 und P_2“ mindestens zwei gegeben sind. Im Kranbau sind meist die beiden Richtungen gegeben (durch die Lage zweier Stäbe, in denen P_1 und P_2 wirken).

Um P_1 und P_2 zu finden, zieht man durch die beiden Endpunkte von R (a' und c') Parallele zu den gegebenen Richtungen von P_1 und P_2. In dem so erhaltenen Kräftedreieck ist die zu P_1 parallele Seite die Größe von P_1 (Linie $\overline{b'c'}$), die zu P_2 parallele Seite die Größe von P_2 (Linie $\overline{a'b'}$). Die Seitenkräfte P_1 und P_2 gehen vom gleichen Punkte a' aus, wie R, wodurch ihre Richtung gegeben ist.

Fig. 757.



Kräftemaßstab 1 cm = 500 kg

Zerlegung in Seitenkräfte.

Beispiel: An den Stäben 1 und 2 hängt die Last $R = 1000$ kg. Es sind die in die Stabrichtungen fallenden Seitenkräfte P_1 und P_2 zu ermitteln.

Lösung: $\overline{a'c'} = R = 1000$ kg parallel der gegebenen Lage aufgetragen. Durch c' Parallele zu Stab 1, durch a' Parallele zu Stab 2. Aus dem Kräftedreieck $a'b'c'$ ergibt sich: $P_1 = \overline{c'b'} = 800$ kg, $P_2 = \overline{b'a'} = 460$ kg; Pfeilrichtung von a' aus.

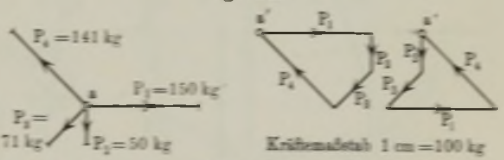
An Stelle von R kann man sich nun P_1 auf Stab 1, P_2 auf Stab 2 wirkend denken.

Ist eine Seitenkraft, z. B. P_2, vollständig (der Größe und Richtung nach) gegeben, so findet man die andere Seitenkraft P_1, wenn man von a' aus $R = \overline{a'c'}$ und $P_2 = \overline{a'b'}$ wie gegeben abträgt. Die Linie $\overline{b'c'}$ stellt dann P_1 der Größe und Richtung nach vor.

3. Gleichgewicht mehrerer Kräfte P_1, P_2 usf. an einem Punkte a.

Ist die Mittelkraft R einer Anzahl an einem Punkte a angreifender Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4 gleich 0, so stehen die Kräfte miteinander im Gleichgewicht. Der aus den Kräften gebildete Kräftezug schließt sich dann im Anfangspunkte a'.

Fig. 758.



Kräftemaßstab 1 cm = 100 kg

Gleichgewicht von Kräften.

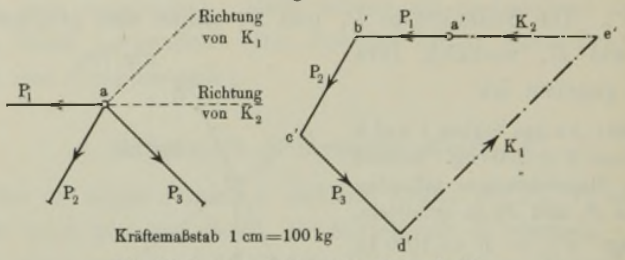
Beispiel: Die vier gegebenen Kräfte P_1 bis P_4 stehen am Punkte a im Gleichgewicht; denn fügt man sie von a' aus im gleichen Pfeilsinn aneinander, so schließt sich der Kräftezug.

4. Bestimmung der Größe unbekannter, am Punkte a angreifender Kräfte.

Sind von den an einem Punkte a angreifenden Kräften, die untereinander im Gleichgewicht stehen, zwei der Größe nach unbekannt, der Richtung nach aber gegeben, so läßt sich ihre Größe nach 2. und 3. ermitteln.

Man trägt von einem Punkte a' aus die bekannten Kräfte P_1, P_2 usf. im gleichen Pfeilsinn aneinander und zieht durch die Endpunkte des so gebildeten Kräftezuges Parallele zu den gegebenen

Fig. 759.



Ermittelung unbekannter Seitenkräfte.

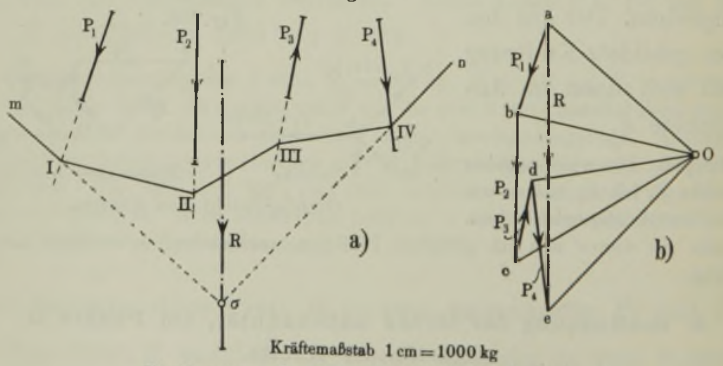
Richtungen der unbekannten Kräfte K_1 und K_2. Die abgeschnittenen Stücken stellen K_1 und K_2 der Größe nach dar, ihr Pfeilsinn ist der gleiche wie bei den gegebenen Kräften.

Beispiel: Am Punkte a greifen außer den drei vollständig gegebenen Kräften P_1, P_2, P_3 die nur der Richtung nach bekannten Kräften K_1 und K_2 an. Die Größe von K_1 und K_2 ist zu ermitteln.

Von a' aus wird $P_1 = \overline{a'b'}$, $P_2 = \overline{b'c'}$, $P_3 = \overline{c'd'}$ aneinandergesetzt in gleichem Pfeilsinn, parallel und gleich groß wie gegeben. Durch die Endpunkte a' und d' des Kräftezuges Parallele zu den gegebenen Richtungen von K_1 und K_2 gezogen. Schnitt e'. Dann ist $\overline{a'e'} = K_2$, $\overline{d'e'} = K_1$. Der Pfeilsinn folgt daraus, daß im Kräfteplan alle Pfeile im gleichen Sinne umlaufen müssen. An Punkt a angetragen, findet man, daß K_1 eine Zugkraft, K_2 eine Druckkraft ist.

5. Seilzug oder Seileck.

Fig. 760.



Bestimmung der Mittelkraft durch Seileck.

Gehen mehrere Kräfte, P_1, P_2 usf., nicht von einem Punkte aus, sondern liegen sie in der Ebene zerstreut, so findet man die Größe und Richtung der Mittelkraft R nach 1., indem man die Kräfte P_1,

P_2 usf. im gleichen Pfeilsinn aneinandersetzt, Linie $abcde$ in Fig. 760b. Die Schlußlinie $\overline{ae}$ dieses Kräftezuges mit Pfeil vom Anfangspunkte aus stellt dann Größe und Richtung der Mittelkraft R dar.

Die Lage der Mittelkraft R findet man durch Zeichnen eines Seilecks. Man wählt im Kräfteplan Fig. 760b einen beliebigen Punkt O (den Pol) und zieht die Polstrahlen $\overline{aO}$, $\overline{bO}$ usf. bis $\overline{eO}$. In Fig. 760a zieht man von einem beliebigen Punkte m aus $\overline{mI} // \overline{aO}$, $\overline{I\,II} // \overline{bO}$, $\overline{II\,III} // \overline{cO}$, $\overline{III\,IV} // \overline{dO}$, $\overline{IVn} // \overline{eO}$. Man nennt die Linie $m\,I\,II\,III\,IV\,n$ das Seileck. Verlängert man die äußeren Seiten $\overline{mI}$ und $\overline{IVn}$, so schneiden sie sich im Punkte σ; durch σ geht die Mittelkraft R.

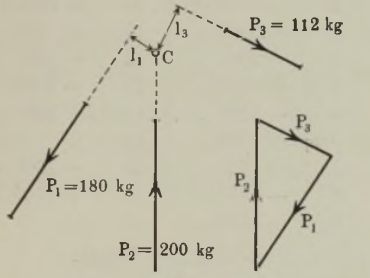
Anmerkung: Geht im Kräfteplan Fig. 760b ein Polstrahl (z. B. $\overline{cO}$) zwischen den Kräften P_2 und P_3 ab, so verläuft im Seileck Fig. 760a die zu $\overline{cO}$ parallele Seilzugseite $\overline{II\,III}$ zwischen den Kräften P_2 und P_3.

Die äußeren Seiten ($\overline{mI}$ und $\overline{IVn}$) sind diejenigen, deren Polstrahlen zwischen Mittelkraft R und einer Seitenkraft (hier P_1 oder P_4) abgehen.

Beispiel: Aus den in Fig. 760a zahlenmäßig gegebenen vier Kräften P_1 bis P_4 findet man durch Zeichnen des Kräfteplanes $abcde$ (Fig. 760b) die Mittelkraft R = der Größe und Richtung nach. Nach Wahl von Pol O zieht man die Polstrahlen $\overline{aO}$ bis $\overline{eO}$, darauf das Seileck $m\,I\,II\,III\,IV\,n$ und findet durch Verlängern der äußeren Seiten $\overline{mI}$ und $\overline{IVn}$ Punkt σ, durch den man die Mittelkraft R, parallel und gleich groß wie aus dem Kräfteplan gefunden, legt.

5a). Mehrere in der Ebene zerstreut liegende Kräfte sind im Gleichgewicht, wenn erstens die Mittelkraft R aller Kräfte gleich 0 ist und wenn zweitens für einen beliebigen Drehpunkt das Moment aller Kräfte gleich 0 ist.

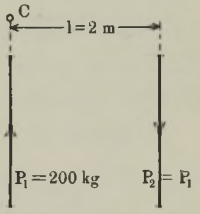
Fig. 761.



Längenmaßstab 1 : 10 Kräftemaßstab 1 cm = 100 kg

Kräfte im Gleichgewicht.

Fig. 762.



Kräfte nicht im Gleichgewicht.

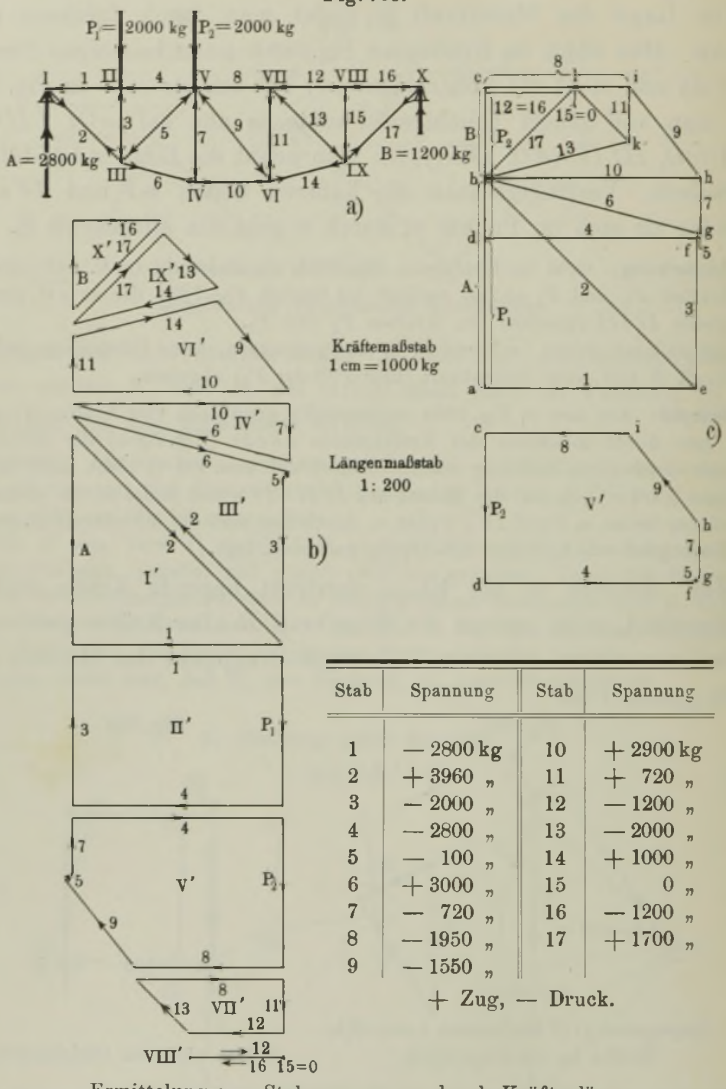
Beispiel: Die drei Kräfte P_1, P_2, P_3 in Fig. 761 sind im Gleichgewicht, denn 1. bilden sie einen geschlossenen Kräfteplan ($R = 0$), 2. ist für den beliebig gewählten Momentendrehpunkt C das Moment:

$$M = -P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 = 180 \,.\, 4 + 200 \,.\, 0 + 112 \,.\, 6{,}43 = 0.$$

Hingegen stehen die beiden gleichgroßen Kräfte P_1 und P_2 in Fig. 762 nicht im Gleichgewicht. Zwar ist die Mittelkraft $R = 0$, aber das Moment ist für Drehpunkt C: $M = P_2 \,.\, l = 200 \,.\, 2 = 400$ kgm.

6. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke (durch Kräftepläne).

Fig. 763.



Stab	Spannung	Stab	Spannung
1	— 2800 kg	10	+ 2900 kg
2	+ 3960 „	11	+ 720 „
3	— 2000 „	12	— 1200 „
4	— 2800 „	13	— 2000 „
5	— 100 „	14	+ 1000 „
6	+ 3000 „	15	0 „
7	— 720 „	16	— 1200 „
8	— 1950 „	17	+ 1700 „
9	— 1550 „		

+ Zug, — Druck.

Ermittelung von Stabspannungen durch Kräftepläne.

Ein Fachwerk ist im Gleichgewicht, wenn an jedem Knotenpunkte Gleichgewicht zwischen den daselbst wirkenden Kräften (äußeren Belastungen und inneren Stabspannungen) besteht. Gleichgewicht besteht nach 3., wenn sämtliche an einem Knotenpunkt wirkenden Kräfte im gleichen Pfeilsinn aneinandergefügt einen geschlossenen Kräftezug bilden.

Sind höchstens zwei Spannungen an einem Knotenpunkt der Größe nach unbekannt (ihre Richtungen ergeben sich aus den Stabrichtungen!), so lassen sie sich nach 4. durch Zeichnen eines Kräftezuges bestimmen.

Verfahren: Nachdem die angreifenden äußeren Kräfte P und die Auflagerwiderstände A und B angebracht sind, numeriere man sämtliche Stäbe (1, 2, 3 usf.) und Knotenpunkte (*I*, *II*, *III* usf.). Man beginne die Berechnung bei einem Knotenpunkte, an dem höchstens zwei unbekannte Spannungen angreifen, hier *I* (oder *X*).

An Knotenpunkt *I* greift an: A bekannt, Stabspannung 1 und 2 unbekannt; A, 1 und 2 müssen im Gleichgewicht stehen.

Im Kräfteplan *I'* wird A aufgetragen; Parallele durch die Endpunkte von A zu den Stabrichtungen 1 und 2 ergeben 1 und 2 der Größe und Richtung nach. Im Kräfteplan *I'* laufen alle Pfeile rechtsum, wie es A angibt; die so gefundenen Pfeile von 1 und 2 sind an Knotenpunkt *I* anzutragen; es folgt: 1 ist eine Druckspannung, 2 eine Zugspannung.

Ist 1 an Knoten *I* eine Druckspannung, so ist 1 auch an Knoten *II* eine Druckspannunng, der Pfeil von 1 geht sowohl an *I* als an *II* auf den Knoten zu. Entsprechend geht der Pfeil von 2 an Knoten *I* und *III* vom Knoten weg.

An Knoten *II* ist jetzt P_1 und Stabspannung 1 bekannt, also Spannung 3 und 4 wie vorher durch Kräfteplan *II'* berechenbar. So fährt man fort bis zum letzten Knotenpunkt *X*. An ihm ist 16 aus Knoten *VIII*, 17 aus Knoten *IX* bekannt. Falls kein Fehler vorliegt, muß sich der Kräfteplan aus den drei Bekannten 16, 17 und B schließen.

Statt für jeden Knoten einen besonderen Kräftezug zu zeichnen (Fig. 763b), kann man alle Züge zu einer Figur, dem Cremonaplan (Fig. 763c) vereinigen. Bei seiner Konstruktion, die im allgemeinen wie eben beschrieben ist, sind folgende Regeln zu beachten:

1. Auf der Kraftlinie (ac) dürfen nur äußere Kräfte (Belastungen), keine Stabspannungen aufgetragen werden.
2. Jedem Knotenpunkt im Fachwerke (Fig. 763a) entspricht im Kräfteplan (Fig. 763c) ein geschlossener Linienzug; jedem Stabdreieck im Fachwerk entspricht im Kräfteplan ein Punkt, von dem die drei Spannungen des Stabdreiecks ausgehen.

Verfährt man so, so folgen im Kräfteplan die Spannungen in derselben Reihenfolge aufeinander, in der sie am Knotenpunkt liegen; ferner liegen die Spannungen im Kräfteplan von selbst im richtigen Pfeilsinn aneinander.

Beispiel. Zu 1. In Fig. 763c sind auf der Kraftlinie die Auflagerwiderstände A und B, die mit der Belastung P_1 und P_2 im Gleichgewicht stehen, aufgetragen.

Zu 2. Dem Knoten V im Fachwerk (Fig. 763a) entspricht im Kräfteplan (Fig. 763c) der aus P_2, 4, 5, 7, 9, 8 gebildete Linienzug $cdfghic$, der nochmals besonders herausgezeichnet ist. Der Pfeilsinn der Spannungen ist durch P_2 gegeben (linksherumlaufend), danach kann man die fehlenden Pfeile von 8 und 9 am Knoten V antragen. Die Spannungen folgen am Knoten und im Kräfteplan in gleicher Reihenfolge.

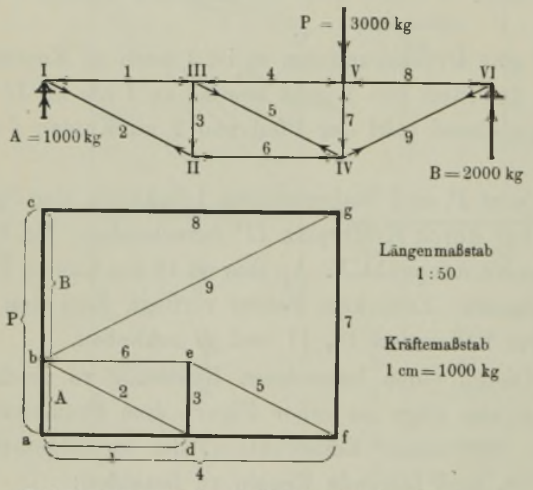
Dem Stabdreieck $IV\ V\ VI$ aus den Stäben 7, 9, 10 im Fachwerk (Fig. 763a) entspricht im Kräfteplan (Fig. 763c) Punkt h, von dem die Spannungen 7, 9, 10 ausgehen.

Beispiel. Im Fachwerk (Fig. 764) sind die Stabspannungen zu bestimmen.

Aus der Belastung $P = 3000$ kg werden die Auflagerwiderstände $A = 1000$ kg, $B = 2000$ kg berechnet (siehe S. 472) und angetragen.

Dem Knoten I entspricht Kräfteplan abd; A, 1 und 2 stehen an I im Gleichgewicht. $\overline{ab} \# A$ aufgetragen; $ad \,//\, 1$, $bd \,//\, 2$ gezogen, dann ist $\overline{ad} = 1$, $\overline{bd} = 2$.

Fig. 764.



Stab	Spannung
1	— 2000 kg
2	+ 2250 „
3	— 1000 „
4	— 4000 „
5	+ 2250 „
6	+ 2000 „
7	— 3000 „
8	— 4000 „
9	+ 4500 „

Es bedeutet:
+ Zugspannung.
— Druckspannung.

Stabspannungen durch Kräfteplan bestimmt.

Der Pfeil läuft in abd rechts herum, wie A angibt; dadurch ergeben sich die an I angezeichneten Pfeile von 1 und 2.

Nun ist Knoten II berechenbar, da 2 bekannt, 3 und 6 unbekannt; ihm entspricht Kräfteplan bde. Durch die Endpunkte von $2 = \overline{bd}$ wird gezogen $de \,//\, 3$, $be \,//\, 6$, dann ist $\overline{de} = 3$, $\overline{be} = 6$. Der Pfeil läuft rechts herum, wie 2 angibt; dadurch ergeben sich die an Knoten II angetragenen Pfeile von 3 und 6. (Bemerkung: 3 muß in d, nicht in b angetragen werden, da im Fachwerk 1, 2, 3 ein Dreieck bilden; also muß im Kräfteplan 1, 2, 3 von einem Punkt ausgehen.)

Am Knoten III ist 1 und 3 bekannt, 4 und 5 unbekannt; $1 = \overline{ad}$, $3 = \overline{de}$ liegen schon aneinander, $ef \,//\, 5$, $af \,//\, 4$ gezogen, gibt die Größen von 4 und 5. Pfeil läuft rechtsum (5 in e angetragen, da im Fachwerk 3, 5, 6 ein Dreieck bilden; also geht im Kräfteplan 3, 5, 6 von einem Punkte [e] aus).

Knoten *IV*: $6 = \overline{be}$ und $5 = \overline{ef}$ bekannt, Parallele $\overline{fg}$ zu 7 und $\overline{bg}$ zu 9 geben 7 und 9. Pfeil rechtsum.

Knoten *V*: $P = \overline{ca}$, $4 = \overline{af}$, $7 = \overline{fg}$ bekannt, Parallele $\overline{cg}$ zu 8 gibt 8. Pfeil linksum.

Knoten *VI*: $9 = \overline{bg}$, $8 = \overline{gc}$, $B = \overline{cb}$ bekannt, bilden ein Dreieck bgc, stehen also im Gleichgewicht. (Kontrolle für die Richtigkeit des Verfahrens.)

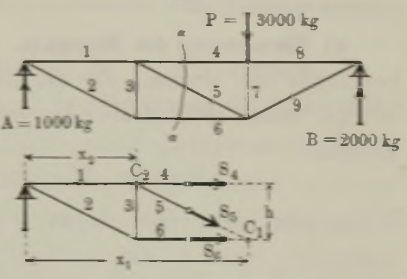
In der beistehenden Tabelle sind die gefundenen Stabspannungen zusammengestellt.

7. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerk nach der Ritterschen Schnittmethode.

Man bestimmt die Spannung eines Fachwerkstabes (z. B. 4) nach der Ritterschen Methode wie folgt:

Man lege durch das Fachwerk einen Schnitt $\alpha\alpha$, der außer 4 höchstens noch zwei andere Stäbe (hier 5 und 6) trifft, und schneidet dadurch die rechte Fachwerkhälfte weg. Damit das linke Stück im Gleichgewicht bleibt, bringt man an den Enden der geschnittenen Stäbe die Spannungen S_4, S_5, S_6 an, die gleich den in den geschnittenen Stäben wirkenden Spannungen sind. Vorläufig sind sie der Richtung und Größe nach unbekannt. Man stellt nun zwischen den am linken Fachwerkstück wirkenden äußeren Kräften (hier A, S_4, S_5, S_6) eine Momentengleichung auf und wählt als Drehpunkt den Schnittpunkt C_1 der Stäbe 5 und 6. Da S_5 und S_6 durch den Drehpunkt gehen, sind ihre Hebelarme, also auch ihre Momente gleich 0. Die Momentengleichung lautet:

Fig. 765.



Rittersche Schnittmethode.

$$S_4 . h + A . x_1 = 0, \quad \text{also} \quad \underline{S_4 = -\frac{A . x_1}{h}}.$$

Das Minuszeichen deutet an, daß S_4 eine Druckspannung ist, keine Zugspannung, wie eingezeichnet.

Zur Bestimmung von S_6 wird der Schnitt C_2 von S_4 und S_5 als Drehpunkt gewählt.

Momentengleichung:

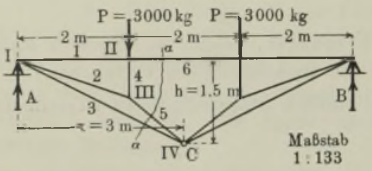
$$- S_6 . h + A . x_2 = 0,$$

also:

$$\underline{S_6 = \frac{A . x_2}{h}} \quad \text{(Zugbeanspruchung!)}$$

Beispiel: Das Fachwerk Fig. 766 soll berechnet werden. Durch Zeichnen von Kräfteplänen ist das Fachwerk zunächst nicht bestimmbar, da von jedem Knotenpunkt drei unbekannte Stabspannungen ausgehen.

Fig. 766.



Rittersche Schnittmethode.

Nach der Schnittmethode lege man Schnitt $\alpha\alpha$ durch die drei Stäbe 3, 5, 6 und wähle den Schnitt C von 3 und 5 als Drehpunkt.

Momentengleichung: $S_6 \,.\, h + A \,.\, x = 0$, also

$$S_6 = -\frac{A \,.\, x}{h} = -\frac{3000 \,.\, 3}{1{,}5} = -\mathbf{6000\ kg}\ \text{(Druck)}.$$

Nun läßt sich Knoten *II* graphisch berechnen (P und 6 bekannt, 1 und 4 unbekannt), dann Knoten *I*, *III*, *IV*.

8. Bestimmung des an einem Balken wirkenden Biegungsmoments.

Das in einem Punkt C eines belasteten Balkens AB wirkende Moment der äußeren Kräfte kann rechnerisch oder zeichnerisch bestimmt werden.

a) Berechnung des Moments. Man schneidet den Balken in C und berechnet das Moment der am linken abgeschnittenen Teil wirkenden Kräfte, wobei rechtsdrehende positiv, linksdrehende negativ gerechnet werden.

$$\text{Moment } \boldsymbol{M_C = A \,.\, x - P_1 x_1 - P_2 x_2.}$$

Trägt man von einer Achse $A'B'$ für verschiedene Trägerpunkte C senkrecht unter C die so berechneten Momente als Ordinaten auf

Fig. 767.

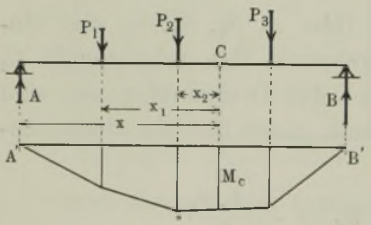
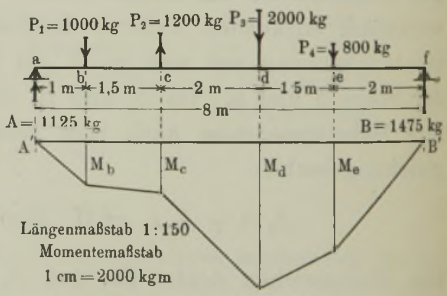


Fig. 768.



Biegungsmomente durch Einzellasten.

(positive nach abwärts, negative nach aufwärts), so erhält man die Momentenfläche.

Beispiel 1: Es sind in Fig. 768 die Momente für die Trägerpunkte a bis f zu berechnen.

Punkt a. A greift am Hebelarm 0 an, also $\boldsymbol{M_a = A \,.\, 0 = 0\ kgm.}$

Punkt b. A greift am Hebelarm 1 m an, also

$$\boldsymbol{M_b = A \,.\, 1 = 1125 \,.\, 1 = 1125\ kgm.}$$

Punkt c. A greift am Hebelarm 2,5 m an (rechtsdrehend), P_1 am Hebelarm 1,5 m (linksdrehend), also

$$M_C = A \cdot 2{,}5 - P_1 \cdot 1{,}5 = 1125 \cdot 2{,}5 - 1000 \cdot 1{,}5 = \mathbf{1312{,}5\ kgm.}$$

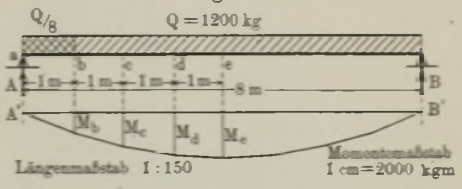
Punkt d. $M_d = A \cdot 4{,}5 - P_1 \cdot 3{,}5 + P_2 \cdot 2 = 1125 \cdot 4{,}5 - 1000 \cdot 3{,}5 + 1200 \cdot 2 = \mathbf{3962{,}5\ kgm.}$

Punkt e. $M_e = A \cdot 6 - P_1 \cdot 5 + P_2 \cdot 3{,}5 - P_3 \cdot 1{,}5 = 1125 \cdot 6 - 1000 \cdot 5 + 1200 \cdot 3{,}5 - 2000 \cdot 1{,}5 = \mathbf{2950\ kgm.}$

Punkt f. $M_f = A \cdot 8 - P_1 \cdot 7 + P_2 \cdot 5{,}5 - P_3 \cdot 3{,}5 - P_4 \cdot 2 = 1125 \cdot 8 - 1000 \cdot 7 + 1200 \cdot 5{,}5 - 2000 \cdot 3{,}5 - 800 \cdot 2 = \mathbf{0\ kgm.}$

Anmerkung. Bei einem mit Einzellasten belasteten Balken ändern sich die Momente zwischen den belasteten Punkten geradlinig, wie eine Kontrollrechnung zeigt.

Fig. 769.



Biegungsmomente durch Eigengewicht.

Beispiel 2: Der Träger (Fig. 769) ist nur durch Eigengewicht $Q = 1200$ kg belastet. Die Momente für die Punkte a bis e sind zu bestimmen.

Punkt a. A greift am Hebelarm 0 an, also $M_a = A \cdot 0 = \mathbf{0\ kgm.}$

Punkt b. A greift am Hebelarm 1 m an (rechtsdrehend), das Eigengewicht von a bis b $\left(= \frac{Q}{8}\right)$ denkt man sich als Einzellast im Schwerpunkt, es wirkt dann (linksdrehend) am Hebelarm 0,5 m, also:

$$M_b = A \cdot 1 - \frac{Q}{8} \cdot 0{,}5 = 600 \cdot 1 - 150 \cdot 0{,}5 = \mathbf{525\ kgm.}$$

Punkt c. A greift am Hebelarm 2 m an (rechtsdrehend), das Eigengewicht von a bis c $\left(= 2\frac{Q}{8}\right)$ am Hebelarm 1 m (linksdrehend), also:

$$M_c = A \cdot 2 - \left(2\frac{Q}{8}\right) \cdot 1 = 600 \cdot 2 - 300 \cdot 1 = \mathbf{900\ kgm.}$$

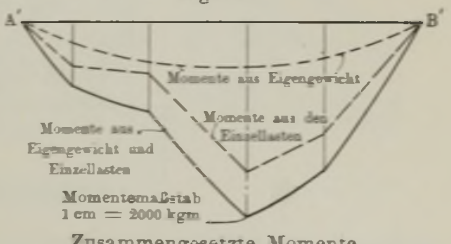
Punkt d. $M_d = A \cdot 3 - \left(3\frac{Q}{8}\right) \cdot 1{,}5 = 600 \cdot 3 - 450 \cdot 1{,}5 = \mathbf{1125\ kgm.}$

Punkt e. $M_e = A \cdot 4 - \left(4\frac{Q}{8}\right) \cdot 2 = 600 \cdot 4 - 600 \cdot 2 = \mathbf{1200\ kgm.}$

Da die Belastung symmetrisch zur Mitte ist, so sind auch die Momente symmetrisch.

Die Momentenfläche wird durch eine Parabel begrenzt.

Fig. 770.



Zusammengesetzte Momente.

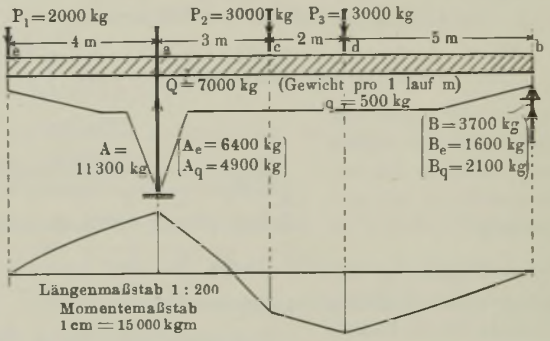
Beispiel 3: Der Träger (vgl. Fig. 770) ist gleichzeitig durch die Einzellasten des Beispiels 1 und durch das Eigengewicht des Beispiels 2 belastet.

Die in Beispiel 1 und 2 berechneten Momente treten gleichzeitig auf, das Gesamtmoment ist die Summe der Momente von Beispiel 1 und 2.

Beispiel 4: Die Momente an den Stellen a bis e des Trägers (Fig. 771) sind zu bestimmen.

Entweder bestimmt man, wie in Beispiel 3, die Momente aus den Einzellasten und aus dem Eigengewicht für sich und addiert dann die Momentenflächen, oder man betrachtet Einzellasten und Eigengewicht gleichzeitig, wie nachstehend.

Fig. 771.



Skizze zu Beispiel 4.

Punkt a. Am linken Trägerteil wirkt P_1 am Hebelarm 4 m linksdrehend und ein 4 m langes Stück vom Eigengewicht ($4\,q = 2000$ kg) am Hebelarm 2 m, also:

$$M_a = -P_1 . 4 - (4 . q) 2 = -2000 . 4 - 2000 . 2 = \mathbf{-12000\ kgm.}$$

Punkt b. Rechtsherum dreht der Auflagerdruck A am Hebelarm 10 m, linksherum die Kräfte P_1, P_2, P_3 an den Hebelarmen 14, 7, 5 m und das ganze Eigengewicht $Q = 14\,q$ am Hebelarm 7 m, also:

$$M_b = A . 10 - P_1 . 14 - P_2 . 7 - P_3 . 5 - (14\,q) . 7$$
$$= 11300 . 10 - 2000 . 14 - 3000 . 7 - 3000 . 5 - 7000 . 7 = \mathbf{0\ kgm.}$$

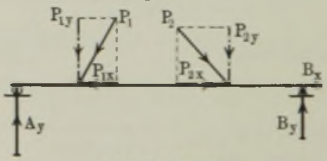
Punkt c. $M_c = A . 3 - P_1 . 7 - (7\,q) . 3{,}5$
$$= 11300 . 3 - 2000 . 7 - 3500 . 3{,}5 = \mathbf{7650\ kgm.}$$

Punkt d. $M_d = A . 5 - P_1 . 9 - P_2 . 2 - (9\,q) . 4{,}5$
$$= 11300 . 5 - 2000 . 9 - 3000 . 2 - 4500 . 4{,}5 = \mathbf{12250\ kgm.}$$

Punkt e. $M_e = \mathbf{0\ kgm.}$

Bei Belastung des Balkens durch schiefe Kräfte (Fig. 772) zerlege man die Kräfte in senkrechte und wagerechte Seitenkräfte. Die senk-

Fig. 772.



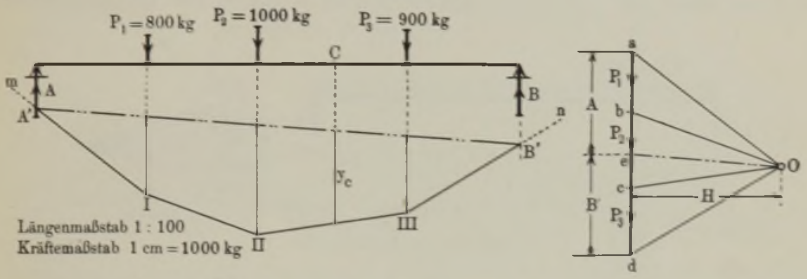
Schiefe Kräfte.

rechten Seitenkräfte (P_{1y} und P_{2y}) erzeugen Biegungsmomente, die wagerechten (P_{1x} und P_{2x}) suchen den Balken seitlich zu verschieben, was die Auflager verhindern müssen.

b) Zeichnerische Bestimmung des Moments durch das Seileck. Das Verfahren ergibt die Momente für sämtliche Trägerquerschnitte C durch eine Operation. Die Genauigkeit ist naturgemäß etwas geringer, jedoch für praktische Zwecke vollkommen genügend.

Zu den Belastungen P_1, P_2 usf. zeichnet man nach 5. ein Seileck, projiziert auf die äußeren Seiten (hier $\overline{mI}$ und $\overline{IIIn}$) die Auflagerpunkte A und B senkrecht herunter (nach A' und B') und zieht

Fig. 773.



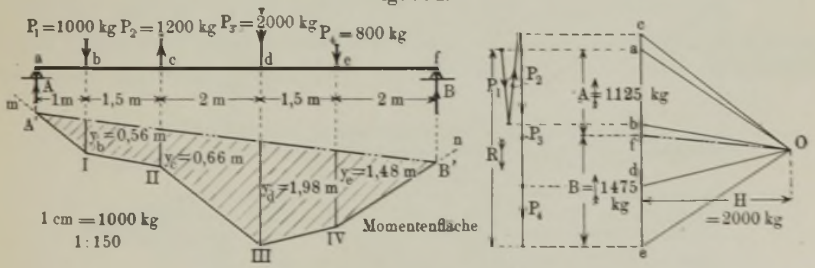
Momentenbestimmung durch Seileck.

die Schlußlinie $\overline{A'B'}$. Das Moment M_C am Trägerquerschnitt C erhält man nun, wenn man die senkrecht unter C zwischen Seileck und Schlußlinie liegende Ordinate y_c multipliziert mit dem Polabstand H, d. i. im Kräfteplan der senkrechte Abstand des Poles O von der Kraftlinie $\overline{ad}$. y_c ist im Längenmaßstabe, H im Kräftemaßstabe zu messen. Also: Moment $M_C = y_c . H = (1{,}25).(2000) = 2500$ kgm.

Beispiele. Dieselben Beispiele 1 ∼ 4 wie vorher sollen nach diesem Verfahren gelöst werden.

Beispiel 1. Es sind in Fig. 774 die Momente zu berechnen (vgl. Fig. 768).

Fig. 774.



Skizze zu Beispiel 1.

Die Lasten P_1, P_2, P_3, P_4 sind im gleichen Pfeilsinn aneinanderzusetzen (Linie $abcde$), von Pol O aus sind die Polstrahlen und parallel dazu die Seilzugseiten zu ziehen (vgl. Fig. 760). Auflager nach A', B' projiziert, Schlußlinie $A'B'$ gezogen.

Aus der Figur ergibt sich nun: Polabstand $H = 2000$ kg und die Ordinaten:

$y_a = 0$ m, $y_b = 0{,}56$ m, $y_c = 0{,}66$ m, $y_d = 1{,}98$ m, $y_e = 1{,}48$ m, $y_f = 0$ m.

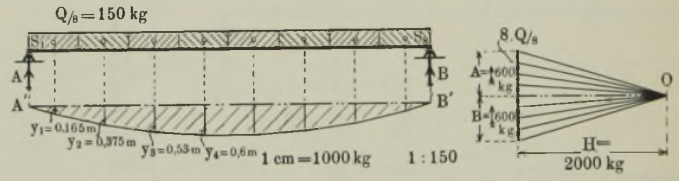
Also ist:

$$M_a = y_a \,.\, H = 0 \,.\, 2000 = \mathbf{0\ kgm}, \quad M_b = 0{,}56 \,.\, 2000 = \mathbf{1120\ kgm},$$
$$M_c = 0{,}66 \,.\, 2000 = \mathbf{1320\ kgm}, \quad M_d = 1{,}98 \,.\, 2000 = \mathbf{3960\ kgm},$$
$$M_e = 1{,}48 \,.\, 2000 = \mathbf{2960\ kgm}, \quad M_f = 0 \,.\, 2000 = \mathbf{0\ kgm}.$$

Beispiel 2. Für den nur mit Eigengewicht belasteten Träger Fig. 775 sind die Momente zu bestimmen (vgl. Fig. 769).

Man zerlegt das Eigengewicht in eine Anzahl (hier 8) Teile, faßt diese Teile als Einzellasten auf, die in den Schwerpunkten S_1 bis S_8 der Belastungsflächen

Fig. 775.



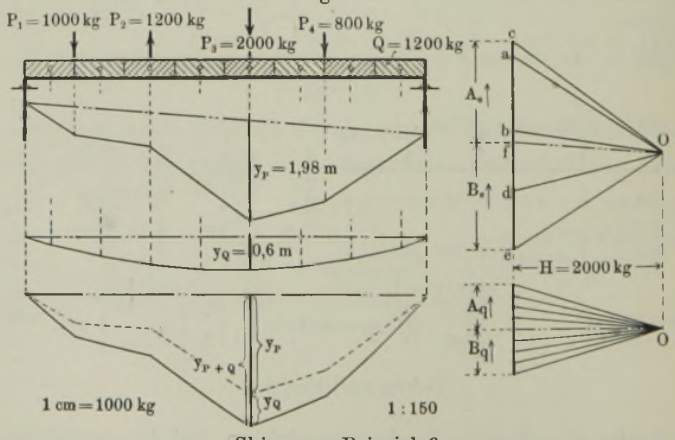
Skizze zu Beispiel 2.

angreifen. Für diese Einzellasten zeichnet man, wie in Beispiel 1, Kräfteplan und Seilpolygon, projiziert auf die äußeren Seiten die Auflagerpunkte und zieht Schlußlinie $\overline{A'B'}$. Aus der Figur ergibt sich nun $H = 2000$ kg und:

$$\left.\begin{aligned} y_1 &= y_8 = 0{,}165\text{ m} \\ y_2 &= y_7 = 0{,}375\text{ m} \\ y_3 &= y_6 = 0{,}53\text{ m} \\ y_4 &= y_5 = 0{,}6\text{ m} \end{aligned}\right\} \text{ also } \left\{\begin{aligned} M_1 &= M_8 = y_1 \,.\, H = 0{,}165 \,.\, 2000 = 230\text{ kgm}, \\ M_2 &= M_7 = y_2 \,.\, H = 0{,}375 \,.\, 2000 = 750\text{ kgm}, \\ M_3 &= M_6 = y_3 \,.\, H = 0{,}53\ \,.\, 2000 = 1060\text{ kgm}, \\ M_4 &= M_5 = y_4 \,.\, H = 0{,}6\ \,.\, 2000 = 1200\text{ kgm}. \end{aligned}\right.$$

Das gebrochene Seileck ist eigentlich durch die eingezeichnete Seilkurve zu ersetzen, da in Wirklichkeit gleichförmig verteilte Last, keine Einzellasten, vorhanden ist, doch ist die Abweichung beider sehr gering.

Fig. 776.



Skizze zu Beispiel 3.

Beispiel 3. Der Träger (Fig. 776) ist gleichzeitig durch Einzellasten und Eigengewicht belastet (vgl. Fig. 770).

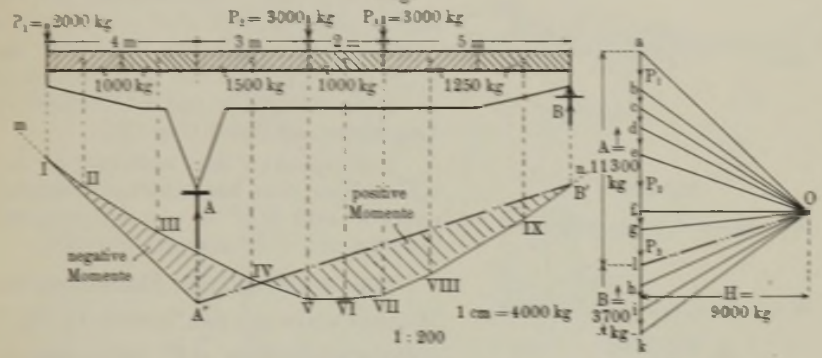
Für die Einzellasten verfährt man nach Beispiel 1, für das Eigengewicht nach Beispiel 2; dann addiert man die zusammengehörigen Ordinaten y.

Z. B. ist die eingezeichnete Ordinate $y_P = 1{,}98$ m, $y_Q = 0{,}6$ m, also die Summe $y_{P+Q} = 1{,}98 + 0{,}6 = 2{,}58$ m und das Moment an dieser Stelle

$$M = y_{P+Q} \cdot H = 2{,}58 \cdot 2000 = \mathbf{5160\ kgm.}$$

Beispiel 4. Die Momente des Trägers (Fig. 777) sind zu bestimmen (vgl. Fig. 771).

Fig. 777.



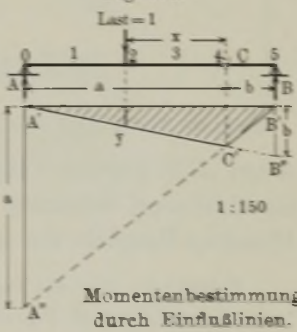
Skizze zu Beispiel 4.

Man faßt die gleichförmig verteilte Eigenlast als eine Anzahl Einzelkräfte auf, zieht Kräfteplan und Seilpolygon, projiziert auf die äußeren Seiten $\overline{mI}$ und $\overline{IXn}$ die Auflager und zieht Schlußlinie $\overline{A'B'}$. Die über der Schlußlinie liegenden Momente sind negativ, die unter ihr positiv. Es ergibt sich z. B. das Moment unter dem Auflager A zu:

$$M_A = y_A \cdot H = 1{,}35\ \text{m} \cdot 9000\ \text{kg} = \mathbf{12\,150\ kgm}$$

(abgemessen).

Fig. 778.



Momentenbestimmung durch Einflußlinien.

c) Bestimmung des Moments durch Einflußlinien. Die Einflußlinie ist die Linie, die für einen Trägerquerschnitt C durch ihre Ordinate y angibt, wie groß das Moment einer über den Träger wandernden Last = 1 in bezug auf C ist (Fig. 778).

Beispiel. Einflußlinie zu konstruieren für den Balken AB.

	Steht die Last 1 (kg) im		
Punkte	so ist $x =$	$A =$	also $M = A \cdot a - 1 \cdot x =$
0	4 m	1 kg	$1 \cdot 4 - 1 \cdot 4 = 0$ kgm
1	3 „	0,8 „	$0{,}8 \cdot 4 - 1 \cdot 3 = 0{,}2$ „
2	2 „	0,6 „	$0{,}6 \cdot 4 - 1 \cdot 2 = 0{,}4$ „
3	1 „	0,4 „	$0{,}4 \cdot 4 - 1 \cdot 1 = 0{,}6$ „
4	0 „	0,2 „	$0{,}2 \cdot 4 - 1 \cdot 0 = 0{,}8$ „
5	−1 m	0 kg	$0 \cdot 4 = 0$ kgm

Man erhält die Einflußlinie eines beiderseits an den Enden gestützten Balkens $\overline{AB}$, wenn man von einer Wagerechten $\overline{A'B'}$ aus senkrecht unter A' die Länge $\overline{AC} = a = \overline{A'A''}$, unter B' die Länge $\overline{BC} = b = \overline{B'B''}$ abträgt und $\overline{A'B''}$ und $\overline{B'A''}$ zieht. Beide Linien schneiden sich senkrecht unter C.

Fig. 779.

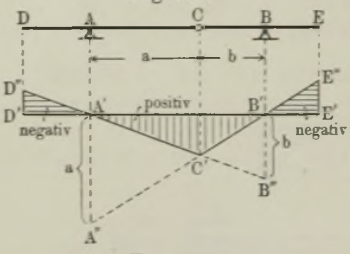


Fig. 780.

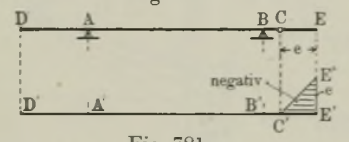
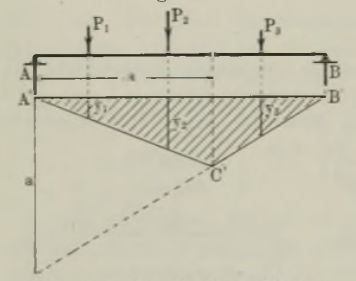


Fig. 781.



Momente durch Einflußlinien.

Für Träger, deren Enden die Auflager A und B überkragen, erhält man die Einflußlinie wie folgt:

1. Drehpunkt C liegt zwischen den Auflagern: Unter A wird $\overline{A'A''} = a$, unter B $\overline{B'B''} = b$ abgetragen, die Linie $\overline{A'B''}$ und $\overline{B'A''}$ werden gezogen und verlängert, bis sie die Senkrechten $\overline{D'D''}$ und $\overline{E'E''}$ durch die Trägerenden schneiden (Fig. 779).

2. Drehpunkt C liegt außerhalb der Auflager: Über dem benachbarten Trägerendpunkt E wird $\overline{E'E''} = e = \overline{EC}$ senkrecht errichtet und $\overline{C'E''}$ gezogen (Fig. 780).

Man erhält aus der Einflußlinie das Moment eines mit den Lasten P_1, P_2, P_3 belasteten Balkens $\overline{AB}$, wenn man die Lasten (in kg) mit der zugehörigen Ordinate y der Einflußfläche (im Längenmaßstab gemessen) multipliziert und alle Produkte $P.y$ über die ganze Trägerlänge addiert, also in Fig. 781:

$$M_C = P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3.$$

Abwärts gerichtete Lasten sind positiv, aufwärts gerichtete negativ; unter der Achse $A'B'$ liegende Ordinate y sind positiv, über ihr liegende negativ. Gleichförmige Belastung wird betrachtet als eine Anzahl Einzellasten. Dieselben Beispiele wie vorher sollen mittels Einflußlinien gelöst werden.

Beispiel 1. Für die Punkte a bis f des Trägers Fig. 782 sollen die Momente bestimmt werden (vgl. Fig. 768 und 774).

Es wird für die einzelnen Drehpunkte C_a bis C_f senkrecht unter A' aufgetragen $\overline{A'A''} = a = \overline{AC}$ (vgl. Fig. 023), $\overline{B'A''}$ gezogen, darauf C nach C' projiziert und $\overline{C'A'}$ gezogen (Fig. 782).

Drehpunkt C_a: $\overline{A'A''} = \overline{AC_a} = 0$, also alle $y = 0$, also $M_a = \mathbf{0\ kgm}$.

Drehpunkt C_b: Aus $\measuredangle A' C_b' B'$ folgt:

$$M_b = P_1 y_1 - P_2 y_2 + P_3 y_3 + P_4 y_4 = 1000 \,.\, 0{,}9 - 1200 \,.\, 0{,}75 + 2000 \,.\, 0{,}5 + 800 \,.\, 0{,}3 = \mathbf{1240\ kgm}.$$

Drehpunkt C_c: Aus $\measuredangle A' C_c' B'$ folgt:

$$M_c = P_1 y_1 - P_2 y_2 + P_3 y_3 + P_4 y_4 = 1000 \,.\, 0{,}69 - 1200 \,.\, 1{,}72 + 2000 \,.\, 1{,}1 + 800 \,.\, 0{,}625 = \mathbf{1320\ kgm}.$$

Drehpunkt C_d: Aus $\measuredangle A' C_d' B'$ folgt:

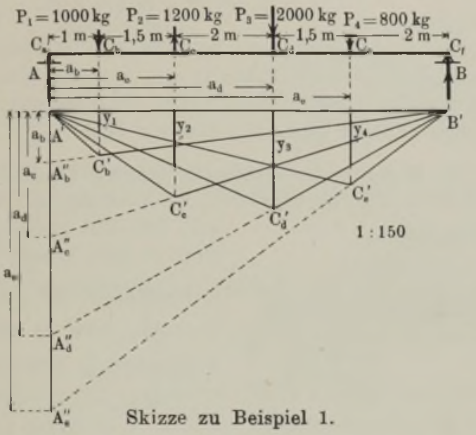
$$M_d = 1000 \,.\, 0{,}44 - 1200 \,.\, 1{,}1 + 2000 \,.\, 1{,}97 + 800 \,.\, 1{,}13 = \mathbf{3964\ kgm.}$$

Drehpunkt C_e: Aus $\measuredangle A' C_e' B'$ folgt:

$$M_e = 1000 \,.\, 0{,}25 - 1200 \,.\, 0{,}625 + 2000 \,.\, 1{,}125 + 800 \,.\, 1{,}5 = \mathbf{2950\ kgm.}$$

Drehpunkt C_f: C_f fällt auf B', also alle $y = 0$, also $M_f = \mathbf{0\ kgm.}$

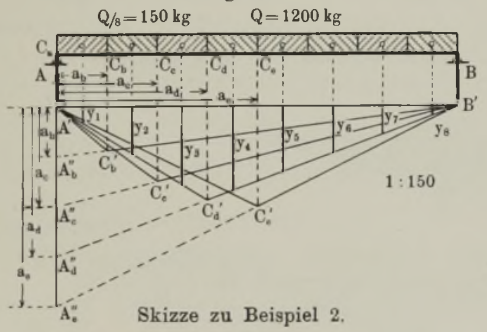
Fig. 782.



Skizze zu Beispiel 1.

Beispiel 2. Für den mit Eigengewicht belasteten Träger (Fig. 783) sind die Biegungsmomente zu bestimmen (vgl. Fig. 769 und 775).

Fig. 783.



Skizze zu Beispiel 2.

Das Eigengewicht wird aufgefaßt als 8 Einzellasten von je $\frac{Q}{8} = 150$ kg.

Für die Drehpunkte C_a bis C_e werden die Einflußlinien nach Fig. 779 gezeichnet.

Dann ist für Drehpunkt C_a: $M_a = \mathbf{0\ kgm,}$

für Drehpunkt C_b aus $\measuredangle A' C_b' B'$: $M_b = \frac{Q}{8} y_1 + \frac{Q}{8} y_2 + \cdots + \frac{Q}{8} y_8$

$$= \frac{Q}{8} (y_1 + y_2 + \cdots + y_8)$$

$$M_b = 150\,(0{,}5 + 0{,}84 + 0{,}71 + 0{,}58 + 0{,}45 + 0{,}32 + 0{,}19 + 0{,}07)$$
$$= \mathbf{550\ kgm.}$$

Aus $\measuredangle A'C_c'B'$: $M_c = \frac{Q}{8}(y_1 + y_2 + \cdots + y_8) = 150\,(0{,}4 + 1{,}2 + 1{,}38 + 1{,}12 + 0{,}88 + 0{,}63 + 0{,}37 + 0{,}13) = \mathbf{927\ kgm.}$

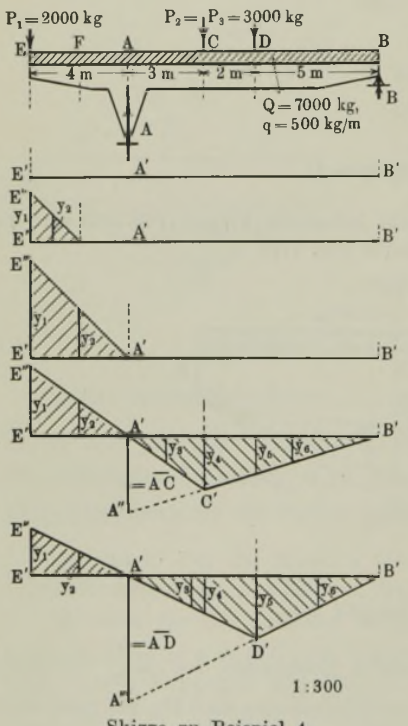
Aus $\measuredangle A'C_d'B'$: $M_d = \frac{Q}{8}(y_1 + y_2 + \cdots + y_8) = 150\,(0{,}31 + 0{,}94 + 1{,}56 + 1{,}69 + 1{,}31 + 0{,}94 + 0{,}56 + 0{,}19) = \mathbf{1125\ kgm.}$

Aus $\measuredangle A'C_e'B'$: $M_e = \frac{Q}{8}(y_1 + y_2 + \cdots + y_8) = 150\,(0{,}25 + 0{,}75 + 1{,}25 + 1{,}75 + 1{,}75 + 1{,}25 + 0{,}75 + 0{,}25) = \mathbf{1200\ kgm.}$

Beispiel 3. Treten gleichzeitig die Belastungen von Beispiel 1 und 2 auf, so bestimmt man nach Beispiel 1 die Momente aus den Einzellasten, nach Beispiel 2 die Momente aus dem Eigengewicht und addiert die Momente, wozu man eventuell die Momentenflächen zeichnet (siehe Fig. 770 und 776).

Beispiel 4. Die Momente des skizzierten Trägers (Fig. 784) sind zu bestimmen (vgl. Fig. 771 und 777). Die Konstruktion der Einflußlinien erfolgt nach Fig. 779 und 780, die gleichmäßig verteilte Last wird in eine Anzahl Einzellasten zerlegt.

Fig. 784.



Skizze zu Beispiel 4.

1. Einflußlinie $E'A'B'$, daraus:
$M_E = 0$, da alle $y = 0$.

2. Einflußlinie $E'E''F'A'B'$, daraus:
$M_F = P_1 y_1 + (2\,q)\,y_2$
$= 2000\,(-2) + 1000\,.\,(-1)$
$= \mathbf{-5000\ kgm.}$

3. Einflußlinie $E'E''A'B'$, daraus:
$M_A = P_1 y_1 + (4\,q)\,y_2$
$= 2000\,(-4) + 2000\,(-2)$
$= \mathbf{-12000\ kgm.}$

4. Einflußlinie $E'E''A'C'B'$, daraus:
$M_C = P_1 y_1 + (4\,q)\,y_2 + (3\,q)\,y_3 + P_2 y_4 + P_3 y_5 + (7\,q)\,y_6$
$= 2000\,(-2{,}8) + 2000\,(-1{,}4) + 1500\,.\,1{,}05 + 3000\,.\,2{,}1 + 3000\,.\,1{,}5 + 3500\,.\,1{,}05$
$= \mathbf{7650\ kgm.}$

5. Einflußlinie $E'E''A'D'B'$, daraus:
$M_D = P_1 y_1 + (4\,q)\,y_2 + (5\,q)\,y_3 + P_2 y_4 + P_3 y_5 + (5\,q)\,y_6$
$= 2000\,(-2) + 2000\,(-1) + 2500\,.\,1{,}25 + 3000\,.\,1{,}5 + 3000\,.\,2{,}5 + 2500\,.\,1{,}25$
$= \mathbf{12250\ kgm.}$

9. Bestimmung der Auflagerwiderstände eines belasteten Balkens.

Die Auflagerdrucke A_1 und B_1, die der Balken auf die Auflager ausübt, sind gleich, aber entgegengesetzt gerichtet den Auflagerwiderständen A und B, die die Auflager auf den Balken ausüben.

Mit der Belastung P_1, P_2, Q stehen die Auflagerwiderstände A und B im Gleichgewicht. Nachfolgend wird die Größe der Auflagerwiderstände bestimmt.

a) Auflagerwiderstände, berechnet aus einer Momentengleichung. Das eine Auflager, z. B. B, betrachtet man als Drehpunkt einer Momentengleichung zwischen den am Balken angreifenden Kräften (Fig. 785):

$$A \cdot l = P_1 x_1 + P_2 x_2 + Q x_3,$$

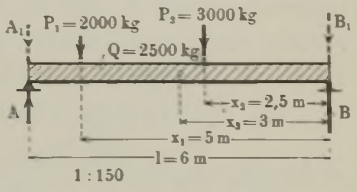
daraus:

$$A = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + Q \cdot x_3}{l}$$

$$= \frac{2000 \cdot 5 + 3000 \cdot 2{,}5 + 2500 \cdot 3}{6}$$

$$= \mathbf{4167\ kg.}$$

Fig. 785.



Auflagerwiderstände.

Da Gleichgewicht zwischen A und B und der Belastung P_1, P_2, Q, also

$$A + B = P_1 + P_2 + Q,$$

folgt:

$$B = P_1 + P_2 + Q - A = 2000 + 3000 + 2500 - 4167 = \mathbf{3333\ kg.}$$

Zu den unter „Moment" gegebenen Beispielen sollen die Auflagerwiderstände A und B berechnet werden.

Beispiel 1. Aufgabe S. 464, dazu Fig. 768. B als Drehpunkt gewählt:

$$A = \frac{P_1 x_1 - P_2 x_2 + P_3 x_3 + P_4 x_4}{l} = \frac{1000 \cdot 7 - 1200 \cdot 5{,}5 + 2000 \cdot 3{,}5 + 800 \cdot 2}{8} = \mathbf{1125\ kg.}$$

$$B = P_1 - P_2 + P_3 + P_4 - A = 1000 - 1200 + 2000 + 800 - 1125 = \mathbf{1475\ kg.}$$

Beispiel 2. Aufgabe S. 465, dazu Fig. 769. B als Drehpunkt gewählt:

$$A = \frac{Q \cdot l/2}{l} = \frac{Q}{2} = \mathbf{600\ kg}, \quad B = Q - A = 1200 - 600 = \mathbf{600\ kg.}$$

Beispiel 3. Aufgabe S. 465, dazu Fig. 770.

Die von den Einzellasten aus Beispiel 1 herrührenden Auflagerwiderstände $A_l = 1125$ kg und $B_l = 1475$ kg addieren sich zu den Auflagerwiderständen aus dem Eigengewicht $A_q = B_q = 600$ kg in Beispiel 2; also

$$A = A_l + A_q = 1225 + 600 = \mathbf{1725\ kg}$$

und

$$B = B_l + B_q = 1475 + 600 = \mathbf{2075\ kg.}$$

Beispiel 4. Aufgabe S. 466, dazu Fig. 771. Für B als Drehpunkt ist:

$$A = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3 + Q x_q}{l} = \frac{2000 \cdot 14 + 3000 \cdot 7 + 3000 \cdot 5 + 7000 \cdot 7}{14} = \mathbf{11300\ kg.}$$

$$B = P_1 + P_2 + P_3 + Q - A = 2000 + 3000 + 3000 + 7000 - 11300 = \mathbf{3700\ kg.}$$

Man kann auch, wie in Beispiel 1 und 2, die aus den Einzellasten und die aus dem Eigengewicht stammenden Auflagerwiderstände gesondert bestimmen. In den Fig. 768 bis 771 sind die berechneten Auflagerwiderstände eingetragen.

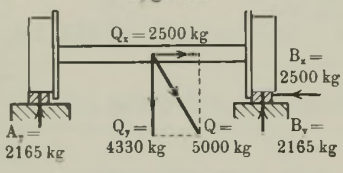
Schiefe Auflagerdrucke. Bei Belastung des Balkens durch schiefe Kräfte muß bekannt sein, nach welcher Richtung die Auflager Kräfte übertragen können. Ein Auflager, z. B. B, ist meist vollkommen festgehalten und kann nach allen Richtungen Kräfte übertragen; das andere, A, ist seitlich verschiebbar und kann nur senkrechte Drucke übertragen. Man zerlegt die Lasten in senkrechte und wagerechte Seitenkräfte; aus den senkrechten bestimmt man die senkrechten Auflagerwiderstände A_y und B_y durch eine Momentengleichung. Die wagerechten Seitenkräfte werden durch den wagerechten Auflagerwiderstand B_x im Gleichgewicht gehalten.

Aus Fig. 772 folgt z. B. für Drehpunkt B:

senkrecht: $A_y = \dfrac{P_{1y} \cdot x_1 + P_{2y} \cdot x_2}{l}$, ferner $B_y = P_{1y} + P_{2y} - A_y$,

wagerecht: $A_x = 0$, da das bewegliche Auflager nur senkrechte Kräfte überträgt, $B_x = P_{2x} - P_{1x}$.

Fig. 786.



Schiefe Last.

Beispiel. Erleidet die Krankatze einen schiefen Zug $Q = 5000$ kg, so legt sich das rechte Rad an die Schiene und überträgt den ganzen wagerechten Druck:

$$B_x = Q_x = 2500 \text{ kg}.$$

Die senkrechte Seitenkraft Q_y kommt zur Hälfte aufs rechte und linke Auflager:

$$A_y = B_y = \frac{Q_y}{2} = 2165 \text{ kg}.$$

b) Auflagerwiderstände durch das Seileck bestimmt. Zieht man in Fig. 773 zur Schlußlinie $\overline{A'B'}$ des Seilecks eine Parallele $\overline{Oe}$ im Kräfteplane vom Pole O aus, so zerschneidet Punkt e die Mittelkraft $\overline{ad}$ aller Lasten in die Auflagerwiderstände $A = \overline{ae}$ und $B = \overline{ed}$.

A beginnt im Punkt a, B in d, denn: die Parallele $\overline{A'I}$ zum Polstrahl $\overline{Oa}$ verläuft zwischen A und P_1, folglich muß sich A und P_1 in a berühren; die Parallele $\overline{III\,B'}$ zu $\overline{Od}$ verläuft zwischen P_3 und B, folglich berührt sich P_3 und B in d.

Bei den Beispielen 1 bis 4 (S. 467 bis 469, Fig. 774 bis 777) sind im Kräfteplan jedesmal die Parallelen zur Schlußlinie gezogen und dadurch A und B bestimmt worden.

c) Auflagerwiderstände durch Einflußlinien. 1. Senkrecht unter A trage man $\overline{A'A''} = 1$ auf und ziehe $\overline{B'A''}$. Dann ist (Fig. 787):

$$A = P_1 y_1 + P_2 y_2 - P_3 y_3.$$

(Das 3. Glied ist negativ, weil y_3 über der Achse $\overline{A'B'}$ liegt.)

2. Senkrecht unter B trage man $\overline{B'B''} = 1$ auf und ziehe $\overline{A'B''}$. Dann ist (Fig. 787):

$$B = -P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3.$$

Fig. 787.

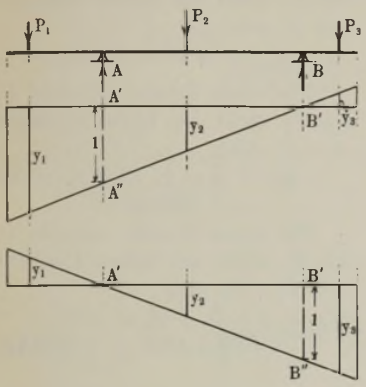
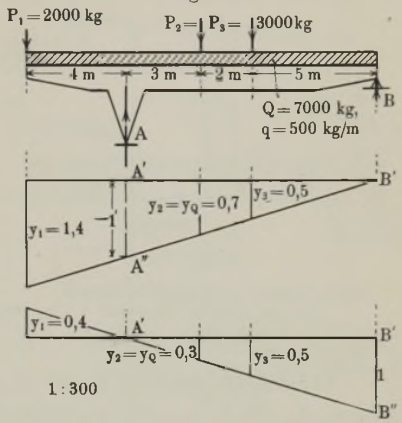


Fig. 788.



Auflagerwiderstände durch Einflußlinien.

Beispiel. Zu Beispiel 4 (S. 469, Fig. 777) soll A und B durch Einflußlinien bestimmt werden (Fig. 788).

$$A = P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + Q \cdot y_Q$$
$$= 2000 \,.\, 1{,}4 + 3000 \,.\, 0{,}7 + 3000 \,.\, 0{,}5 + 7000 \,.\, 0{,}7 = \mathbf{11300\ kg.}$$
$$B = -P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + Q \cdot y_Q$$
$$= -2000 \,.\, 0{,}4 + 3000 \,.\, 0{,}3 + 3000 \,.\, 0{,}5 + 7000 \,.\, 0{,}3 = \mathbf{3700\ kg.}$$

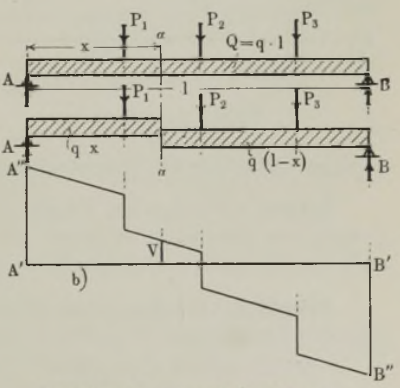
10. Schub- oder Scherkraft.

Man legt durch einen belasteten Träger in einem beliebigen Punkte C einen Schnitt $\alpha\alpha$ und bestimmt die Kraft, welche das linke abgeschnittene Trägerstück gegen das rechte verschiebt. Diese Kraft heißt die Scherkraft V, sie ist die Mittelkraft der am linken Trägerabschnitt wirkenden äußeren Kräfte, also in Fig. 789:

$$V = A - (qx) - P_1.$$

Die Schubkraft wird positiv gerechnet, wenn sie den linken Trägerabschnitt aufwärts schiebt; in dem Schubkraftdiagramm (vgl. Fig. 789b) sollen positive Schubkräfte nach aufwärts aufgetragen werden.

Fig. 789.

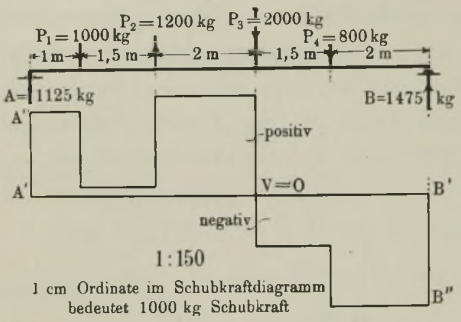


Schubkräfte durch Rechnung.

a) Schubkraft durch Rechnung ermittelt.

Beispiel 1. Die Schubkraft soll für die Punkte a bis f des belasteten Trägers (vgl. Fig. 790) ermittelt werden (vgl. Fig. 768 auf S. 464).

Fig. 790.



Skizze zu Beispiel 1.

Für einen Schnitt zwischen A bis P_1 wirkt am linken Abschnitt nur A, also

$$V_a = A = +\mathbf{1125\ kg.}$$

Für einen Schnitt zwischen P_1 bis P_2 wirkt am linken Abschnitt $A - P_1$, also

$$V_b = A - P_1 = 1125 - 1000 = +\mathbf{125\ kg.}$$

Für einen Schnitt zwischen P_2 bis P_3 wirkt am linken Abschnitt $A - P_1 + P_2$, also

$$V_c = A - P_1 + P_2 = 1125 - 1000 + 1200 = +\mathbf{1325\ kg.}$$

Für Schnitt zwischen P_3 bis P_4 ist

$$V_d = A - P_1 + P_2 - P_3 = 1125 - 1000 + 1200 - 2000 = -\mathbf{675\ kg.}$$

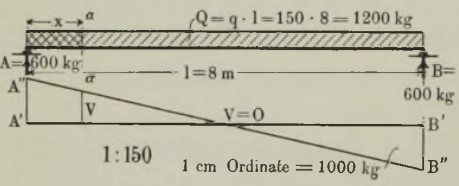
Für Schnitt zwischen P_4 bis B ist

$$V_e = A - P_1 + P_2 - P_3 - P_4 = 1125 - 1000 + 1200 - 2000 - 800 = -\mathbf{1475\ kg}$$
$$(= -B!).$$

Ist also der Träger mit Einzellasten belastet, so ist die Schubkraft zwischen den Belastungspunkten konstant, in den Lastpunkten ändert sie sich sprungweise um die Last.

Beispiel 2. Die Schubkraft ist für den gleichförmig durch Eigengewicht belasteten Träger (Fig. 791) zu bestimmen (vgl. S. 465, Fig. 769).

Fig. 791.



Skizze zu Beispiel 2.

Für einen beliebigen Schnitt aa ist die Schubkraft $V = A - q \cdot x$; unter A ist also

$$V_A = A = \mathbf{600\ kg},$$

unter B wird

$$V_B = A - q \cdot l = 600 - 150 \cdot 8 = -\mathbf{600\ kg}\ (= -B).$$

Zwischen Anfang und Ende des Trägers ändert sich bei gleichförmiger Belastung die Schubkraft nach einer Geraden.

Beispiel 3. Trägt der Träger die Einzellasten von Beispiel 1 und das Eigengewicht von Beispiel 2, so treten auch die Schubkräfte von 1. und 2. gleichzeitig auf; um die gesamte Schubkraft zu erhalten, muß man beide addieren (Fig. 792).

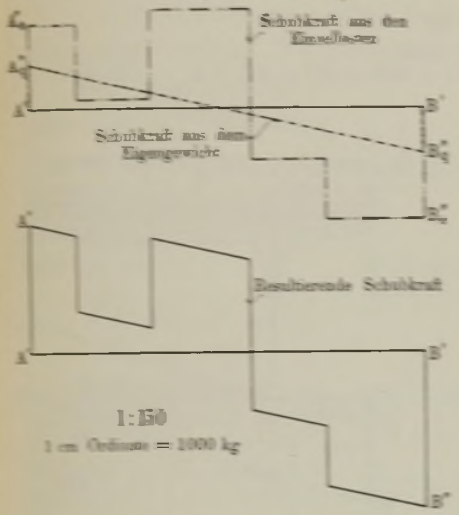
Beispiel 4. Die Schubkraft ist für den durch Eigengewicht und Einzellasten beanspruchten Träger (Fig. 793) zu bestimmen (vgl. S. 466, Fig. 771).

1. Schubkraft aus Einzellasten. Von e bis a ist die Schubkraft $= -P_1 = -2000$ kg, in a wächst sie um A_l auf $A_l - P_1 = 6400 - 2000 = 4400$ kg, in c nimmt sie um P_2 ab auf $A_l - P_1 - P_2 = 6400 - 2000 - 3000 = 1400$ kg, in d nimmt sie um P_3 ab auf $A_l - P_1 - P_2 - P_3 = -B_l = -1600$ kg.

2. Schubkraft aus Eigengewicht. In c ist sie $= 0$, nimmt bis a gleichförmig ab auf $-g \cdot 4 = -500 \cdot 4 = -2000$ kg, hier wächst sie um den Auflagerdruck A_g auf $A_g - 4g = 4900 - 2000 = 2900$ kg, dann nimmt sie bis b gleichförmig ab auf $-B_g = -2100$ kg.

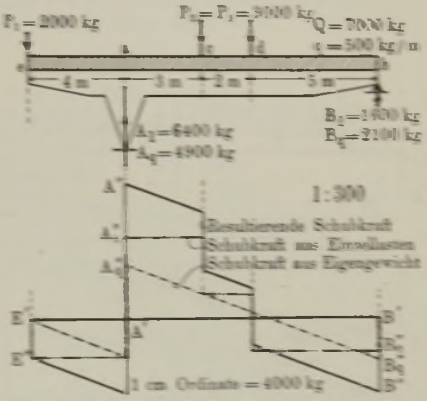
Die Schubkräfte aus Einzellasten und Eigengewicht sind nun noch zu addieren.

Fig. 792.



Skizze zu Beispiel 3.

Fig. 793.



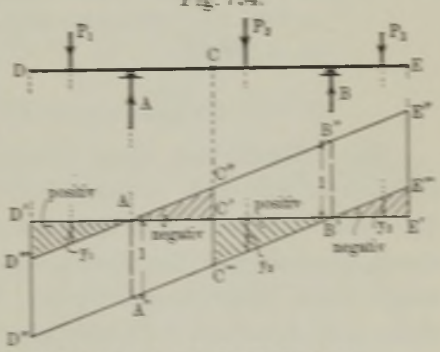
Skizze zu Beispiel 4.

b) Schubkraft durch Einflußlinien bestimmt. Man erhält die Schubkraft-Einflußlinie, wenn man von der Achse $A'B'$ aus in A' nach unten, in B' nach oben $\overline{A'A''} = \overline{B'B''} = 1$ abträgt und die Linien $\overline{A'B''}$ und $\overline{B'A''}$ nicht bis zu den Trägerenden. Für einen Punkt C erhält man die Einflußlinie nach Ziehen von $\overline{C''C'''}$ zu $D'E'E'''C'''C''D''$, wie schraffiert. Über der Achse liegende Ordinaten sind negativ, darunter liegende positiv.

Es ist nun nach Fig. 794:

$$V_C = P_1 y_1 + P_2 y_2 - P_3 y_3.$$

Fig. 794.



Schubkraft durch Einflußlinien.

Anmerkung. Fällt C auf eine Kraft, z. B. P_2, so ist y_2 entweder $= \overline{C''C}$ oder $= \overline{C'C'''}$; entweder erhält man den kleineren $(A - P_1 - P_2)$ oder den um P_2 größeren Wert $(A - P_1)$ der Schubkraft, die in diesem Punkte ineinander übergehen.

Beispiel 1. Wie groß ist die Schubkraft für Querschnitte C_1 und C_2 in Fig. 795? (Vgl. Fig. 790.)

$\overline{A'A''} = \overline{B'B''} = 1$ gemacht, $\overline{A'B''}$ und $\overline{B'A''}$ gezogen, sowie durch C die Senkrechte $\overline{C'C'''}$.

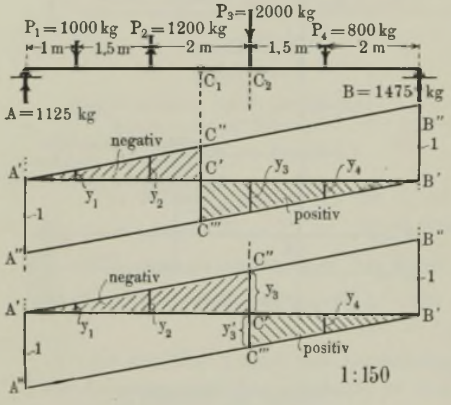
$$V_{C1} = -P_1y_1 + P_2y_2 + P_3y_3 + P_4y_4$$
$$= -1000 \cdot 0{,}125 + 1200 \cdot 0{,}312 + 2000 \cdot 0{,}437 + 800 \cdot 0{,}25 = \mathbf{1325\ kg.}$$

$$V_{C2} = -P_1y_1 + P_2y_2 - P_3y_3 + P_4y_4$$
$$= -1000 \cdot 0{,}125 + 1200 \cdot 0{,}312 - 2000 \cdot 0{,}562 + 800 \cdot 0{,}25 = \mathbf{-675\ kg.}$$

oder auch:

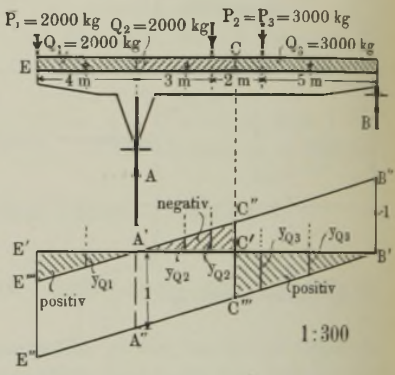
$$V_{C2} = -P_1y_1 + P_2y_2 + P_3y_3' + P_4y_4$$
$$= -1000 \cdot 0{,}125 + 1200 \cdot 0{,}312 + 2000 \cdot 0{,}437 + 800 \cdot 0{,}25 = \mathbf{1325\ kg.}$$

Fig. 795.



Skizze zu Beispiel 1.

Fig. 796.



Skizze zu Beispiel 2.

Beispiel 2. Wie groß ist in Fig. 796 die Schubkraft für Querschnitt C? (Vgl. Fig. 793.)

$\overline{A'A''} = \overline{B'B''} = 1$ gemacht. Eigengewicht als drei Einzellasten betrachtet.

$$V_C = P_1y_1 - P_2y_2 + P_3y_3 + Q_1y_{Q_1} - Q_2y_{Q_2} + Q_3y_{Q_3}$$
$$= 2000 \cdot 0{,}4 - 3000 \cdot 0{,}3 + 3000 \cdot 0{,}5 + 2000 \cdot 0{,}2 - 2000 \cdot 0{,}2 + 3000 \cdot 0{,}3$$
$$= +\mathbf{2300\ kg.}$$

Ruhende und bewegliche Last.

Die ruhende Last eines Kranträgers besteht in Eigengewicht in senkrechter Richtung, in wagerechter Richtung in Winddruck und in den beim Anfahren und Bremsen auftretenden Massendrucken. Die durch sie erzeugten Beanspruchungen bestimmt man beim Vollwandträger durch Momentengleichungen, bei Fachwerkträgern durch Kräftepläne nach Abschnitt 6 (S. 460) oder nach der Ritterschen Momentenmethode. Die bewegliche Last besteht im Katzen- und Lastgewicht in senkrechter Richtung (eventuell noch im Massendruck beim Anheben der Last), in wagerechter Richtung in eventuellem schiefen Lastzug, in Massendrucken der Katze und Last beim Längsfahren, eventuell aus Winddruck auf Katze und Last.

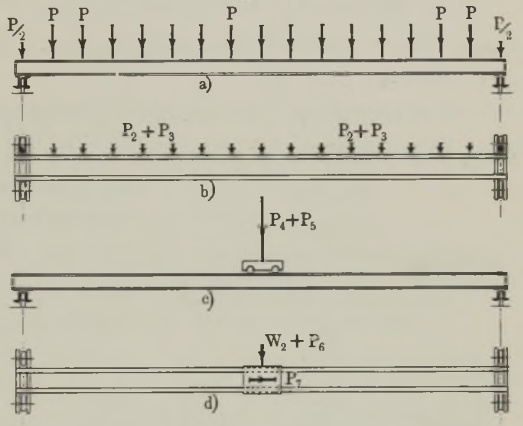
Die Beanspruchung der Tragglieder ändert sich nun je nach Stellung der Last; damit man die größten Beanspruchungen einer bestimmten Trägerstelle findet, muß die dafür ungünstigste Stellung der Last ermittelt werden. (Verfahren dazu für Vollwandträger und für Fachwerkträger siehe weiter hinten.)

Bei Vollwandträgern kann die Last an jeder Stelle auf den Träger übertragen werden, bei Fachwerkträgern nur in den Knotenpunkten.

Der Massendruck P berechnet sich, wenn m die zu bremsende Masse, v die Fahrgeschwindigkeit, s der Bremsweg, t die Bremszeit ist, zu:

$$P = \frac{m v^2}{2 s} \text{ oder } P = \frac{m . v}{t}.$$

Fig. 797.



Skizze zum Beispiel.

Beispiel. Es sollen die sämtlichen belastenden Kräfte bestimmt werden bei einem Laufkran von 16 m Spannweite, 16 Feldern, $G_1 = 10000$ kg Eigengewicht, $G_2 = 3000$ kg Katzengewicht, $G_3 = 5000$ kg Nutzlast. Fahrgeschwindigkeit $v_1 = 1{,}3$ m/sec, Katzengeschwindigkeit $v_2 = 0{,}5$ m/sec, Hubgeschwindigkeit $v_3 = 0{,}1$ m/sec, Bremsweg des Kranes $s_1 = 1{,}5$ m, der Katze $s_2 = 0{,}6$ m, der Last $s_3 = 0{,}2$ m. Winddruck auf 12 qm Kranfläche à 150 kg/qm: $W_1 = 12 . 150 = 1800$ kg, auf Katze und Last (etwa $6\frac{1}{2}$ qm) $W_2 = 1000$ kg.

a) senkrecht: Eigengewicht, pro Knoten $P_1 = \frac{10000}{16} = \mathbf{625\ kg}$,

b) wagerecht:
- Winddruck, pro Knoten $P_2 = \frac{W_1}{16} = \frac{1800}{16} = \mathbf{112{,}5\ kg}$,
- Massendruck, „ „ (durchs Eigengewicht) $P_3 = \frac{m_1 v_1^2}{2 s_1 . 16} = \frac{10000 . 1{,}3^2}{g . 2 . 1{,}5 . 16} = \mathbf{35{,}8\ kg}$,

c) senkrecht:
- Gewicht von Katze + Last $P_4 = \mathbf{8000\ kg}$,
- Massendruck beim Heben $P_5 = \frac{m_3 v_3^2}{2 s_3} = \frac{5000 . 0{,}1^2}{g\ 2 . 0{,}2} = \mathbf{12{,}7\ kg}$,

d) wagerecht:
- Winddruck $W_2 = \mathbf{1000\ kg}$,
- Massendruck (durch Katze und Last) $P_6 = \frac{(m_2 + m_3) v_1^2}{2 s_1} = \frac{8000 . 1{,}3^2}{g\ 2 . 1{,}5} = \mathbf{457\ kg}$,

In der Längsrichtung wirkt der Massendruck:

$$P_7 = \frac{(m_2 + m_3) v_2^2}{2 s_2} = \frac{8000 . 0{,}5^2}{g\ 2 . 0{,}6} = \mathbf{170\ kg}.$$

Verbindung der Trägerteile.

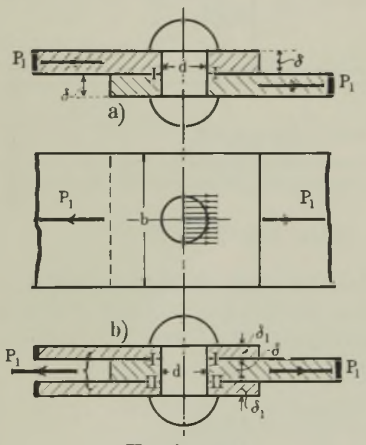
Die Verbindung mehrerer Teile miteinander erfolgt fast ausschließlich durch Nieten; durch Schrauben nur dann, wenn Nieten sich aus Platzmangel nicht schlagen lassen, wenn der Schaft auf Zug beansprucht wird oder wenn die Stärke der zu verbindenden Teile größer als der vierfache Nietdurchmesser ist, beim Anschluß von Gußeisenteilen.

Übliche Nietdurchmesser . . . . . mm 13 16 20 23 26
meist verwendet bei Blechstärken von „ 6∼7 8∼9 10∼11 12∼13 13 u. mehr.

Die Berechnung der Nietverbindungen erfolgt auf Abscheren, nur lange Bolzen rechnet man auf Biegung. Als zulässige Scherspannung gilt meist $k_s = {}^3/_4 k_z$.

Man verwendet ein- oder mehrschnittige Vernietung; Fig. 798a zeigt eine einschnittige, die im Querschnitt *II* abgeschert wird, Fig. 798b eine zweischnittige mit den Abscherquerschnitten *II* und *III*.

Fig. 798.



Vernietung.

Die Nietverbindung kann überanstrengt werden: 1. dadurch, daß im Schaft eine zu große Scherspannung k_s auftritt, oder 2. dadurch, daß der Auflagerdruck zwischen Bolzen und Lochwand, der Lochleibungsdruck k_l überschritten wird. Zugelassen ist $k_l = 2\,k_s$.

1. Nietverbindung rein auf Zug oder Druck beansprucht.

Greift die die Nietung beanspruchende Kraft P im Schwerpunkt der Vernietung an, so wird sie nur auf Zug oder Druck beansprucht. Die Kraft P verteilt sich dann gleichförmig auf die vorhandenen n Nieten, auf ein Niet entfällt die Kraft $\frac{P}{n} = P_1$.

a) Einschnittige Vernietung (Fig. 798a). Ist die Eisenstärke δ und der Nietdurchmesser d gewählt, so kann ein Niet eine Kraft übertragen:

1. $P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} k_s$, wenn die Scherfestigkeit in Frage kommt;

2. $P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l$, wenn der Lochleibungsdruck ausschlaggebend ist.

Für $d = 2{,}5\,\delta$ wird $P_{1s} = P_{1l}$; ist $d < 2{,}5\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen.

Die erforderliche Nietzahl ist $n = \frac{P}{P_{1s}}$ (bzw. $n = \frac{P}{P_{1l}}$).

b) Zweischnittige Vernietung (vgl. Fig. 798b). Es wird ausgeführt $\delta_1 \geqq \frac{\delta}{2}$; dann wird im mittleren Blech der Lochleibungsdruck am größten. Ein Niet kann eine Kraft übertragen:

1. $P_{1s} = 2\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s$, wenn die Scherfestigkeit in Frage kommt,

2. $P_{1l} = d \,.\, \delta \,.\, k_l$, wenn der Lochleibungsdruck ausschlaggebend ist.

Für $d = 1{,}25\,\delta$ wird $P_{1s} = P_{1l}$; ist $d < 1{,}25\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen, ist $d > 1{,}25\,\delta$, auf Lochleibungsdruck.

$$\text{Nietzahl } n = \frac{P}{P_{1l}} \left(\text{bzw. } n = \frac{P}{P_{1s}}\right).$$

Beispiel 1. Zwei Flacheisen 70×10 mm sind einschnittig aneinander genietet. Übertragene Kraft $P = 5000$ kg. Nietzahl?

Bei $\delta = 1$ cm wird Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt; da $d < 2{,}5\,\delta$, so ist die Verbindung auf Abscheren zu berechnen.

Durch ein Niet kann eine Kraft übertragen werden:

$$P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{2^2\pi}{4} \cdot 750 = 2350 \text{ kg}.$$

$$\text{Nietzahl } n = \frac{P}{P_{1s}} = \frac{5000}{2350} = 2{,}13, \text{ also drei Stück ausgeführt.}$$

Beispiel 2. An eine Blechtafel von $\delta = 1{,}4$ cm sind beiderseits Flacheisen 60×8 mm angenietet; Nieten doppelschnittig, $\delta_1 = 0{,}8$ cm $> \frac{\delta}{2}$; $P = 6500$ kg.

Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt, dann ist $d > 1{,}25\,\delta$, also ist der Lochleibungsdruck maßgebend. Ein Niet überträgt eine Kraft:

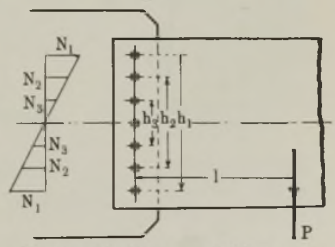
$$P_{1l} = d \,.\, \delta \,.\, k_l = 2 \,.\, 1{,}4 \,.\, 1500 = 4200 \text{ kg}.$$

$$\text{also Nietzahl } n = \frac{P}{P_{1l}} = \frac{6500}{4200}, = 2 \text{ Stück ausgeführt.}$$

2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht (Fig. 799).

Geht die die Nietung beanspruchende Kraft P nicht durch den Schwerpunkt der Vernietung, sondern im Abstand l vorbei, so wird die Nietung durch ein Biegungsmoment $M = P \,.\, l$ beansprucht. Je weiter die Nieten von der neutralen Achse XX wegliegen, desto größer ist die sie belastende Kraft N. Für Gleichgewicht muß das Biegungsmoment gleich dem Nietmoment sein, also:

Fig. 799.



Nietverbindung auf Biegung.

$$M = N_1 \,.\, h_1 + N_2 h_2 + N_3 h_3 + \cdots \cdots \cdots \quad 1)$$

Bei der Nietzahl n ist:

$$N_1 : N_2 : N_3 = h_1 : h_2 : h_3 = (n-1) : (n-3) : (n-5),$$

also wird Gleichung 1):

$$M = N_1 . h_1 + \left(N_1 \frac{h_2}{h_1}\right) \cdot h_2 + \left(N_1 \frac{h_3}{h_1}\right) \cdot h_3 + \cdots$$

$$= N_1 h_1 \left[1 + \left(\frac{h_2}{h_1}\right)^2 + \left(\frac{h_3}{h_1}\right)^2 + \cdots\right]$$

$$\boldsymbol{M = N_1 h_1 \left[\left(\frac{n-1}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-3}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-5}{n-1}\right)^2 + \cdots\right] = N_1 h_1 . c} \quad . 2)$$

Bei der für derartige Verbindungen angewandten doppelschnittigen Nietung ist fast immer der Lochleibungsdruck maßgebend, deshalb darf die größte Nietkraft höchstens sein: $N_1 = d\,\delta\,k_l = d\,\delta\,(2\,k_s)$. Hiermit lautet Gleichung 2):

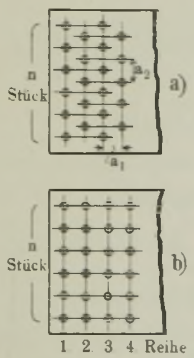
$$\boldsymbol{M = (d\,\delta\,2\,k_s) . h_1 \left[\left(\frac{n-1}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-3}{n-1}\right)^2 + \left(\frac{n-5}{n-1}\right)^2\right] = 2\,d . \delta . k_s . h_1 . c} \; 3)$$

Der berechnete Wert c ist nachstehenden Tabellen zu entnehmen:

Tabelle 72 zu Fig. 800.

Anzahl der Nieten in der ersten Reihe n	c_1	c_2	Anzahl der Nieten in der ersten Reihe n	c_1	c_2
4	1,11	1,55	9	1,88	3,19
5	1,25	1,88	10	2,04	3,52
6	1,4	2,2	11	2,2	3,85
7	1,56	2,53	12	2,36	4,18
8	1,71	2,86			

Fig. 800.



Anordnung der Nieten.

Tabelle 73 zu Fig. 800.

Es ist nun bei Anordnung der Nieten nach Skizze	Fig. 800 a (Reihen versetzt)	Fig. 800 b (Reihen gleich)
bei 1 Reihe	$c = c_1$	$c = c_1$
„ 2 Reihen	$c = c_2$	$c = 2\,c_1$
„ 3 „	$c = c_1 + c_2$	$c = 3\,c_1$
„ 4 „	$c = 2\,c_2$	$c = 4\,c_1$

Nietabstand $a_1 \leq 3\,d$, $a_2 = 4 \sim 5\,d$.

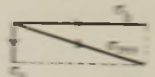
Beispiel. Eine Nietverbindung erleidet ein Biegungsmoment von $M = 600\,000$ kgcm; Blechstärke $\delta = 1{,}3$ cm, Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt, Abstand der Außennieten $h_1 = 70$ cm möglich.

Aus Formel 3) folgt: $\boldsymbol{c = \frac{M}{2\,d\,\delta\,h_1 . k_s} = \frac{600\,000}{2 . 2 . 1{,}3 . 70 . 750} = 2{,}2}$.

Man müßte also entweder 11 Nieten in eine Reihe anordnen ($c = 2{,}2$, oder in zwei Reihen 6 Stück in der ersten, 5 in der zweiten ($c = 2{,}2$).

Außer dem Biegungsmoment haben derartige Verbindungen oft noch Querkräfte zu übertragen, z. B. beansprucht in Fig. 799 die Kraft P alle Nieten gleichförmig auf Lochleibungsdruck mit der Beanspruchung σ_l. Für die äußersten Nieten ist der Lochleibungsdruck σ_b aus dem Biegungsmoment mit σ_l zusammenzusetzen, die resultierende Beanspruchung σ_{res} soll $\leq k_l$ sein.

Fig. 801.



Skizze zum Beispiel.

Beispiel. Ist in obigem Beispiele $M = P \cdot l = 3000 \cdot 200$ kgcm und ausgeführt zwei Reihen mit 7 Nieten in der ersten ($c = 2{,}58$), so berechnet sich der Lochleibungsdruck aus dem Biegungsmoment

$$\sigma_b = \frac{M}{n d \delta_1 c} = \frac{600\,000}{2 \cdot 1{,}3 \cdot 7{,}0 \cdot 2{,}58} = 1504 \text{ kg/qcm},$$

der Lochleibungsdruck aus der Querkraft P bei 13 Nieten zu

$$\sigma_l = \frac{P}{13} \cdot \frac{1}{d\delta} = \frac{3000}{13 \cdot 2 \cdot 1{,}3} = 89 \text{ kg/qcm},$$

daraus $\sigma_{res} = \sqrt{1504^2 + 89^2} = 1508$ kg/qcm, also $< k_l$ (siehe Fig. 801).

Etwaige Schraubenverbindungen werden in derselben Weise wie Vernietungen berechnet.

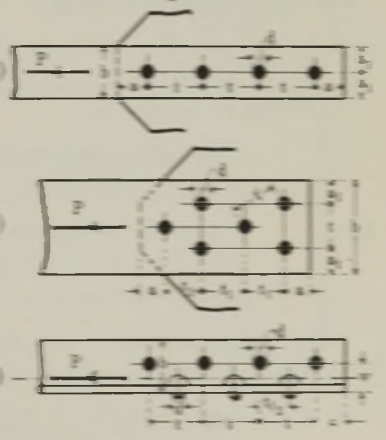
Anordnung der Nieten.

Es ist der Abstand der Nieten (Fig. 802a)

1. in der Kraftrichtung: voneinander $t_{min} = 3\,d$, $t_{max} = 6 \sim 8\,t$, vom Rande $a = 2\,d$, höchstens $= 1{,}5\,d$;
2. senkrecht zur Kraftrichtung: vom Rande $a_1 = 1{,}5\,d$ bis $2\,d$.

Ist die Blechbreite $b > 4\,d$, so wird mehrreihige Nietung ausgeführt (Fig. 802b). Dabei ist die Teilung schräg gemessen $t = 3\,d$, angegeben wird t_1, in der Kraftrichtung gemessen (abgerundet). In die erste Nietreihe kommt möglichst nur ein Niet, damit bei Zugbeanspruchung nur ein Nietabzug erforderlich ist.

Fig. 802.



Nietanordnung.

Bei Winkeleisen (Fig. 802c) setzt man die Niete in der Entfernung (Wurzelmaß) $w = \frac{b}{2} + (2{,}5 \text{ bis } 5 \text{ mm})$. Sind in beiden Schenkeln Nieten, so versetzt man sie, wobei $t_{min} = 4\,d$ meist erforderlich ist.

Bei Zuggliedern wird die Verschwächung des Querschnittes durch das Nietloch berücksichtigt, bei Druckgliedern nicht.

Profileisen schließt man an Steg und Flanschen mit so viel Nieten an, wie Kraft auf den betreffenden Teil entfällt. Zum Anschluß dienen Hilfswinkel. Genügt der Steg allein zur Kraftübertragung, dienen die abstehenden Flanschen also nur zur Aussteifung, so braucht auch nur der Steg angeschlossen zu werden.

Beispiel. 1. Ein auf Druck beanspruchtes Winkeleisen $80 \times 80 \times 8$, mit 6000 kg belastet, ist anzuschließen. Zulässig sei $k = 1000$ kg/qcm.

Der eine Flansch mit $8 \,.\, 0{,}8 = 6{,}4$ qcm genügt zur Kraftübertragung, da $\sigma = \frac{P}{F} = \frac{6000}{6{,}4} = 940$ kg/qcm wird. Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt. Ein einschnittiger Niet trägt

$$P_1 = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_s = \frac{2^2 \pi}{4} \cdot 750 = 2350 \text{ kg},$$

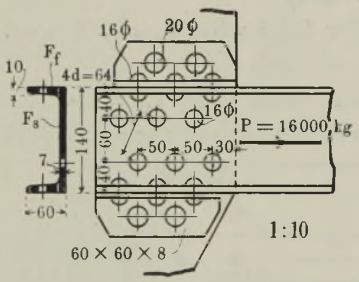
also Nietzahl $$n = \frac{P}{P_1} = \frac{6000}{2350} = 3 \text{ Stück}.$$

Teilung $t = 3\,d = 3 \,.\, 2 = 6$ cm, Abstand vom Rande $a = 2\,d = 4$ cm,

$$\text{Wurzelmaß } w = \frac{b}{2} + 5 \text{ mm} = 4{,}5 \text{ cm}.$$

2. Ein [N. P. 14 ist mit 16 000 kg gezogen. Zulässig sei $k_z = 1000$ kg/qcm (Fig. 803). Einschnittige Nieten von $d = 1{,}6$ cm mit $P_1 = \frac{1{,}6^2 \pi}{4} \cdot 750 = 1510$ kg verwendet; mindestens

Fig. 803.



Skizze zu Beispiel 2.

$$n = \frac{P}{P_1} = \frac{16\,000}{1510} = 11 \text{ Stück}$$

erforderlich. Von der Querschnittsfläche des [-Eisens = 20,4 qcm gehen drei Nietlöcher ab mit $(1 \,.\, 1{,}6) \,.\, 2 + (0{,}7 \,.\, 1{,}6) = 4{,}3$ qcm, also tragender Querschnitt

$$\boldsymbol{F = 20{,}4 - 4{,}3 = 16{,}1 \text{ qcm}}.$$

Nun beträgt die tragende Fläche des Steges $F_s = 14 \,.\, 0{,}7 - 1{,}6 \,.\, 0{,}7 = 8{,}7$ qcm, die eines Flansches $F_f = 5{,}3 \,.\, 1 - 1{,}6 \,.\, 1 = 3{,}7$ qcm.

Nun verhält sich

$$\frac{\text{Nietzahl } x \text{ im Stabteil}}{\text{Gesamtnietzahl } n} = \frac{\text{Querschnitt des Stabteils}}{\text{Gesamtquerschnitt } F}$$

also: Nietzahl im Steg: $x = n \frac{F_s}{F} = 11 \frac{8{,}7}{16{,}1} = 6$ Stück,

Nietzahl im Flansch: $x = n \frac{F_f}{F} = 11 \frac{3{,}7}{16{,}1} = 3$ Stück.

Die Flanschen werden mit Winkeleisenstücken $60 \times 60 \times 8$ angeschlossen, diese mit zwei Nieten $d = 2$ cm befestigt.

Beanspruchung der Stäbe.

Die Tragglieder der Krane können beansprucht sein:

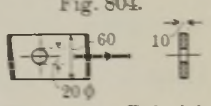
1. Rein auf Zug: Die Zugkraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes. Berechnung aus der Formel:

$$P = F.k_z,$$

worin für F der schwächste durch P beanspruchte Stabquerschnitt einzusetzen ist.

Beispiel. Ein Flacheisen soll $P = 4000$ kg Zug übertragen. Erforderlicher Querschnitt $F = \frac{P}{k_z} = \frac{4000}{1000} = 4$ qcm. Gewählt Flacheisen 6×1 cm, Nietdurchmesser $d = 2$ cm; der tragende Querschnitt am Nietloch ist dann $6.1 - 2.1 = 4$ qcm, wie erforderlich.

Fig. 804.



Skizze zum Beispiel.

2. Rein auf Druck: Die Druckkraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes. Berechnung aus:

$$P = F.k;$$

Nietlochabzug ist nicht erforderlich. Reine Druckbeanspruchung tritt nur bei kurzen gedrungenen Stäben auf.

3. Rein auf Biegung: Das Biegungsmoment M ist nach S. 464 aus der Belastung zu bestimmen; das Widerstandsmoment W ist zu berechnen, oder aus Tabellen zu entnehmen. Die Berechnung des Stabes erfolgt nach der Formel:

$$M = W.k_b.$$

Beispiel. Ein Träger (I-Eisen) von $l = 4$ m Stützweite ist mit $Q = 6000$ kg gleichförmig belastet. Welches Profil ist erforderlich?

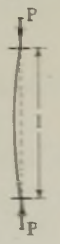
$$M = \frac{Q.l}{8} = \frac{6000.400}{8} = 300\,000 \text{ kgcm}.$$

Erforderlich $W = \frac{M}{k_b} = \frac{300\,000}{1000} = 300$ cm³, gewählt **I N. P. 24 mit $W = 353$ cm³**,

also Beanspruchung $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{300\,000}{353} = 851$ kg/qcm.

4. Auf Knickung: Die knickende Kraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes, die Stabenden werden geführt, aber drehbar angenommen.

Fig. 805.



Knickung.

Knickbeanspruchung ist bei langen schlanken Stäben ausschlaggebend, Druckbeanspruchung bei kurzen, im Zweifelsfalle rechne man beide Beanspruchungen nach.

Die Berechnung erfolgt nach der Eulerschen Formel:

$$P = \frac{\pi^2}{l^2} \frac{EJ}{\mathfrak{S}},$$

worin $\mathfrak{S}$ der Sicherheitsgrad ist. Setzt man darin P in Tonnen, l in Metern ein, und für E und $\mathfrak{S}$ die Zahlenwerte, so erhält man die Formel für das erforderliche Trägheitsmoment:

$$J_{(\text{cm}^4)} = c \cdot P_{(t)} l^2_{(m)},$$

wobei c aus folgender Tabelle zu entnehmen ist.

Tabelle 74. **Koeffizienten c für Knickung.**

Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$	4	5	6	8	10	12	Sicherheitsgrad
Gußeisen ($E = 1\,000\,000$ kg/qcm) . .	4	5	6	8	10	12	$\mathfrak{S} = \frac{J}{Pl^2}$
Schweißeisen ($E = 2\,000\,000$ kg/qcm)	2	**2,5**	3	4	5	6	$\mathfrak{S} = 2\frac{J}{Pl^2}$
Flußeisen ($E = 2\,150\,000$ kg/qcm) . .	1,86	**2,33**	2,79	3,72	4,65	5,58	$\mathfrak{S} = 2{,}15\frac{J}{Pl^2}$
			c				

(Üblicher Sicherheitsgrad fett gedruckt.)

Der Stab knickt über die Achse, für die das kleinste Trägheitsmoment vorhanden ist; deshalb sollen Knickstäbe nach allen Richtungen möglichst gleiches Trägheitsmoment haben.

Die Berechnung mehrteiliger Druckstäbe siehe S. 665.

Beispiel. 1. Ein Stab von $l = 2$ m Länge ist mit $P = 2\,t$ auf Druck belastet. Welches ⌊-Profil ist erforderlich, damit er nicht ausknickt? Sicherheit mindestens fünffach.

$$J = 2{,}33\,Pl^2 = 2{,}33 \cdot 2 \cdot 4 = \mathbf{18{,}6\ cm^4}.$$

Gewählt ⌊ $75 \times 75 \times 8$ mit $J_{min} = 24{,}4$ cm⁴ und $F = 11{,}5$ qcm.

Die vorhandene Sicherheit ist

$$\mathfrak{S} = 2{,}15\frac{J}{Pl^2} = 2{,}15\frac{24{,}4}{2 \cdot 4} = \mathbf{6{,}56\ fach}.$$

Die Druckbeanspruchung ist

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{2000}{11{,}5} = \mathbf{174\ kg/qcm},$$

also ist Knickgefahr vorhanden.

2. Ein I N. P. 16 ist mit $P = 23\,t$ belastet. Stablänge $l = 1$ m, Querschnitt $F = 22{,}8$ qcm, $J_{min} = 54{,}5$ cm⁴.

Auf Druck entsteht eine Beanspruchung

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{23\,000}{22{,}8} = \mathbf{1010\ kg/qcm},$$

die gerade noch zulässig ist.

Auf Knickung ist die Sicherheit

$$\mathfrak{S} = 2{,}15\frac{J}{Pl^2} = 2{,}15\frac{54{,}5}{23 \cdot 1} = \mathbf{5{,}1\ fach},$$

die genügt. Der Stab ist hier eher durch Druck als durch Knickung gefährdet.

5. Auf Zug (oder Druck) und Biegung. Erleidet ein Stab vom Querschnitt F(qcm) und dem Widerstandsmoment W (cm³) einen Zug (oder Druck) P(kg) und gleichzeitig ein Biegungsmoment M(kgcm), so tritt eine Beanspruchung ein:

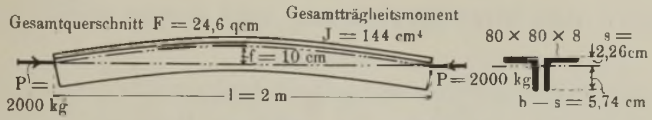
durch den Zug (oder Druck) . . . . $\sigma_1 = \frac{P}{F}$,

durch das Biegungsmoment . . . . $\sigma_2 = \frac{M}{W}$,

also insgesamt $\sigma = \sigma_1 \pm \sigma_2 = \frac{P}{F} \pm \frac{M}{W}$.

Beispiel 1. Der Obergurt eines Fachwerks ist gebogen ausgeführt nach Fig. 806. Welche größte Spannung tritt ein?

Fig. 806.



Skizze zu Beispiel 1.

Widerstandsmomente:

$$W_u = \frac{J}{b-s} = \frac{144}{5{,}74} = 25{,}1\ \text{cm}^3, \qquad W_o = \frac{J}{s} = \frac{144}{2{,}26} = 63{,}8\ \text{cm}^3.$$

Druckspannung $\sigma_1 = \frac{P}{F} = \frac{2000}{24{,}6} = 81{,}5$ kg/qcm.

Biegungsspannung $\sigma_2 = \frac{P.f}{W_u} = \frac{2000\,.\,10}{25{,}1} = 798$ kg/qcm Druck auf der Unterseite

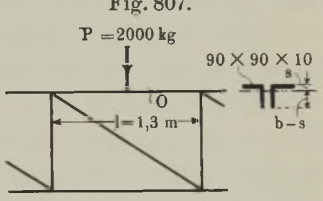
„ $\sigma_2' = \frac{P.f}{W_o} = \frac{2000\,.\,10}{63{,}8} = 314$ kg/qcm Zug auf der Oberseite.

Gesamtspannung unten $\sigma_1 + \sigma_2 = 81{,}5 + 798 =$ **879,5 kg/qcm** (Druckspannung),

„ oben $\sigma_1 - \sigma_2 = 81{,}5 - 314 =$ **— 232,5 kg/qcm** (Zugspannung).

Beispiel 2. Im Stabe 0 ergibt sich aus der graphischen Berechnung eine Druckspannung $Q = 4000$ kg; außerdem biegt die bewegliche Last $P = 2000$ kg den Stab. Wie ist er auszuführen? Zulässige Beanspruchung sei $k = 800$ kg/qcm.

Fig. 807.



Skizze zu Beispiel 2.

Gewählt ⌝⌜ $90 \times 90 \times 11$ mit $J = 276$ cm⁴, $s = 2{,}62$ cm, also

$$W_o = \frac{J}{s} = 105{,}2\ \text{cm}^3, \qquad W_u = \frac{J}{b-s} = 33\ \text{cm}^3,$$

$$F = 37{,}4\ \text{qcm};$$

dann ist auf der Oberseite die Druckbeanspruchung

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F} = \frac{4000}{37{,}4} = 107\ \text{kg/qcm},$$

die Biegungsbeanspruchung $\sigma_2' = \frac{P.l}{4.W_o} = \frac{2000\,.\,130}{4\,.\,105{,}2} = 618$ kg/qcm; also Gesamtspannung oben

$$\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma_2' = 107 + 618 = \mathbf{725}\ \text{kg/qcm, d. i.} < k = 800\ \text{kg/qcm}.$$

Auf der Unterseite dagegen

$$\sigma_1 = 107\ \text{kg/qcm}, \quad \sigma_2 = \frac{Pl}{4\,W_u} = \frac{2000\,.\,130}{4\,.\,33} = 1970\ \text{kg/qcm};$$

also Gesamtspannung unten $\sigma_u = \sigma_1 - \sigma_2 = 107 - 1970 =$ **1863 kg/qcm** Zug, was viel zu groß ist. Also sind stärkere Eisen zu wählen.

Als zulässige Beanspruchung wählt man bei feststehenden Eisenkonstruktionen, hauptsächlich durch ruhende Lasten beansprucht,

$$k_z = k = k_b = 1000\ \text{kg/qcm},$$

bei beweglichen Eisenkonstruktionen, hauptsächlich durch bewegliche Lasten beansprucht, $k_z = k = k_b = 600 - 800$ kg/qcm.

Für Vernietungen: $k_s = {}^3/_4\, k_z$, $k_l = 2\, k_s = 1{,}5\, k_z$.

A. Drehkrane.

Allgemeines über Drehkrane und deren elektrischen Antrieb.

Drehkrane sind Auslegerkrane, deren Ausleger eine Schwenkbewegung um die Kranachse vollführt. Sie finden in Werkstätten, Gießereien, auf Güterbahnhöfen und im Hafenverkehr ausgedehnte Verwendung.

Entscheidend für die Einteilung ist die aus den nachfolgenden Figuren hervorgehende Gerüstform:

a) nach Art der Lagerung des drehbaren Teiles,

b) nach Art der Veränderung der Ausladung.

Feststehende Krane haben den Vorzug der Billigkeit und des geringen Raumbedarfes. Laufschienen mit ihren Fundamenten sind nicht erforderlich; die Stromzuleitung erfolgt bei elektrischem Antrieb in einfacher Weise. Sie können aber mit ihrem Haken nur eine Kreislinie oder eine Kreisfläche bestreichen, so daß Schiffe, Eisenbahnwagen und Fuhrwerke genau eingestellt und bei Verladung von Stück- und Massengütern mehrmals verholt werden müssen.

Setzt man den drehbaren Teil eines Kranes auf ein fahrbares Gerüst, so entsteht ein fahrbarer Drehkran.

Da Drehkrane mehrere Bewegungsarten (Heben bzw. Senken, Schwenken und eventuell Fahren) erfordern, so müssen bei elektrischem Antrieb mehrere Motoren eingebaut werden, weil Krane mit einem Motor, von welchem die Bewegung nebst Umkehrung derselben auf alle Triebwerke mittels Wendegetriebe übertragen wird, nicht wirtschaftlich arbeiten.

Ausbildung der Triebwerke.

Im **Hubwerk** werden Schneckenradübersetzungen vielfach vermieden, um das Lastsenken ohne Motorantrieb zu ermöglichen. Die Bewegungsübertragung erfolgt vom Motor auf die Hubtrommel durch Stirnradvorgelege. Das Motorvorgelege läuft in einem geschlossenen, gußeisernen Kasten im Ölbade. Sämtliche Zahnräder sind zu fräsen. Soll der leere Haken schnell gesenkt werden, so erhält der mit dem Windwerk gekuppelte Motor einen Stromstoß.

Als Haltebremse kommt meist die auf der Motor- oder Vorgelegewelle sitzende einfache Bandbremse in Betracht, deren Gewichtshebel beim Anlassen des Motors durch Lüftmagnet oder Handhebel gelüftet wird. Werden Sperradbremsen und nach abwärts wirkende Differential-

bremsen verwendet, so muß durch Kurzschlußbremsung des Motors dafür gesorgt werden, daß die Last beim Aufwärtsgang schnell zur Ruhe kommt.

Elektrisch gelüftete Bremsen gelangen beim Lastsenken erst zur Wirkung, wenn der Motor abgestellt wird. Es ist deshalb noch erforderlich, daß zur Vermeidung hoher Geschwindigkeiten noch eine Regulierbremse eingebaut wird. Als solche kommt in erster Linie die Senkbremsschaltung in Frage, bei welcher mit Hilfe des Hubkontrollers die Senkgeschwindigkeit in weiten Grenzen reguliert werden kann. Der für den Bremsmagneten und die Fremderregung der Motormagnete aufgewendete Stromverbrauch ist so gering, daß er gegenüber der erreichten Einfachheit in Konstruktion und Bedienung nicht in Betracht kommt.

Soll trotzdem, um jeglichen Stromverbrauch beim Senken zu vermeiden, dieses von Hand erfolgen, so erhält der Kontroller, wie oben schon angedeutet, auf der Senkseite nur einige Stromstoßstellungen zum Senken des leeren Hakens. Die Bremse wird während des Hebens durch einen Bremsmagneten, während des Lastsenkens mittels eines Handhebels gelüftet. Der Hebel kann so eingerichtet werden, daß es möglich ist, während des Hebens die Bremse von Hand anzuziehen. Der Motor arbeitet dann gegen die Bremse und der Führer kann die Hubgeschwindigkeit sehr fein regulieren. Über den Wert dieser Einrichtung sind jedoch die Meinungen verschieden. Der Motor läuft beim Senken leer mit, und es kann die Senkgeschwindigkeit entsprechend der höchstzulässigen Motordrehzahl je nach Wahl des Motors gleich der zwei- bis zehnfachen Hubgeschwindigkeit für die Maximallast sein. Sollte ein Überschreiten dieser Grenze befürchtet werden, so läßt sich an dem Motor eine Zentrifugalklingel anbringen, welche den Führer darauf aufmerksam macht, daß er die Geschwindigkeit zu verringern hat.

Einige Kranbauanstalten kuppeln bei Anwendung von Handbremsen während des Senkens den Motor vom Triebwerk ab, und zwar entweder durch Verwendung einer Reibungskupplung oder durch Ausrücken eines Ritzels. Es kommt also hier ein weiteres Bedienungselement hinzu. Als Vorteil dieser Einrichtung kann beliebig hohe Senkgeschwindigkeit, Schonung des Motors und geringeres Geräusch während der Senkbewegung angegeben werden.

Für die **Drehwerke** werden Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrad verwendet. Das Schneckenrad wird nicht fest auf die Achse gekeilt, sondern durch eine Rutschkupplung mitgenommen. Als Zahn-

kranz wird von der Deutschen Maschinenfabrik ein ⊏-Eisen und bei schweren Kranen ein aus Walzeisen genieteter ⊏-förmiger Ring verwendet, in welche gedrehte Stahlbolzen als Triebstöcke eingepaßt werden. Diese Triebstockkränze sind zwar kostspieliger als gegossene Zahnkränze, aber dafür dauerhafter.

Die Abbremsung der Drehbewegung erfolgt bei nicht übermäßigen Geschwindigkeiten mit Hilfe des Kontrollers durch Ankerkurzschlußbremsung. Bei schwereren Kranen und höheren Geschwindigkeiten erhalten die Drehwerke Fußtrittbremse.

Anlaufzeit 4 bis 6 Sek.

Die **Fahrwerke** erhalten für die Abbremsung der Fahrbewegung ebenfalls Ankerkurzschlußbremsung, bei größeren Lasten und Geschwindigkeiten eine elektromagnetisch betätigte Bremse.

Stromzuleitung.

Besitzen die Krane nur ein Handfahrwerk, dann genügt es, in den Ufermauern oder am Lagerhause Steckdosen anzubringen und das biegsame Kabel beim Verfahren einfach nachzuschleppen oder auf eine Kurbeltrommel zu wickeln.

Bei elektrischem Fahrwerk ist entweder blanke oberirdische Schleifleitung anzuordnen, oder wenn sich die Drähte nicht aufhängen lassen, unterirdische Stromzuleitungen, wie sie bei Straßenbahnen angewendet werden, die aber sehr kostspielig ausfallen.

Zweckmäßig ist statt der letzteren die von der Deutschen Maschinenfabrik ausgeführte unterirdische Schleifleitung, deren Schlitz bei entsprechender Ausbildung des Stromabnehmers sehr eng gehalten werden kann, so daß das Kabel vollkommen geschützt liegt. Der Schlitz kann auch durch Klappen, welche der fahrende Kran selbsttätig öffnet und schließt, vollständig abgedeckt werden, um ein zu schnelles Verschmutzen und häufiges Reinigen zu vermeiden.

Auch selbsttätige Kurbeltrommeln kommen in zufriedenstellender Weise zur Verwendung. Der Verschleiß des Kabels ist aber selbst bei großen Trommeldurchmessern ein verhältnismäßig großer.

Gründung.

Soll ein mit dem Fundament fest verbundener Kran nicht kippen, so muß das Stabilitätsmoment größer sein als das Kippmoment, denn der das Fundament umgebende nachgiebige Erdboden kann nicht mit in Rechnung gesetzt werden. Es muß also mit anderen Worten die Resultierende aller Vertikalkräfte innerhalb der Kippkante fallen.

Nach Fig. 808 ist, wenn Q die Nutzlast, G das Eigengewicht des Auslegers, G_1 das Gewicht des Stützgerüstes nebst Fundamentplatte und G_0 das Fundamentgewicht bedeutet,

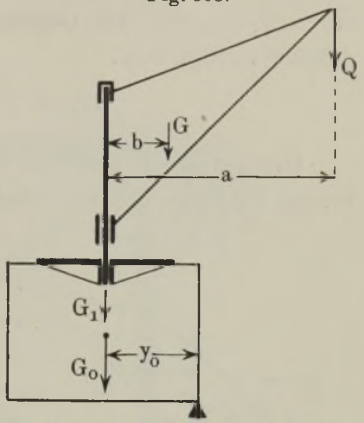
$$(G_0 + G_1) y_0 = Q(a - y_0) + G(b - y_0),$$

also

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1.$$

Auszuführendes Gewicht gleich 2 bis 3 G_0.

Fig. 808.



Stabilität des Fundamentes

Eine weitere Bedingung besteht ferner in der Einhaltung einer bestimmten Flächenpressung k zwischen Mauerwerk und Erdboden. Greift die Resultierende R aller Vertikalkräfte in der Mitte des Klotzes an, dann gilt bei a_{cm} Fundamentbreite und b_{cm} Fundamentlänge $R = a.b.k$.

Ist hingegen die Belastung eine exzentrische, dann ist die Kantenpressung maßgebend.

Nach Fig. 809 ist für Kante AB, wenn die Grundfläche des Fundaments $a.b$ und $\frac{ba^2}{6}$ deren Widerstandsmoment ist,

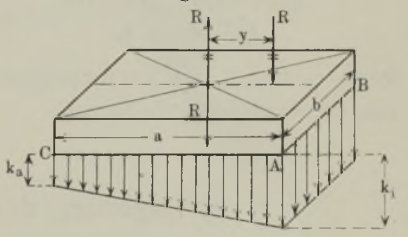
$$k_i = k_b + k = \frac{Ry}{b.a^2/6} + \frac{R}{a.b},$$

$$k_i = \frac{R}{a.b}\left(\frac{6y}{a} + 1\right),$$

für Kante CD

$$k_a = k_b - k = \frac{R}{a.b}\left(\frac{6y}{a} - 1\right).$$

Fig. 809.



Flächenpressung zwischen Mauerwerk und Erdboden.

Die größte Pressung tritt an der dem Ausleger zunächst liegenden Kante auf. Als zulässige Bodenpressung ist bei gleichmäßiger Verteilung und als Kantenpressung 1,5 bis 2,5 kg/qcm zuzulassen.

Gegengewicht.

In vielen Fällen ist es zweckmäßig, das Kranmoment durch ein Gegengewicht zu verringern, um dadurch das Stützgerüst des Kranes zu entlasten und schwächer dimensionieren zu können. Bei fahrbaren Drehkranen und Drehscheibenkranen ist dieses Gegengewicht sogar erforderlich, damit die Resultierende aus Nutzlast und Eigengewicht des Kranes innerhalb der Stützkante fällt.

Das Gegengewicht wird so bemessen, daß das Kranmoment bei voller Belastung ebenso groß ausfällt, wie bei leerem Haken.

Ist wieder Q die Nutzlast, G_1 und G_2 das Eigengewicht des drehbaren Teiles, G_g das Gegengewicht, so muß nach Fig. 810 die Bedingung erfüllt sein:

$$G_3 . d + G_2 c = \frac{Qa + G_1 b}{2}.$$

Hieraus ergibt sich das Produkt $G_3 . d$, dessen Verteilung auf die beiden Faktoren beliebig erfolgen kann.

Fig. 810.

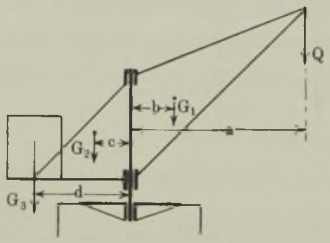
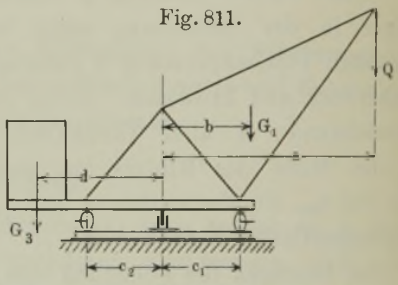


Fig. 811.



Ermittelung des Gegengewichtes.

Für den Kran nach Fig. 811 müssen die Bedingungen erfüllt sein

$$\frac{Qa + G_1 b - G_3 . d}{Q + G_1 + G} < c_1, \qquad - \frac{G_1 b - G_3 . d}{G_1 + G} < c_2,$$

worin c_1 und c_2 die Entfernungen der vordersten und hintersten Rollen von der Kranachse bedeuten.

a) Lagerung des drehbaren Teiles.

1. Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen.

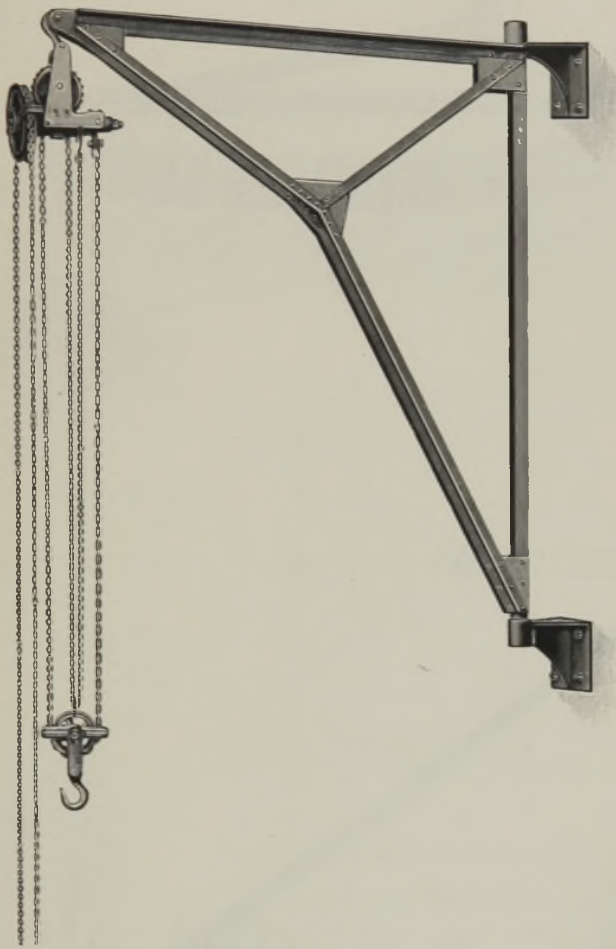
α) Wanddrehkrane.

Das Gerüst setzt sich aus den meist paarweise angeordneten Streben und Schließen und der Kransäule zusammen, welche in einem Halslager und in einem Fußlager drehbar gelagert ist (vgl. Fig. 812). Diese Lager sind hier an einer genügend starken Mauer befestigt, und zwar geht man mit dem Kranmoment nicht über 5 tm.

Diese Krane finden in Speichern, Magazinen, Werkstätten und da Verwendung, wo Waren außerhalb des Gebäudes hochzuziehen und durch entsprechende Maueröffnungen oder Lücken in das Innere geschafft werden müssen.

Das Windwerk wird entweder am Krangestelle selbst befestigt (vgl. Fig. 813) oder getrennt davon aufgestellt (vgl. Fig. 814). Letztere Anordnung ist z. B. erforderlich, wenn der Kran hoch liegt, so daß für den bedienenden Arbeiter eine besondere Plattform vor der Luke angebracht werden müßte.

Fig. 812.

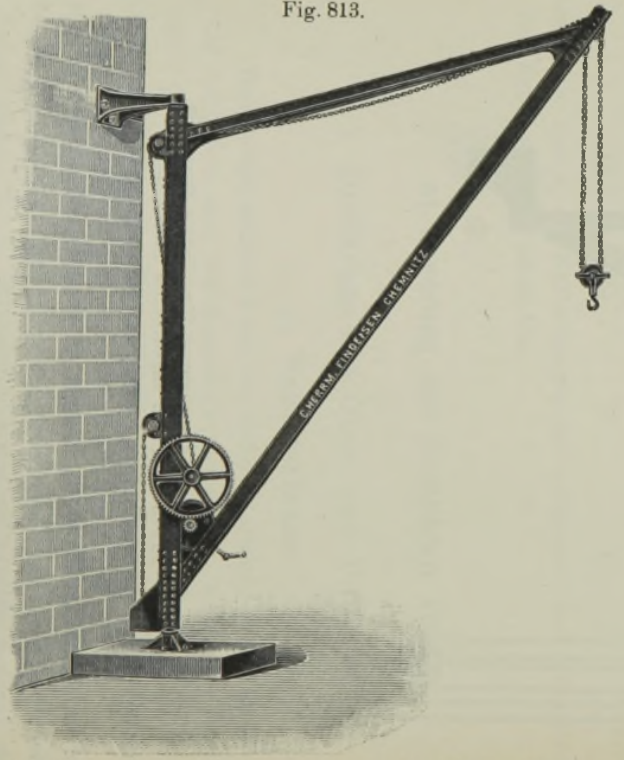


Dreharm mit eingehängtem Flaschenzug für 1500 kg Tragkraft.
Säule aus Vierkanteisen mit angedrehten Endzapfen.
Ausführung der Maschinenfabrik C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

Die zu verwendende Winde kommt an irgend eine passende Stelle zu stehen, wo sie nicht hinderlich ist und kann sowohl von Hand als auch durch Elektromotor betrieben werden.

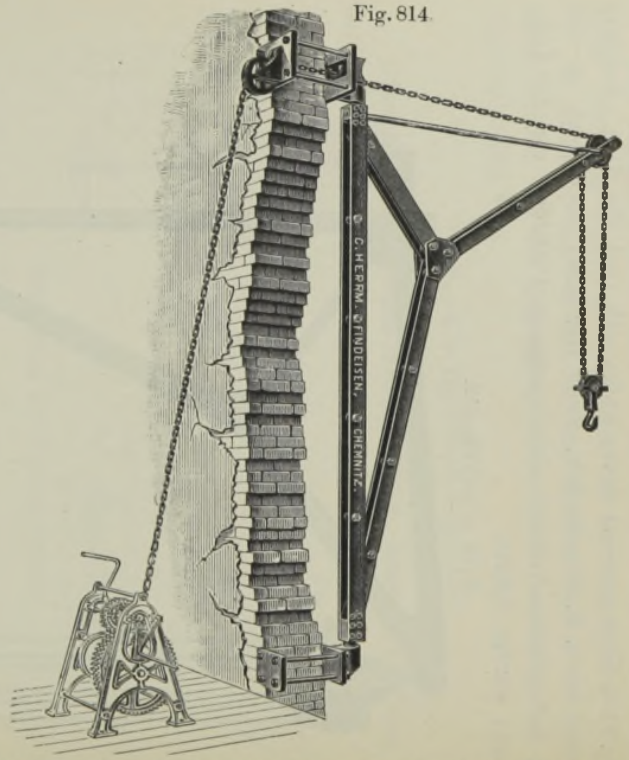
Die Berechnung des Windwerkes bietet nichts Neues.

Fig. 813.



Wanddrehkran für 1000 kg Tragkraft mit loser Rolle, Kettennuß und Kettenkasten.

Fig. 814.



Magazindrehkran in Verbindung mit einer innerhalb des Gebäudes aufgestellten Bockwinde.

Ausführung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

Für die Konstruktion ist gewöhnlich nur die Tragkraft, die Hubhöhe und die Ausladung gegeben, die vom Gewicht, von der Größe der zu hebenden Gegenstände und den örtlichen Verhältnissen abhängig sind.

Bezeichnet

Q die Nutzlast in kg,
G das Eigengewicht des drehbaren Teiles,
S den Ketten- oder Seilzug,
H die horizontalen Zapfendrücke,
V den vertikalen Spurzapfendruck,
h die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager,
a die Ausladung,
h_0 die Höhe der Auslegerrolle über Fußboden (Rollenhöhe),

so ist gewöhnlich $h = a$, sofern h nicht durch die Örtlichkeit bedingt ist.

Das für die Berechnung eines neuen Kranes schätzungsweise anzunehmende Eigengewicht beträgt annähernd für Wanddrehkrane:

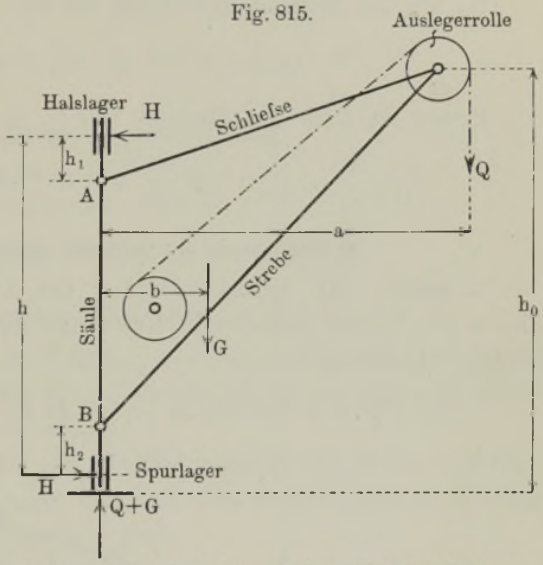
ohne lose Rolle 0,8 Q bis Q,
mit loser Rolle 0,6 Q bis 0,8 Q,

ferner der Schwerpunktsabstand des drehbaren Teiles von der Säule

$$b = \frac{a}{4} \text{ bis } \frac{a}{5},$$

je nach der Lage der Lastwinde.

Fig. 815.



Schematische Darstellung eines Wanddrehkranes.

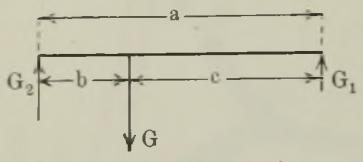
Die Rollenhöhe h_0 muß nach der gegebenen Hubhöhe festgestellt werden. Nach der Berechnung ist G und b zu kontrollieren, worauf die Rechnung eventuell nochmals durchzuführen ist.

Berechnung des Krangerüstes.

Grundsatz für die Berechnung aller Krangerüste: Entlastende Spannungen durch Seil- bzw. Kettenzug sind im allgemeinen zu vernachlässigen, da beim Festklemmen der Kette (also bei schlaffer Kette) die günstige Entlastung nicht mehr vorhanden ist.

Die Verteilung des im Schwerpunkte wirkenden Eigengewichtes G, welche insbesondere für die graphische Ermittelung der Stabkräfte zunächst erforderlich ist, hat schätzungsweise auf alle Knotenpunkte zu erfolgen. Bei dem vorliegenden einfachen Krangerüst wollen wir uns die rohe Annahme gestatten, daß sich das Eigengewicht G auf den Auslegerkopf mit G_1 und auf die Kransäule mit G_2, im Knotenpunkt B angreifend, verteilt.

Fig. 816.



Verteilung des Eigengewichtes.

G_1 ermittelt sich aus der Momentengleichung um G_2:

$$G.b - G_1 a = 0; \quad G_1 = G\frac{b}{a}.$$

G_2 aus der Momentengleichung um G_1:

$$G_2 a - Gc = 0; \quad G_2 = G\frac{c}{a}.$$

Ferner ist auch das Moment von G_1 in bezug auf Drehpunkt A

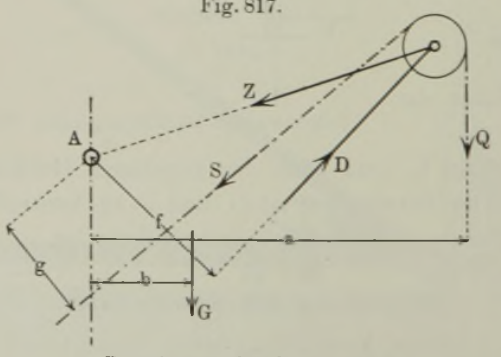
$$G_1.a = \frac{G.b}{a}.a = G.b.$$

a) Bestimmung der Stabkräfte durch Rechnung.

1. Strebe. Mit Berücksichtigung des Kettenzuges ermittelt sich die in die Strebe entfallende Kraft aus der um A angeschriebenen Momentengleichung

$$-Df + Q.a + G.b + S.g = 0, \quad \boldsymbol{D = \frac{Q.a + G.b + S.g}{f}}.$$

Fig. 817.



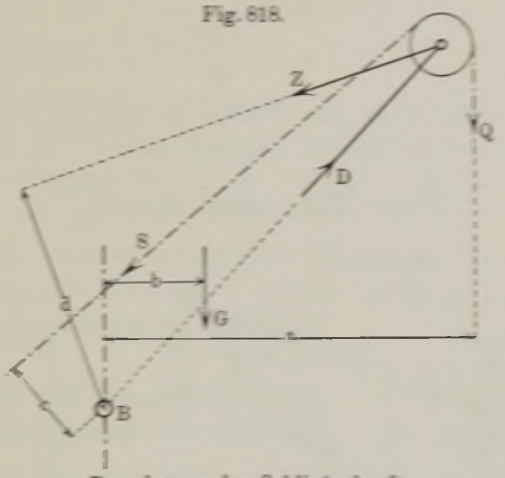
Berechnung der Strebenkraft.

Hier ist S zu berücksichtigen, weil dadurch D vergrößert wird. D ist Druckkraft, weil das Moment $D.f$ negativ ist.

2. Schließe. Die Schließenkraft Z ermittelt sich nach Fig. 818 aus der um den Punkt B angeschriebenen Momentengleichung

$$-Zd + Q.a + G.b - S.c = 0.$$

Fig. 818.



Berechnung der Schließenkraft.

Hier ist $-S.c$ zu vernachlässigen, also $Z = \frac{Q.a + G.b}{d}$.

Z ist Zugkraft, weil das Moment $Z.d$ negativ ist.

3. Kransäule. An der Kransäule wirken (Fig. 819):

1. Im Hals- und im Fußlager die Horizontalkräfte H, welche in bezug auf die Knotenpunkte II und III die größten Momente $H.h_1$ bzw. $H.h_2$ äußern;
2. zwischen II und III die Vertikalkraft V_1, $V_1 = Z.\sin\alpha_1$[1]);
3. in III die gesamten Vertikalkräfte, welche gleich der Nutzlast und dem Eigengewicht sind.

Der horizontale Zapfendruck, welcher im oberen und unteren Lager gleich groß ist, bestimmt sich aus der Momentengleichung für das untere Lager als Drehpunkt

$$Q.a + G.b = H.h,$$

woraus

$$H = \frac{Q.a + G.b}{h}.$$

Der vertikale Druck im unteren Teile der Säule unterhalb III ist

$$V = Q + G.$$

[1]) Winkel α_1 ist in Fig. 829 (S. 503) angegeben.

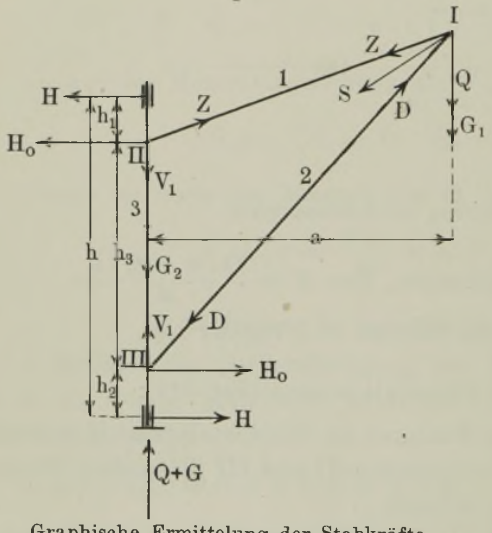
b) Bestimmung der Stabkräfte durch Zeichnung.

Behandeln wir Nutzlast und Eigengewicht gemeinsam in einem Kräfteplan, den Seilzug in einem zweiten Kräfteplan, so finden wir nach Verteilung des Eigengewichtes auf *I* und *III* im Knoten *I* durch Zerlegung von $Q + G_1$ die Zugkraft Z $(= 1)$ und die Druckkraft D $(= 2)$.

Vor der Behandlung der Knoten *II* und *III* müssen die Halslagerdrücke H auf die Knoten reduziert werden. Es ist

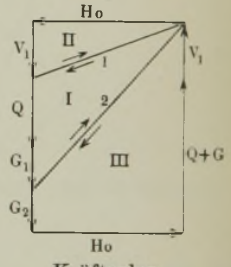
$$H.h = H_0 h_3, \quad \text{also} \quad H_0 = \frac{H.h}{h_2}.$$

Fig. 819.



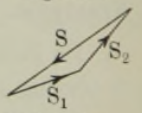
Graphische Ermittelung der Stabkräfte.

Fig. 820.



Kräfteplan für Last- und Eigengewicht.

Fig. 821.



Kräfteplan für den Seilzug.

Im Knoten *II* greifen an Z, H_0 und V_1. Wir finden also H_0 auch durch Zeichnung. V_1 wirkt als Zugkraft in der Säule zwischen *II* und *III*.

Im Knoten *III* greifen an D, G_2, V_1, H_0 und $Q + G$. Da diese Kräfte alle bekannt sind, so haben wir in dem Schluß des Kräfteplanes eine Kontrolle für die Richtigkeit.

Wird die Vertikalkomponente der Strebenkraft D mit V_2 bezeichnet, so ist (vgl. Beispiel S. 503):

$$-V_1 + V_2 + G_2 = Q + G.$$

Die **belastenden** Stabkräfte des zweiten Kräfteplanes sind zu den Stabkräften des ersten Kräfteplanes für Nutzlast und Eigengewicht zu addieren.

c) Festigkeitsberechnung der Stäbe.

1. Schließe. Dieselbe ist mit der Kraft Z auf Zug zu berechnen. Es ist bei Vorhandensein von zwei Zugstangen

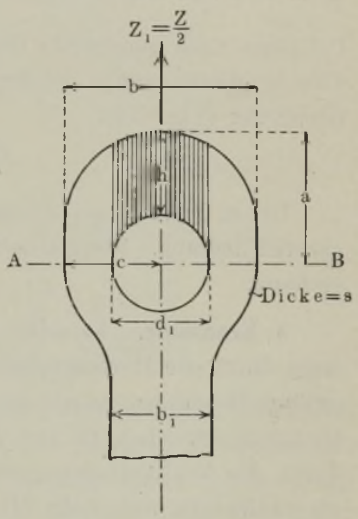
$$Z = 2 f k_Z,$$

wenn f den tragfähigen Querschnitt eines Stabes bedeutet, und k_Z die zulässige Zuganstrengung ist; $k_Z = 600$ kg/qcm, bzw. bei etwas gekröpfter Strebe $k_Z = 500$ kg/qcm.

Für den gefundenen Querschnitt f ist dann unter Berücksichtigung der Nietlöcher ein passendes Flacheisen bzw. Rundeisen zu wählen.

Werden die Schließen gelenkig mit den übrigen Stäben verbunden, so ist den Augen der Zugstangen, welche häufig zu schwach dimensioniert werden, eine besondere Beachtung zu schenken.

Fig. 822.



Zugstangenauge.

Der nur auf Zug beanspruchte Querschnitt AB (Fig. 822) muß der Gleichung

$$Z_1 = (b - d_1)\, s\, .\, k_Z$$

genügen. Wegen ungleicher Verteilung der Zugkraft über den Querschnitt ist k_Z niedriger zu nehmen als in der Schließe selbst $k_Z \sim {}^1/_2 \div {}^2/_3 k_Z$.

Die Höhe h ist aus der Biegungsgleichung

$$M_b = \frac{Z_1 d_1}{8} = \frac{s\, .\, h^2}{6} \cdot k_b$$

zu berechnen. Erfahrungsgemäß ist

$$a = \frac{1}{2} s + \frac{7}{6} d_1; \quad c = \frac{1}{2} s + \frac{5}{6} d_1.$$

2. Strebe. Dieselbe ist mit der Kraft D nach S. 485 auf Zerknicken zu berechnen.

Es ist $J = c P\, .\, l^2$, womit sich mittels der Profiltabellen das entsprechende Profil ergibt.

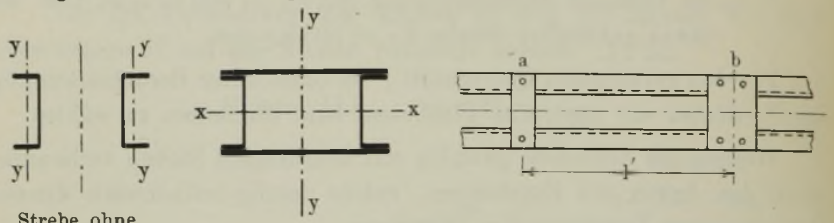
Hierbei sind folgende Fälle zu unterscheiden:

a) Die Säule besteht aus zwei nicht miteinander verstrebten ⊏-Eisen. Ein ⊏-Eisen muß dann $\frac{J}{2}$ für die Y-Achse aufweisen (Fig. 823).

b) Die Strebe besteht aus zwei miteinander verstrebten ⊏-Eisen. Zunächst muß J für beide ⊏-Eisen in bezug auf die X- und Y-Achse dem geforderten J genügen (Fig. 824).

Außerdem müssen die ⊏-Eisen zwischen ihren Querverbindungen gegen Ausknicken gesichert sein. Es muß also das kleinste J eines

Fig. 823. Fig. 824. Fig. 825.



Strebe ohne Querverbindung. Strebe mit Querverbindung. Querverbindung.

⊏-Eisens noch genügende Größe besitzen. Man berechnet zu diesem Zwecke die zulässige Entfernung l' der Querverbindungen nach der Gleichung (Fig. 825):

$$l'_{(m)} = \sqrt{\frac{J}{c.P_{(t)}}}.$$

Die in Fig. 825 gezeichnete Querverbindung schützt nicht genügend gegen Knickung. Nötig sind zwei Nieten nach b oder besser Diagonalverband.

3. Kransäule. Dieselbe wird zunächst zwischen Hals- und Fußlager durch die Horizontalkräfte H auf Biegung beansprucht, wobei die größten Biegungsmomente nach Fig. 819 in *II* und *III* auftreten. Hierzu tritt noch zwischen *II* und *III* eine Zugbeanspruchung, hervorgerufen durch die Vertikalkomponente V_1 der Schließenkraft Z und außerdem im Säulenfuße unterhalb *III* eine Druckbeanspruchung durch Nutzlast und Eigengewicht.

Die Berechnung erfolgt in der Weise, daß man zunächst das entsprechende Profil nur aus der Biegungsgleichung ermittelt.

Für Punkt *II* (Fig. 819) ist $H.h_1 = W.k_b$.

Für Punkt *III* ist $H.h_2 = W.k_b$.

Der größte Wert für $M_b = Hh_1$ oder Hh_2 ist maßgebend.

Hierauf ist die größte aus Biegung und Zug sich ergebende Gesamtanstrengung in *II* bzw. *III* zu kontrollieren nach der Gleichung

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma_Z,$$

$$\sigma_{max\ II} = \frac{Hh_1}{W} + \frac{V_1}{2f} \text{ bzw. } \sigma_{max\ III} = \frac{H.h_2}{W} + \frac{V_1}{2f},$$

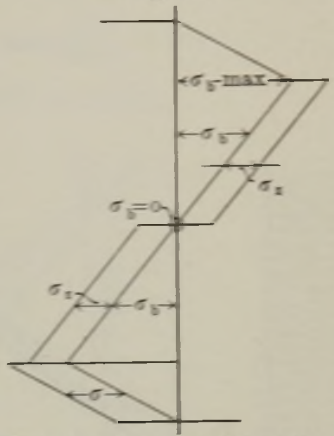
wenn f den Querschnitt eines Säulen-[-Eisens und W das Widerstandsmoment beider Säulen-[-Eisen ist.

Ferner die größte aus Biegung und Druck sich ergebende Gesamtanstrengung im Punkte *III* nach der Gleichung $\sigma_{max\ III} = \sigma_b + \sigma$ oder

$$\sigma_{max\ III} = \frac{H.h_2}{W} + \frac{Q+G}{2f} \leqq k_b.$$

Die einzelnen Stäbe sind unter sich und mit der Kransäule durch Knotenbleche zu verbinden, für deren Dimensionierung und Nietberechnung die auf S. 480 gemachten Angaben maßgebend sind.

Fig. 826.



Beanspruchung der Kransäule.

Kraftbedarf für Schwenken des Kranes.

Dem Drehen des Kranes wirkt die Reibung im Halslager und im Spurlager entgegen. Bezeichnet unter Beibehaltung schon vorher angewandter Bezeichnungen

μ den Zapfenreibungskoeffizienten, r_1 den Halszapfenradius,

r_2 den Spurzapfenradius,

so ist das Gesamtreibungsmoment in bezug auf die Säulenachse

$$M = \underbrace{\mu H . r_1}_{\text{Halszapfen}} + \underbrace{\underbrace{\mu (Q+G) \frac{r_2}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Seitenreibung}}}_{\text{Spurzapfen}}.$$

Hierbei ist das Reibungsmoment für den ebenen vollen Spurzapfen eingesetzt. Ist ein ringförmiger Spurzapfen vorhanden, so ist das entsprechende Moment einzusetzen. Das Schwenken dieser Krane erfolgt meist durch eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette oder durch die Lastkette selbst von Hand.

Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

(Fig. 827 bis 838.)

1. Analytische Ermittelung der Stabkräfte.

Wir wählen

$$G = Q = 2000\,\text{kg}, \quad b = \frac{a}{4} = \frac{3000}{4} = 750\,\text{mm},$$

die Seilspannung $\sim 1100\,\text{kg}$

bei 3 Proz. Verlust in der losen Rolle und 4 Proz. in der Auslegerleitrolle.

Strebenkraft. Momentengleichung um *I.* (Fig. 829.) Mit Berücksichtigung des Seilzuges ist:

$$D = \frac{2000 \,.\, 3 + 2000 \,.\, 0{,}75 + 1100 \,.\, 0{,}75}{1{,}04} = 8000 \text{ kg}.$$

Fig. 827.

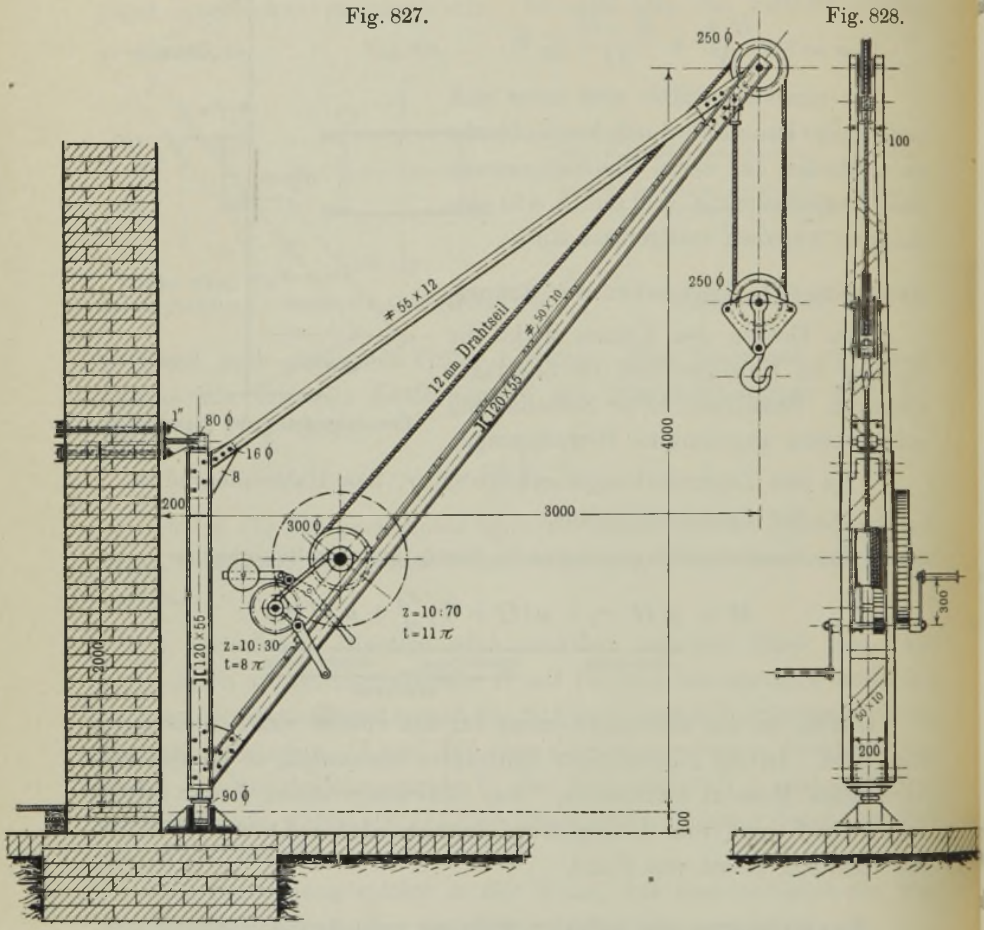


Fig. 828.

Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

Schließenkraft. Momentengleichung um *II* ohne Seilspannung:

$$Z = \frac{2000 \,.\, 3 + 2000 \,.\, 0{,}75}{1{,}37} = 5470 \text{ kg}.$$

Säulenkräfte.

Zapfendrücke: Momentengleichung um das Fußlager

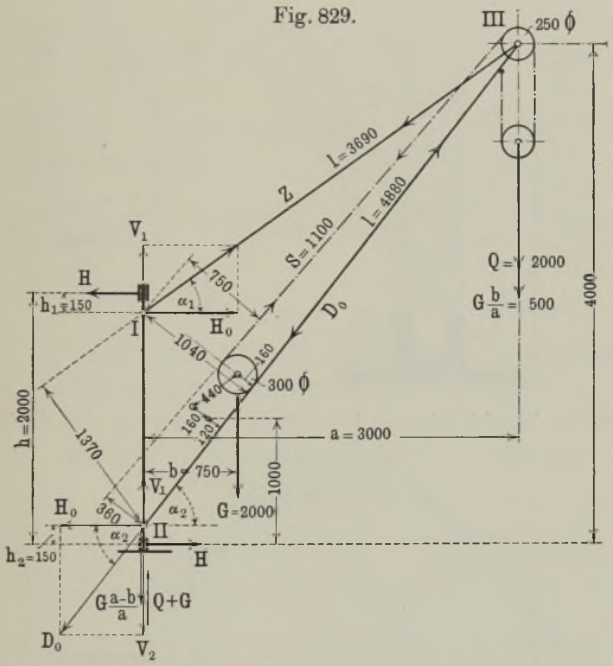
$$H = \frac{2000 \,.\, 3 + 2000 \,.\, 0{,}75}{2} = 3750 \text{ kg}.$$

Horizontalkräfte in I und II: $H_0 = \frac{3750 \cdot 2}{1{,}7} = 4410\,\text{kg}$.

Vertikalkomponente V_1. Z zerlegt sich im Knoten I in V_1 und in H_0. Mit Hilfe des Winkels, welchen die Schließen mit der Horizontalen einschließt, ergibt sich, wenn $\sin \alpha_1 = \frac{2150}{3690} = 0{,}583$,

$$V_1 = 5470 \cdot \sin \alpha_1 = 5470 \cdot 0{,}583 = 3190\,\text{kg}.$$

Fig. 829.



Berechnungsskizze [1]) zum Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast.

Vertikalkomponente V_2. D_0 zerlegt sich im Knoten II in H_0 und V_2.

Strebenkraft ohne Seilzug

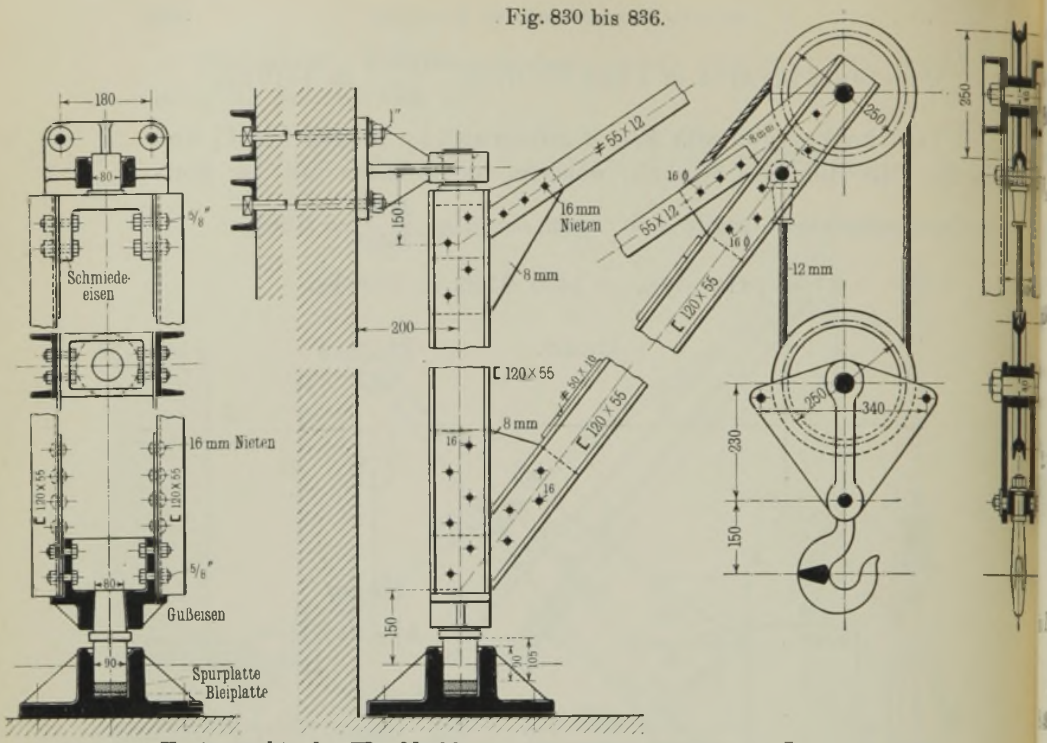
$$D_0 = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0{,}75}{1{,}04} = 7200\,\text{kg}.$$

Der Seilzug kommt hier nicht in Frage, weil derselbe von der Strebe aufgenommen wird.

---

[1]) Das Kräftepaar H_0 ist hier als Reaktion für das Kräftepaar H gedacht, um die Zerlegung mittels Kräfteparallelogramms zu zeigen.

Fig. 830 bis 836.



Knotenpunkte des Wanddrehkranes für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

Fig. 837.

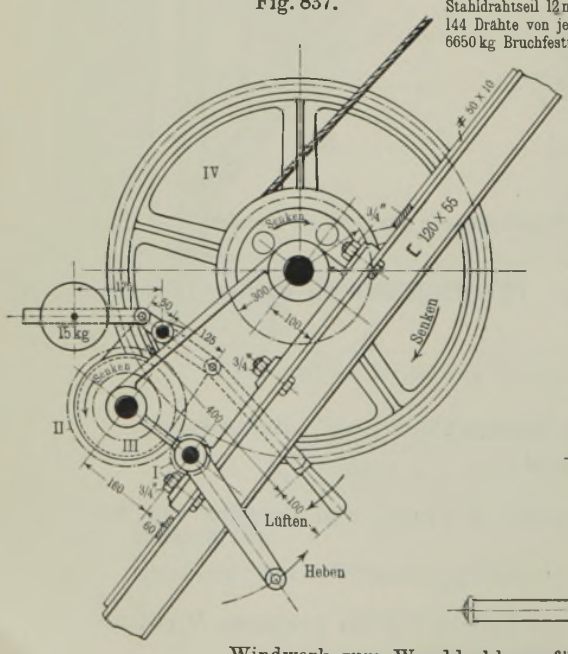
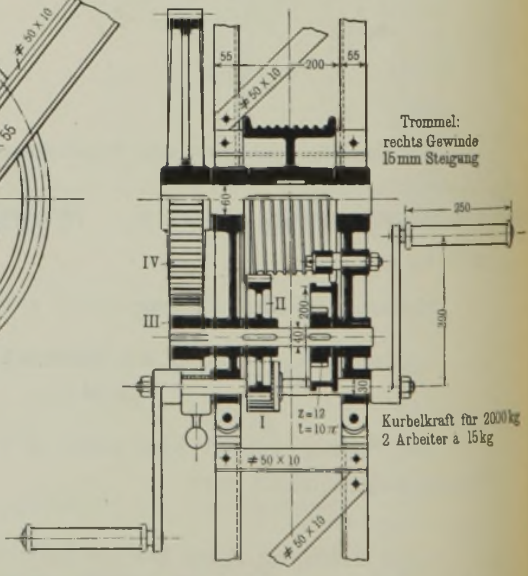


Fig. 838.



Windwerk zum Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast.

Nach Fig. 829 ergibt sich der Winkel, den die Strebe mit der Horizontalen einschließt, aus $\sin \alpha_2 = \frac{3850}{4880}$. Damit wird

$$V_2 = 7200 \cdot \sin \alpha_2 = 7200 \cdot \frac{3850}{4880}$$
$$= 5660 \text{ kg}.$$

Druckbelastung im Säulenfuße:

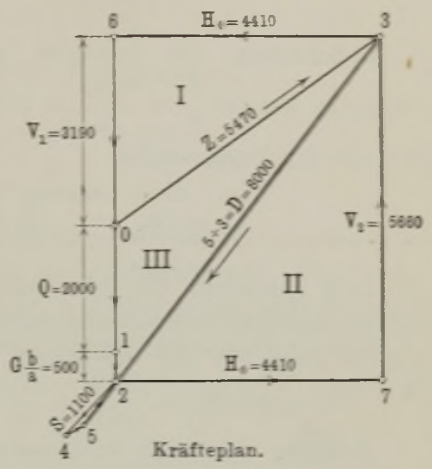
$$V = V_2 - V_1 + G_2$$
$$= Q + G.$$

2. Graphische Ermittelung der Stabkräfte.

In *III* wirkt $G\frac{b}{a} = 500$ kg,

in *II*: $G\frac{a-b}{a} = 1500$ kg.

Fig. 839.



Kräfteplan.

Aus dem Kräfteplan Fig. 839 ergeben sich nach Beschreibung auf S. 498 sämtliche Kräfte.

3. Berechnung der Stabdimensionen.

a) Strebe. Die Strebe soll aus zwei ⊏-Eisen hergestellt werden. Gesamte Strebenkraft = 8000 kg. Es kommt also auf ein ⊏-Eisen $\frac{D}{2} = 4000$ kg, welche das ⊏-Eisen, dessen Länge aus der Zeichnung zu 4880 mm entnommen ist, auf Knickung beanspruchen. Genau genommen ist die Endlage des Seiles auf der Trommel in Rechnung zu ziehen. Es kommt dann ein größerer Anteil des Seilzuges als die Hälfte auf ein ⊏-Eisen.

Bei sechsfacher Sicherheit ergibt sich nach S. 499 mit

$$P = \frac{D}{2} = 4 \text{ t}, \quad l = 4{,}88 \text{ m}, \quad J = 2{,}79 \cdot 4 \cdot 4{,}88^2 = 266 \text{ cm}^4.$$

Da die beiden ⊏-Eisen gegenseitig verstrebt werden können, so kommt das größere Trägheitsmoment in Betracht. Aus der Tabelle entnehmen wir

$$\text{⊏ } NP\,12 \text{ mit } J_x = 364 \text{ cm}^4 \text{ und } J_y = 43{,}2 \text{ cm}^4.$$

Es ist nun noch der Abstand der Querverstrebungen zu berechnen. Nach S. 500 ist

$$l' = \sqrt{\frac{J}{c \,.\, P}} = \sqrt{\frac{43{,}2}{2{,}79 \,.\, 4}} = 1{,}97 \text{ cm},$$

so daß also eine Einteilung in $\frac{l}{l'} = \frac{4{,}88}{1{,}79} \sim 3$ Felder genügen würde.

b) Schließen. Die Schließen bestehen aus Flacheisen. Auf ein Flacheisen kommt $\frac{Z}{2} = \frac{5470}{2} = 2735$ kg. Mit $k_z = 600$ kg/qcm ergibt sich aus der Zuggleichung

$$\frac{Z}{2} = f k_z \qquad f = \frac{2735}{600} = 4{,}56 \text{ qcm}.$$

Dem entspricht ein Querschnitt 40×12. Mit Berücksichtigung der Querschnittsverschwächung durch die Nietlöcher von 16 mm Durchmesser kann mit der Zeichnung übereinstimmend gewählt werden: 55×12.

c) Säule. Die Säule wird aus zwei ⊏-Eisen zusammengesetzt.

Biegungsmoment in I und II für ein ⊏-Eisen:

$$M_b = \frac{H h_1}{2} \text{ bzw. } \frac{H h_2}{2} = \frac{3750 \,.\, 15}{2} = 28\,125 \text{ kgcm};$$

Zugkraft $V_1 = 3190$ kg;

Druckkraft im Säulenfuß $Q + G = 4000$ kg.

Mit $k_b = 600$ kg/qcm wird für ein ⊏-Eisen

$$W = \frac{28\,125}{600} = 46{,}8 \text{ cm}^3.$$

Dem entspricht ein ⊏ NP 12 mit $W = 60{,}7$ cm³.

Die größte im Knotenpunkt I auftretende, aus der Biegung und dem Zuge sich ergebende Gesamtanstrengung ist demnach mit dem vorher für I ermittelten Biegungsmoment $M_b = 28\,125$ kgcm für ein ⊏-Eisen, dem Widerstandsmoment $W = 60{,}7$ cm³, der Zugkraft $V_1 = 3190$ kg und dem Gesamtquerschnitt $F = 2 \,.\, 17 = 34$ qcm:

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma_z = \frac{M_b}{W} + \frac{V_1}{F} = \frac{28\,125}{60{,}7} + \frac{3190}{34} = 558 \text{ kg/qcm}.$$

Im Säulenfuße wird die von der Biegung und dem Druck herrührende Gesamtanstrengung

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{F} = \frac{28\,125}{60{,}7} + \frac{4000}{34} = 582 \text{ kg/qcm}.$$

d) Halszapfen. Derselbe ist nur auf Biegung beansprucht. Bei kurzer Lagerlänge $l = d$ wird der Hebelarm der Biegung etwa $x = d$, also $M_b = 3750 \,.\, d$; mit $k_b = 600$ kg/qcm für Flußeisen wird

$$3750 \,.\, d = \frac{1}{10} d^3 \,.\, 600; \quad \text{also} \quad d = \sqrt{\frac{3750 \,.\, 10}{600}} = 7{,}9 \sim 8 \text{ cm}.$$

Mit $l = 80$ mm wird die spezifische Seitenpressung

$$k = \frac{H}{l \,.\, d} = \frac{3750}{8 \,.\, 8} = 58{,}6 \text{ kg/qcm},$$

ein bei der langsamen Drehung sehr geringer Wert.

e) Spurzapfen. Wählen wir den Durchmesser des Spurzapfens mit Rücksicht auf den außer der Biegung noch hinzutretenden Druck um 10 mm größer als den Halszapfen, also $d = 90$ mm, so wird die vorhandene Gesamtanstrengung bei einem Biegungsmoment $M_b = 3750 \,.\, 9$

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{d^2 \pi / 4} = \frac{3750 \,.\, 9}{0{,}1 \,.\, 9^3} + \frac{4000}{9^2 \pi / 4} = 526 \text{ kg/qcm}.$$

Seitenpressung: $k = \frac{H}{l \,.\, d} = \frac{3750}{9 \,.\, 9} = 46$ kg/qcm,

Pressung in der Spurfläche: $k = \frac{Q + G}{d^2 \pi / 4} = \frac{4000}{9^2 \pi / 4} = 63$ kg/qcm.

f) Nieten. In jedem Schließenflacheisen wirkt eine Kraft von 2735 kg, mit welcher auch die einschnittige Nietverbindung beansprucht wird. Wählen wir Knotenbleche von 8 mm Stärke und den Nietdurchmesser etwa $d = 2 \times$ Blechstärke $= 16$ mm, so erhält man die Anzahl der erforderlichen Nieten mit Rücksicht auf den Gleitwiderstand, welcher bei einschnittigem Niet 600 kg pro qcm beträgt, aus dem erforderlichen Nietquerschnitt

$$f = \frac{2735}{600} = 4{,}56 \text{ qcm}.$$

Da ein Niet von 16 mm Durchmesser 2 qcm Querschnitt hat, so sind $\frac{4{,}56}{2} = 2{,}28 \sim 3$ Nieten erforderlich.

Die Rechnung auf Abscherung würde dasselbe Resultat ergeben, wenn man bei gutem Nietmaterial $k_s = 600$ kg/qcm wählt.

Für die Strebe ergibt sich bei der halben Strebenkraft von 4000 kg

der erforderliche Nietquerschnitt $f = \frac{4000}{600} = 6{,}6$ qcm,

und mit 16 mm Nieten die Nietzahl $\frac{6{,}6}{2} = 3{,}3 \sim 4$ Nieten.

Die Nietteilung kann zu $t = 5\,d = 80$ mm angenommen werden.

g) Bolzen der Auslegerrolle. Bei 2000 kg Last, 80 kg Flaschengewicht und 4 Proz. bzw. 3 Proz. Kraftverlust in den Rollen wird der Seilzug etwa 1100 kg und die als Bolzenbelastung sich ergebende Resultierende $R = 2100$ kg. Diese Resultierende geht während des Bewegungszustandes nicht durch die Bolzenmitte; sie ergibt vielmehr mit ihrem allerdings geringen senkrechten Abstand von der Bolzenmitte ein Moment, welches gleich dem Zapfenreibungsmoment ist.

Fig. 840.

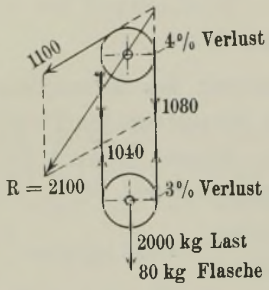
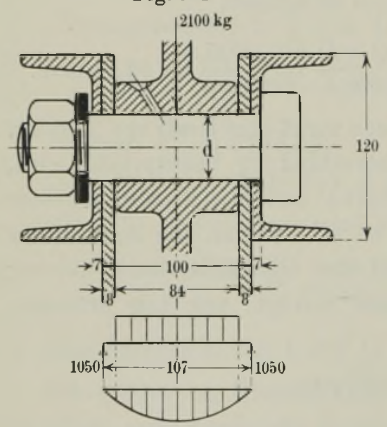
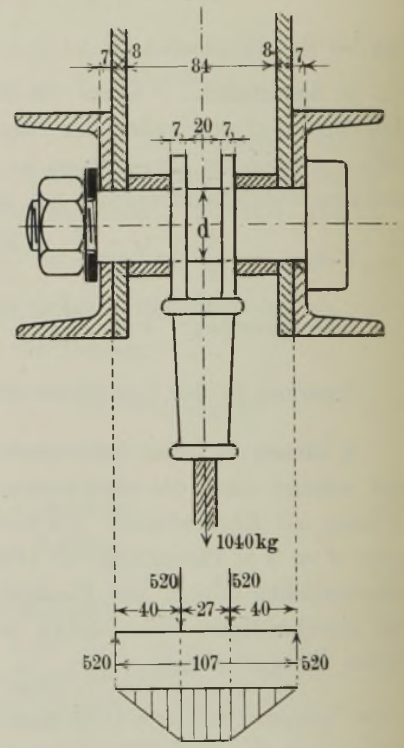


Fig. 841.



Bolzen der Auslegerrolle.

Fig. 842.



Aufhängebolzen des Seiles.

Dieses Moment, welches den Bolzen in geringem Maße auf Torsion beanspruchen würde und die Beschleunigungskraft, die den Seilzug etwas erhöhen würde, sind für die praktische Rechnung unbedeutend und deshalb zu vernachlässigen.

Es ist, von Mitte bis Mitte Auflager gerechnet:

$$\frac{Rl}{8} = \frac{1}{10} d^3 k_b; \quad \frac{2100 \,.\, 10{,}7}{8} = \frac{1}{10} d^3 \,.\, 600,$$

also $d = 3{,}6$ cm, ausgeführt mit 45 mm.

Aufhängebolzen des Seiles (vgl. nebenstehende Fig. 842)

$$520 \,.\, 4 = \frac{1}{10} d^3 600,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{520 \,.\, 4 \,.\, 10}{600}} = 3{,}26 \text{ cm, ausgeführt mit } 40 \text{ mm}.$$

Spezifische Pressung im Seilösenauge

$$P = kld, \quad k = \frac{520}{0{,}7 \,.\, 4} = 186 \text{ kg/qcm, also sehr gering.}$$

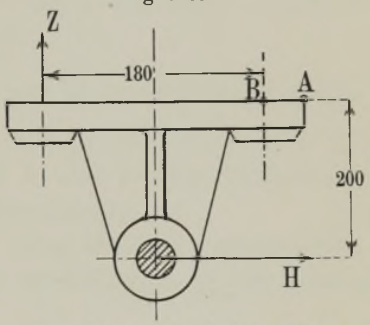
h) Halslagerbock. Steht der Ausleger im rechten Winkel zur Mauerfläche, so wird der Gußeisenquerschnitt des Bockes mit dem berechneten Zapfendruck von 3750 kg auf Zug beansprucht. Ist der Ausleger an die Mauer geschwenkt, dann tritt statt des Zuges Biegung auf, und die Beanspruchung ist mit dem Biegungsmoment $M_b = 3750 \,.\, 20$ zu kontrollieren (Fig. 843).

i) Halslagerschrauben. Die vier Befestigungsschrauben des Lagerbockes sind in der ausgeschwenkten Kranstellung mit 3750 kg und in der eingeschwenkten Kranstellung mit

$$\frac{3750 \,.\, 20}{18} = 4166 \text{ kg}$$

auf Zug beansprucht.

Fig. 843.



Berechnung der Ankerkräfte.

Auf eine Schraube entfällt demnach im ersten Falle $\frac{3750}{4} = 937$ kg.

Im letzten Falle muß die Kraft von 4166 kg von zwei Schrauben aufgenommen werden. Es ist demnach der Kerndurchmesser des Gewindes aus der Gleichung $4166/2 = \pi d_i^2/4 \,.\, 600$ zu berechnen. Gewählt sind Schrauben mit 1″ äußerem Gewindedurchmesser.

k) Schwenkkraft am Auslegerkopf. Soll das Schwenken des Kranes durch das Tragseil an der Auslegerspitze erfolgen, und erfolgt der Zug unter einem Winkel von 45°, so ist nach S. 501

$$M = 0{,}1 \,.\, 3750 \,.\, 4 + 0{,}1 \frac{4000 \,.\, 4{,}5}{2} + 0{,}1 \,.\, 3750 \,.\, 4{,}5 = 4087 \text{ kgcm},$$

und der schräge Zug $Y_1 = \frac{M}{a \,.\, \cos 45^0} = \frac{4087}{300 \,.\, 0{,}7} = 19{,}4$ kg.

Es ist somit eine besondere Schwenkvorrichtung nicht erforderlich.

l) Die Berechnung der Winde hat nach den im Abschnitt Winden gemachten Angaben zu erfolgen.

Fig. 844.

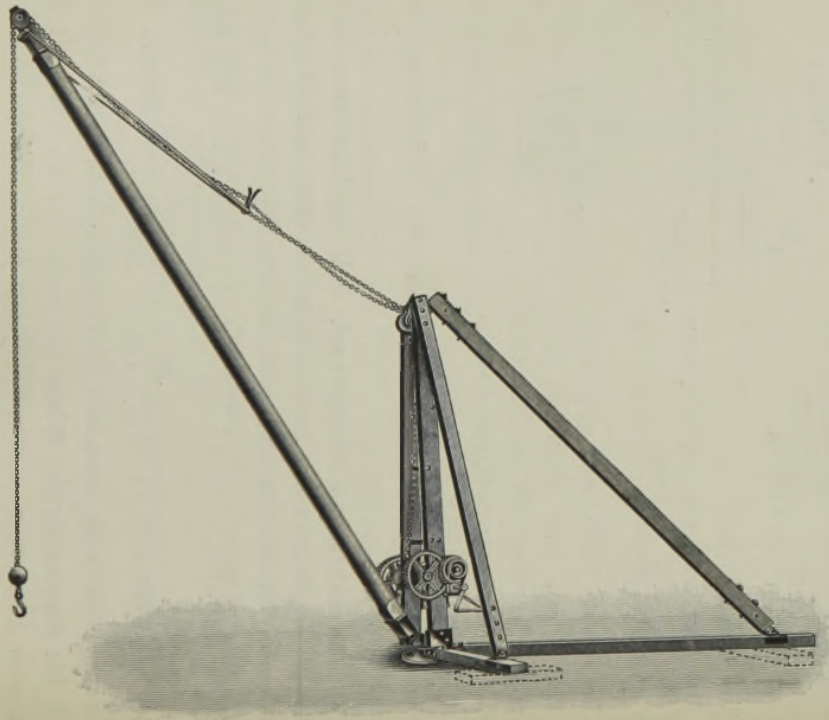
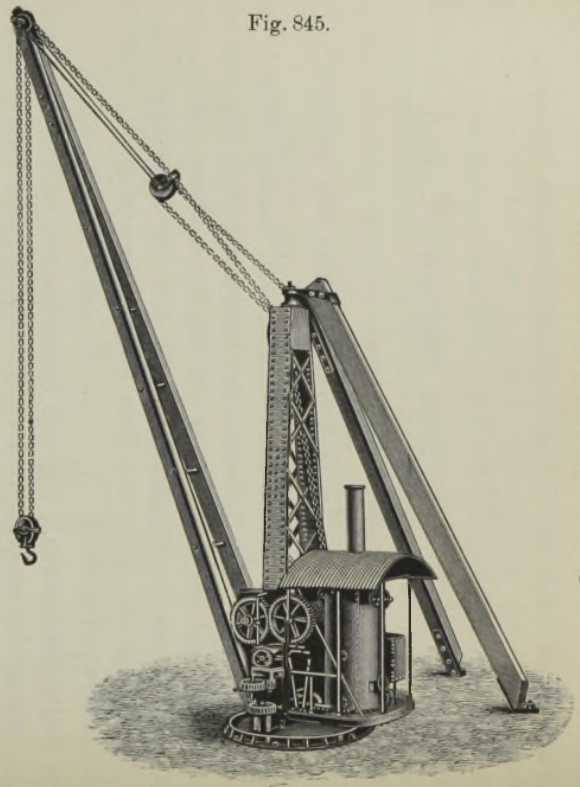


Fig. 845.



Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst (Derrickkrane).

β) Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst.

Steht keine genügend kräftige Mauer zur Befestigung des Halslagers zur Verfügung, dann muß ein besonderes Stützgerüst nach Fig. 844 und 845 verwendet werden.

Diese unter dem Namen Derrickkrane bekannten Drehkrane, die außer der Drehung des Auslegers meist noch eine Veränderung der Auslegerneigung gestatten, finden in den verschiedensten Größenverhältnissen auf Schiffswerften und Hafenplätzen, ferner auf Bauplätzen, Fabrikhöfen und in Steinbrüchen Verwendung.

Bei kleinen Tragkräften werden Ausleger, Säule, Streben und Grundschwellen aus Holz hergestellt. Die beiden Schenkel der Kransäule sind oben und unten durch gußeiserne Zwischenstücke miteinander verbunden, deren Zapfen an den oberen Enden der Rückenstreben bzw. auf der Vereinigung der Grundschwellen gelagert sind. Die Grundschwellen bilden einen Winkel von 90°, weshalb die Drehung des Auslegers auf höchstens 270° beschränkt ist.

Die Veränderung der Ausladung ist auf S. 562 näher behandelt Dort befinden sich auch weitere Beispiele.

γ) Vor- und Nachteile der Drehkrane mit Ober- und Unterzapfen.

Die Vorteile dieser Krane unter α) und β) bestehen in dem geringen Eigengewicht des Auslegers und in der leichten Drehbarkeit desselben. Außerdem genügen leichte Fundamente.

Die Nachteile bestehen in der auf einen Halbkreis beschränkten Drehbarkeit des Auslegers und bei den Derrickkranen in der großen Platzbeanspruchung für die Aufstellung.

2. Drehkrane mit drehbarer Säule.

Bei den Drehkranen mit Ober- und Unterzapfen lag das Stützgerüst (Wand oder Dreibein) neben dem Ausleger. Bei Drehkranen mit drehbarer Säule hingegen ist das Stützgerüst unterhalb des Auslegers angebracht, so daß dadurch eine Schwenkweg von 360° möglich wird. Kleine Ausführungen erhalten bis zu einem Kranmoment von etwa 20 mt volle Stahlsäule, größere hingegen Fachwerksäule, um zu große Säulendurchmesser zu vermeiden.

Die unter α) und β) beschriebenen Krane, bei denen das Stützgerüst aus einem gemauerten Schacht besteht, werden jetzt nicht mehr ausgeführt. Sie sind durch die zweckmäßigere Konstruktion unter γ) ersetzt, weil das tiefe Fundament zu kostspielig wird.

Fig. 847.
Muffe für die Schliefsen

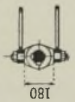


Fig. 848.
Muffe für das Schwenkwerk

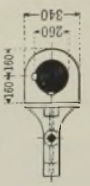


Fig. 849.
Muffe für die Streben

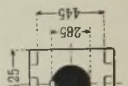
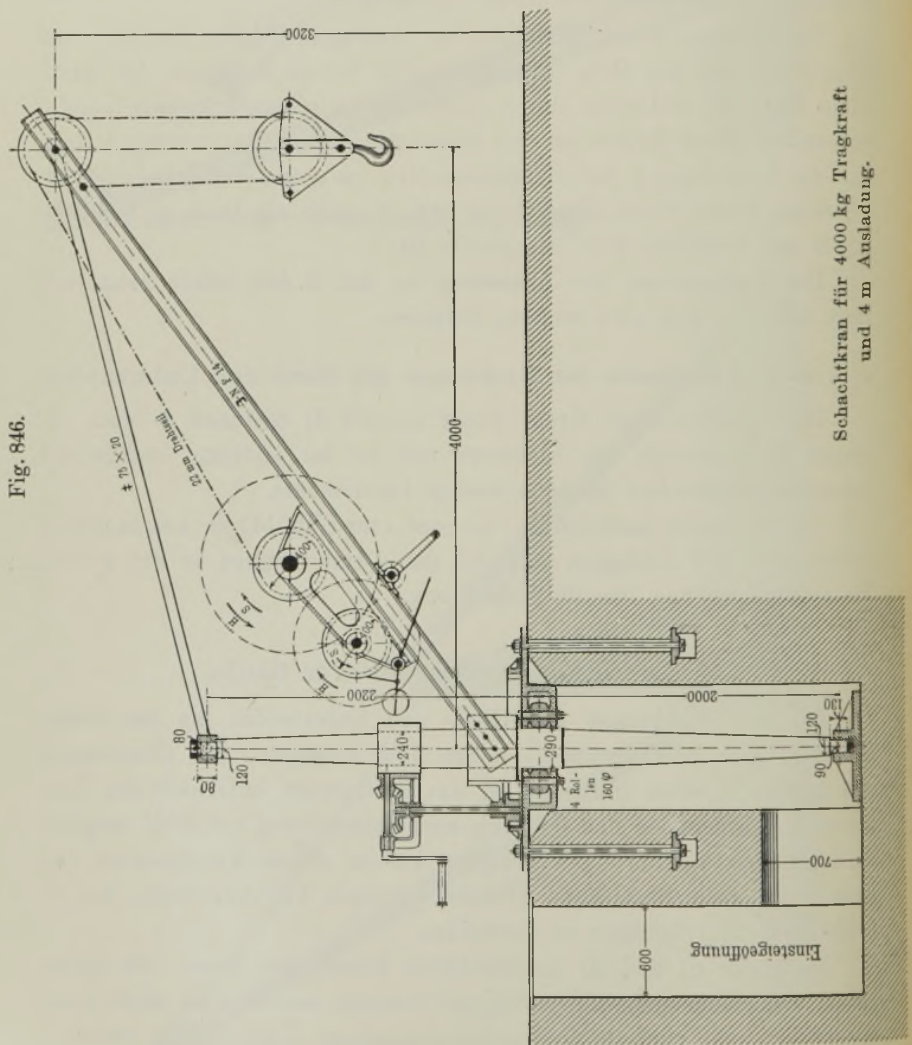


Fig. 846.



Schachtkran für 4000 kg Tragkraft und 4 m Ausladung.

α) Gewöhnliche Schachtkrane.

Die volle Stahlsäule ist mit ihrem unteren Teile in das Fundament eingelassen und wird in der Mitte durch ein Hals- oder Rollenlager, im Fuße durch ein Spurlager abgestützt.

Der Kran in Fig. 846 besitzt keine Seitenschilde, so daß das Triebwerk auf den Streben gelagert werden muß. Der Anschluß der beiden ⊏-Eisenstreben und der Zugstangen erfolgt durch Naben, welche die Säule umschließen. Die Tragkraft beträgt 4000 kg.

Berechnung der Säule.

Schätzen wir das Eigengewicht des überhängenden Teiles zu $0{,}6\ Q = 2400$ kg im Abstande $= 1$ m von der Kransäule, so erhalten wir mit der um das Fußlager angeschriebenen Momentengleichung die im Rollenlager wirkende Horizontalkraft

$$H = \frac{4000 \,.\, 4 + 2400 \,.\, 1}{2} = 9200 \text{ kg}.$$

Im Fußlager wirkt eine gleich große Horizontalkraft H, so daß dieses Kräftepaar den Momenten der Nutzlast und des Eigengewichtes das Gleichgewicht hält.

Die etwa 4,2 m lange massive Stahlsäule wird durch Nutzlast und Eigengewicht auf Biegung und durch das Eigengewicht des drehbaren Teiles und durch die Nutzlast auf Druck beansprucht.

Biegungsmoment im gefährlichen Querschnitt (Rollenlagermitte bis zur Muffe für die Streben)

$$M_b = 4000 \,.\, 400 + 2400 \,.\, 100 = 1\,840\,000 \text{ kgcm}$$

und die gesamte Vertikalkraft bei 3600 kg Gesamteigengewicht

$$V = 3600 + 4000 = 7600 \text{ kg}.$$

Aus $M_b = 0{,}1\, d^3 \,.\, k_b$ ergibt sich mit $k_b = 750$ kg/qcm der Säulendurchmesser zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{1\,840\,000 \,.\, 0{,}1}{0{,}1 \,.\, 750}} \sim 29 \text{ cm}.$$

Hierzu tritt noch die über den ganzen Querschnitt sich gleichmäßig verteilende Druckanstrengung

$$k = \frac{7600}{\frac{29^2 \,.\, \pi}{4}} \sim 12 \text{ kg/qcm},$$

so daß die Gesamtanstrengung etwa 762 kg/qcm beträgt.

Der Spurzapfen kann aus der auf S. 536 aufgestellten Gleichung ermittelt werden. Mit $H = 9200$ kg, $V = 7600$ kg, $k_{max} = 1000$ kg/qcm und dem Hebelarm der Biegung $= d$ wird

$$d = \sqrt{\frac{8\,H + V}{k_{max}}} = \sqrt{\frac{8 \,.\, 9200 + 7600}{1000}} = 9 \text{ cm}.$$

Der Zapfen ist mit 90 mm Durchmesser ausgeführt, so daß in der Spurfläche nur eine spezifische Pressung

$$k = \frac{7500}{63{,}6} \sim 120 \text{ kg/qcm}$$

vorhanden ist. Die Säule ist nach unten bis auf 120 mm Durchmesser verjüngt.

Für den oberen Zapfen ist die Schließenkraft in eine Horizontalkomponente H_1 und in eine Vertikalkomponente V_1 zu zerlegen.

Durch $H_1 \sim 9700$ kg wird der Zapfen auf Biegung und durch $V_1 \sim 2300$ kg auf Zug beansprucht. Denken wir uns H_1 in der Entfernung $l = d/2$ angreifend, so wird mit $k_b = 750$ kg/qcm

$$d = \sqrt[3]{\frac{H_1 \cdot 10}{2 \cdot k_b}} = \sqrt[3]{\frac{9700 \cdot 10}{2 \cdot 750}} = 8 \text{ cm}.$$

Zur Biegungsanstrengung kommt noch die Zuganstrengung

$$\sigma_z = \frac{2300}{50{,}2} \sim 46 \text{ kg/qcm}.$$

Die Säule ist nach oben ebenfalls bis auf 120 mm Durchmesser verjüngt.

β) Fairbairnkrane.

Fairbairnkrane sind Schachtkrane, deren Säule und Ausleger zu einem gekrümmten Blechträger vereinigt sind, welcher bei genügend wagerechter Richtung eine besonders günstige Ausnutzung der Hubhöhe für umfangreiche Lasten bietet.

Das Halslager ist hier als großes Rollenlager ausgebildet und besteht aus einer Trommel, dem Rollenkranz und dem Laufkranze. Die gußeiserne Trommel schließt sich mittels Blechplatten und Winkeln an die Säule an und stützt sich mittels des Rollenkranzes gegen den mit der Schachtauskleidung verbundenen Laufkranz.

Der Rollenkranz enthält die Wälzungsrollen und die Tragrollen, von denen erstere den ganzen Horizontaldruck aufzunehmen haben, während letztere nur das Gewicht des Rollenkranzes tragen.

Bei größeren Kranen stellt man den Ausleger auch als Gitterwerk her, um dem Winddruck eine geringere Angriffsfläche zu bieten.

Obwohl Fairbairnkrane in dieser Form nicht mehr gebaut werden, so soll doch nachstehend die Berechnung des Auslegers gezeigt werden, weil derselbe in ähnlicher Form bei anderen Krantypen Verwendung findet.

Konstruktion des Blechträgers.

Der Blechträger hat einen kastenförmigen Querschnitt und besteht aus den Seitenblechen, den Gurtungswinkeleisen und den Gurtungsblechen oder Lamellen.

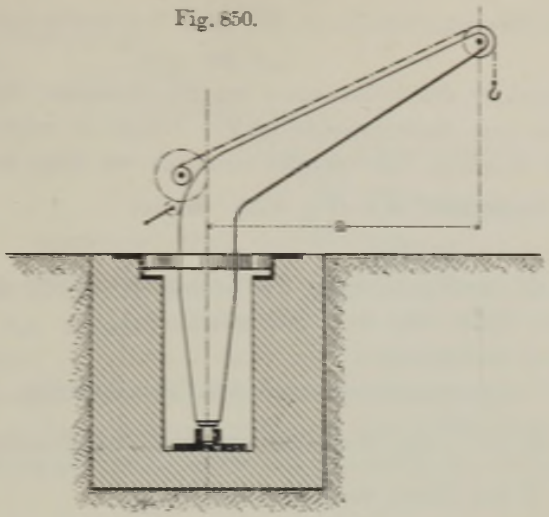
Der Träger ist zunächst nach Gefühl aufzuzeichnen, wobei folgende Anhaltswerte benutzt werden können.

Durch die gegebene Ausladung und Hubhöhe erhält man die Lage der Auslegerrolle über dem Fußboden. Die Entfernung von Mitte Rollenlager bis Mitte Fußlager kann genommen werden

$$h \sim 0{,}5\, a,$$

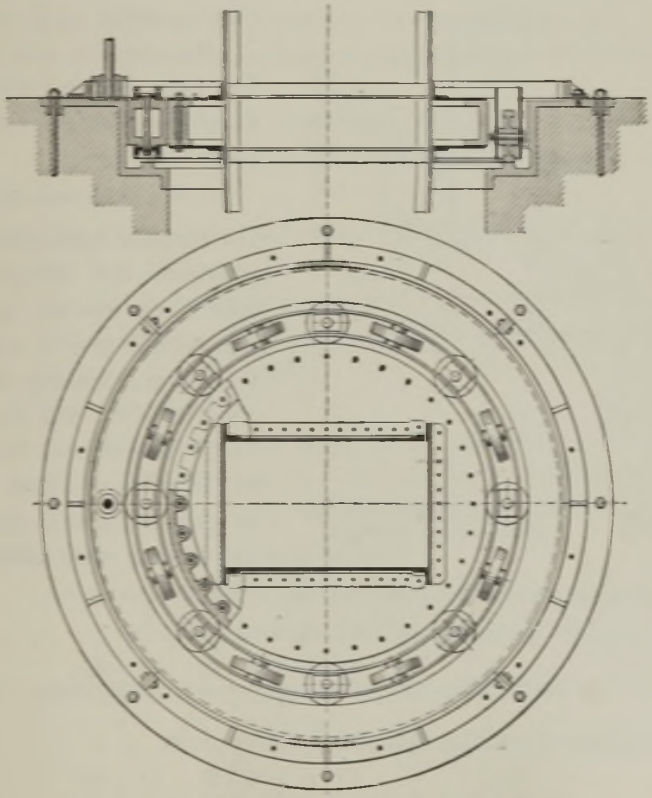
wenn a wieder die Ausladung bedeutet.

Fig. 850.



Schema des Fairbairnkranes.

Fig. 851 u. 852.



Rollenlager für einen Fairbairnkran.

Die Querschnittshöhe in der Mitte des Rollenlagers ist gewöhnlich

$$^1/_6\, a \text{ bis } ^1/_5\, a.$$

Unterhalb des Rollenlagers bis zum Fußlager und von der Krümmung bis zum Auslegerkopfe ist der Träger zu verjüngen.

Die einzelnen Querschnitte sind nun wie folgt beansprucht:

a) Querschnitt $\overline{AA}$ (Fig. 853). Es sei

Q die Nutzlast,

G das Eigengewicht des Auslegers und der daran befindlichen Teile über dem Querschnitt AA,

a Ausladung,

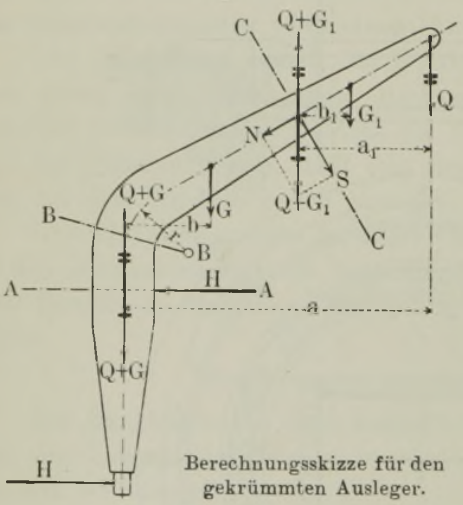
b Schwerpunktsabstand des Eigengewichtes,

$W = \frac{J}{e}$ das Widerstandsmoment des Querschnittes,

F der Inhalt des Querschnittes.

Bringt man im Schwerpunkte des Querschnittes zwei gleich große, aber entgegengesetzt gerichtete Kräfte $Q + G$ an, so wird dadurch das Gleichgewicht nicht gestört.

Fig. 853.



Berechnungsskizze für den gekrümmten Ausleger.

Man ersieht nun aus der Fig. 853, daß der Querschnitt durch das Moment des Kräftepaares

$$M_b = Q \,.\, a + G \,.\, b$$

auf Biegung beansprucht wird, während die übrigbleibende und nach abwärts gerichtete Einzelkraft $Q + G$ den Querschnitt gleichmäßig auf Druck beansprucht. Auf der linken Seite subtrahieren sich somit die Druckspannungen von den Biegungszugspannungen, auf der rechten Seite addieren sich die Biegungsdruckspannungen und die Druckspannungen.

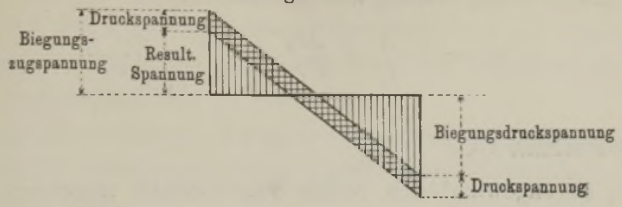
Die größte Spannung auf der inneren Seite ist

$$\sigma_i = \sigma_b + \sigma = \frac{Q \,.\, a + G \,.\, b}{W} + \frac{Q + G}{F}.$$

Die größte Spannung auf der äußeren Seite

$$\sigma_a = \sigma_b - \sigma = \frac{Q \,.\, a + G \,.\, b}{W} - \frac{Q + G}{F}.$$

Fig. 854.



Spannungsverteilung im Säulenschaft.

b) Querschnitt $\overline{BB}$. Im Querschnitt dicht über dem Beginn der Krümmung ist das Biegungsmoment M_b und die Normalspannung $N \sim Q + G$ nahezu so groß wie im Querschnitt AA. Da jedoch die Anstrengungen in gekrümmten Balken wesentlich ungünstiger ausfallen als in geraden, so hat die Berechnung der Querschnittsabmessungen nach der für gekrümmte Stäbe geltenden Gleichung zu erfolgen.

Bezeichnet

M_b das äußere Biegungsmoment, bezogen auf die Schwerachse, positiv, wenn es den Krümmungshalbmesser zu verkleinern, negativ, wenn es denselben zu vergrößern sucht,

r den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser,

e den Abstand einer beliebigen Faser von der Neutralachse,

e_a den Abstand der äußersten Faserschicht auf der Außenseite der Krümmung,

e_i den Abstand der äußersten Faserschicht auf der Innenseite der Krümmung,

N die im Schwerpunkte senkrecht zum Querschnitt wirkende Normalkraft, negativ, wenn dieselbe als Druck, positiv, wenn dieselbe als Zug wirkt,

F den Querschnitt,

σ die Normalspannung einer beliebigen Faser,

σ_i die Normalspannung an der Innenseite der Krümmung,

σ_a die Normalspannung an der Außenseite der Krümmung,

so gilt allgemein die Näherungsgleichung

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{F.r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e}{1 + \frac{e}{r}}.$$

Die größte Druckspannung auf der Innenseite ist

$$\sigma_i = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F.r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}},$$

und die größte Zugspannung auf der Außenseite

$$\sigma_a = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F.r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1+\frac{e_a}{r}}.$$

c) Querschnitt $\overline{CC}$.

G_1 Eigengewicht des rechts vom Schnitt liegenden Auslegerstückes,

b_1 Schwerpunktsabstand desselben von der Neutralachse des Querschnittes,

a_1 Abstand der Last Q von der Querschnittsachse.

Nach Anbringung der Kräfte $Q + G_1$ in dem Schwerpunkte des Querschnittes, gleich und entgegengesetzt gerichtet, erkennt man wieder die Biegung erzeugenden Kräftepaare $Q.a_1 + G_1 b_1$ und die Einzelkraft $Q + G_1$, welche abwärts gerichtet ist.

Dieselbe zerlegt sich in zwei Komponenten, in die Normalkraft N senkrecht zum Querschnitt und in die Schubkraft S parallel zum Querschnitt.

Durch das Moment $Q.a_1 + G_1 b_1$ entsteht in den äußersten Fasern eine Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{Qa_1 + G_1 b_1}{W},$$

welche an der äußeren Seite als Zug, an der inneren Seite als Druck auftritt.

Die über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilte Druckspannung ist

$$\sigma = \frac{N}{F} \text{ und die Schubspannung } \sigma_s = \frac{S}{F}.$$

Die resultierende Spannung ist demnach

$$\sigma_{max} = 0{,}35\,(\sigma_b + \sigma) + 0{,}65\,\sqrt{(\sigma_b + \sigma)^2 + 4\,\alpha_0^2\,\sigma_s^2},$$

wenn

$$\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k}.$$

Bei Blechträgern kann $\alpha_0 = 1$ gesetzt werden.

Das senkrechte Säulenstück zwischen Rollenlager und Spurlager ist durch die Horizontalkraft auf Biegung und Schub und durch die über den Querschnitten befindlichen Gewichte auf Druck beansprucht. Im senkrechten Säulenschafte unterhalb des Rollenlagers treten also Schubkräfte auf, während der über dem Rollenlager befindliche senkrechte Teil frei von Schubspannungen ist.

Nachdem man die Ausleger nach Gefühl entworfen hat und die Dimensionen der Profilwinkeleisen, der Steg- und die Gurtungsbleche schätzungsweise festgelegt sind, hat man die einzelnen Querschnitte auf ihre Anstrengung hin zu kontrollieren.

Die größte zulässige Materialanstrengung ist abhängig von der Ausladung, der Antriebsart, ferner davon, ob Durchbiegungen möglichst zu vermeiden sind.

Mit Rücksicht hierauf ist zu wählen $k_b \leqq 600$ bis 750 kg/qcm.

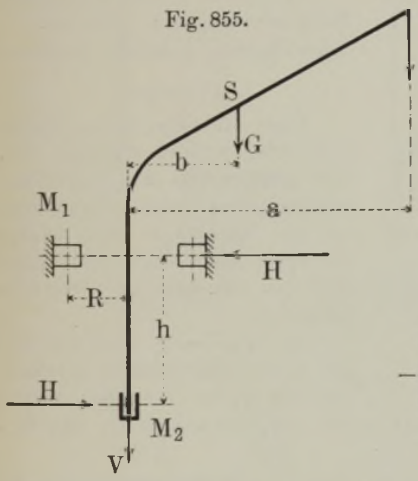
Man wählt die Blechstärke zwischen 8 und 12 mm. Das Eigengewicht des drehbaren Teiles beträgt etwa $G = \frac{Q}{3}$ bei einem Abstande des Angriffspunktes von $\frac{a}{5}$ bis $\frac{a}{6}$ von der Kranachse.

Widerstand beim Schwenken des Kranes.

Es bezeichne für Rollenlager mit einzelnen Rollen nach Fig. 810

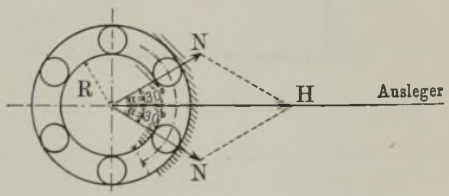
r_1 den Spurzapfenradius,
r_2 den Rollenradius,
R den Radius der inneren Reibungsbahn,
f den Hebelarm der rollenden Reibung (= 0,05 bis 0,08 cm).

Fig. 855.



Lagerdrücke.

Fig. 856.



Zerlegung des Druckes im Rollenlager.

Steht der Ausleger zwischen zwei Rollen, so ist der auf eine Rolle entfallende Druck

$$N = \frac{H}{2 \cdot \cos \alpha} \text{ und bei acht Rollen } N = \frac{H}{2 \cdot \cos 22^\circ 30'} = \frac{H}{1{,}848}.$$

Das gesamte Reibungsmoment bezogen auf die Kranachse wird

$$M = \underbrace{2 \frac{f N}{r_2} R}_{\text{Moment der Reibung in den vier Berührungsstellen im Rollenlager}} + \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seitenreibung}} + \underbrace{\mu V \frac{2}{3} r_1}_{\text{Spurreibung}}$$

Spurlager

Hierbei ist das unbedeutende Reibungsmoment der den Rollenkranz tragenden Laufräder vernachlässigt.

Zu dem Reibungsmoment des Kranes tritt noch das Reibungsmoment des Triebwerkes und die Massenwiderstände der Last, des Triebwerkes und des Motorankers hinzu.

Berechnung nach S. 275 und 293.

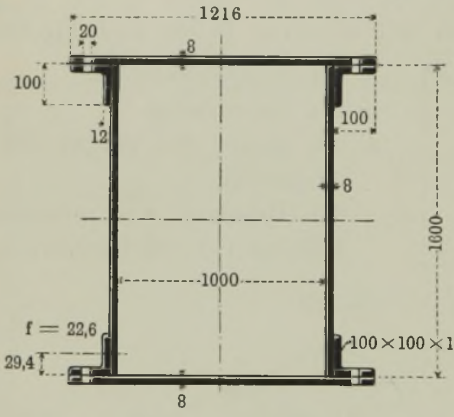
Fairbairnkran für 15000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung.

(Siehe Fig. 857 bis 865.)

Der Kran dient zum Überladen von Stückgütern bis zu 15 t Höchstlast von den an der Kaimauer liegenden Schiffen in Eisenbahnwagen und umgekehrt.

Der Betrieb soll vorwiegend elektrisch sein und durch einen Motor für Heben und Senken erfolgen, mit Anschluß an ein Gleichstromnetz mit 400 Volt. Bei vorkommenden Betriebsstörungen soll der Kran von der Hand betrieben werden können.

Fig. 866.



Schaftquerschnitt.

Geforderte Geschwindigkeiten:
Hubgeschwindigkeit 1,5 m/min,
Schwenkgeschwindigkeit 60 m/min.

Ausleger.

Freie Hubhöhe 6,5 m, Rollenhöhe über Schienenoberkante 8 m. Der mittlere Teil des senkrechten Säulenschaftes einschl. Krümmung ist als Blechträger mit kastenförmigem Querschnitt, der übrige Teil des Auslegers als Gitterwerk hergestellt.

Die Rechnung soll, wie dies bei Eisenkonstruktionen durchweg der Fall ist, statt mit kgcm mit tcm durchgeführt werden. Es werden also die Kräfte und Spannungen (k_b, σ_b), in t, die Hebelarme in cm eingesetzt.

Für den gefährlichen Querschnitt in der Mitte des Rollenlagers werden die in die Fig. 866 eingetragenen Dimensionen gewählt.

Das Trägheitsmoment dieses Querschnittes, bezogen auf die Neutralachse, hat dann annähernd folgende Größe:

J der beiden Seitenbleche	$2 \cdot \frac{0{,}8 \,.\, 160^3}{12}$	$= 546\,133$ cm^4
J der beiden Gurtbleche	$2 \,.\, 121{,}6 \,.\, 0{,}8 \,.\, 80{,}4^2$	$= 1\,257\,894$ „
J der vier Winkeleisen	$4 \,.\, 22{,}6 \,.\, 77^2$	$= 535\,972$ „
		$= 2\,339\,999$ „
ab für Nietlöcher	$4 \,.\, 2 \,.\, 2 \,.\, 79{,}8^2$	$= 101\,888$ „
	Trägheitsmoment	$J = 2\,238\,111$ cm^4

Widerstandsmoment $W = \frac{J}{e} = \frac{2\,238\,111}{80{,}8} \sim 27\,700$ cm^3.

Rad	r	t	z	b	Bohrg.
a	672	16 π	84	100	100
b	96	16 π	12	100	60
c	360	10 π	72	65	60
d	60	10 π	12	65	45
e	160	10 π	32	65	60
f	96	16 π	12	100	60
g	90	12 π	15	100	60
h	1500	12 π	250	100	60

Fig. 857.

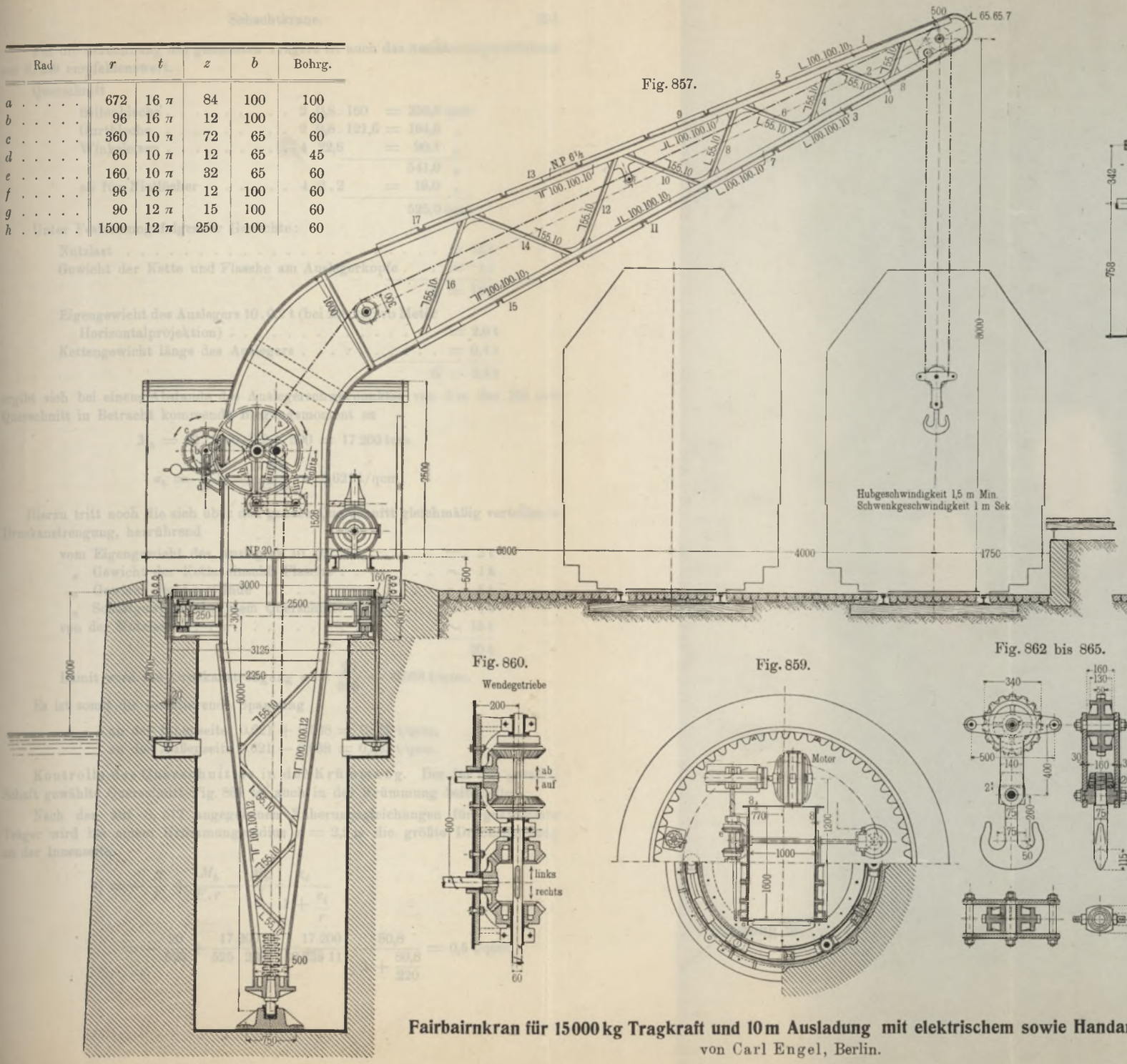


Fig. 858.

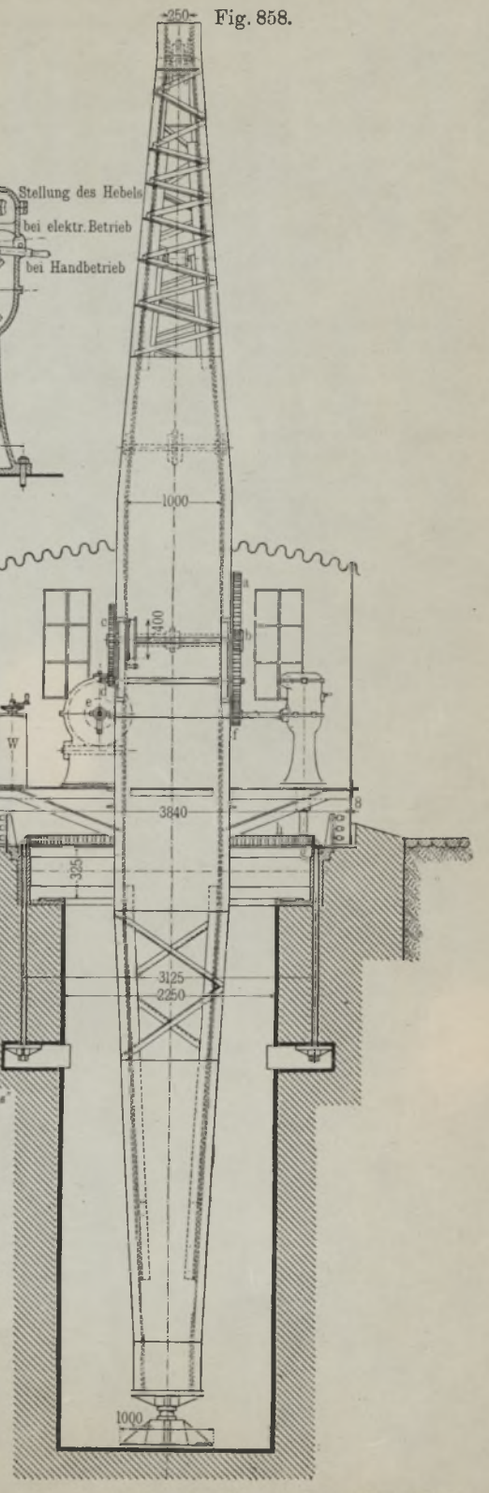


Fig. 861.

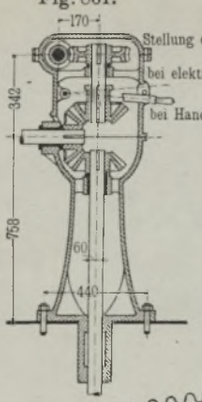
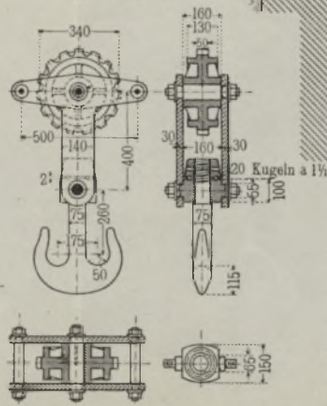


Fig. 860.

Wendegetriebe

Fig. 859.

Fig. 862 bis 865.



Fairbairnkran für 15000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung mit elektrischem sowie Handantrieb

von Carl Engel, Berlin.

Für die Berechnung des genieteten Trägers ist auch das Annäherungsverfahren auf S. 639 empfehlenswert.

Querschnitt

Seitenbleche	2 . 0,8 . 160	= 256,0 qcm
Gurtbleche	2 . 0,8 . 121,6	= 194,6 „
Winkeleisen	4 . 22,6	= 90,4 „
		541,0 „
ab für Nietlöcher	4 . 2 . 2	= 16,0 „
		525,0 qcm

Unter Festsetzung folgender Gewichte:

Nutzlast	= 15 t
Gewicht der Kette und Flasche am Auslegerkopfe . . .	= 1 t
	Q = 16 t
Eigengewicht des Auslegers 10 . 0,2 t (bei 200 kg pro Meter Horizontalprojektion)	= 2,0 t
Kettengewicht längs des Auslegers	= 0,4 t
	G = 2,4 t

ergibt sich bei einem Abstande des Auslegerschwerpunktes von 5 m das für den Querschnitt in Betracht kommende Biegungsmoment zu

$$M_b = 16 \,.\, 1000 + 2{,}4 \,.\, 500 = 17\,200 \text{ tcm}.$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{17\,200}{27\,700} \sim 0{,}621 \text{ t/qcm}.$$

Hierzu tritt noch die sich über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilende Druckanstrengung, herrührend

vom Eigengewicht des Auslegers 10 . 0,2	= 2 t
„ Gewicht der Kette einschl. Flasche	∼ 1 t
„ Gewicht der Lastwinde	∼ 1 t
„ Schaftgewicht über dem Querschnitt 1,4 . 0,7 . .	∼ 1 t
von der Nutzlast	∼ 15 t
	20 t

Damit wird die Druckanstrengung $\sigma = \frac{20}{525} \sim 0{,}038$ t/qcm.

Es ist somit die resultierende Spannung

an der Innenseite $0{,}621 + 0{,}038 = 0{,}659$ t/qcm,
an der Außenseite $0{,}621 - 0{,}038 = 0{,}583$ t/qcm.

Kontrolle des Querschnittes in der Krümmung. Der für den geraden Schaft gewählte Querschnitt Fig. 866 ist auch in der Krümmung beibehalten.

Nach den auf S. 517 angegebenen Näherungsgleichungen für gekrümmte Träger wird bei einem Krümmungsradius $r = 2{,}2$ m die größte Druckspannung an der Innenseite

$$\sigma_i = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \,.\, r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}}$$

$$= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \,.\, 220} - \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80{,}8}{1 + \frac{80{,}8}{220}} = 0{,}5 \text{ t/qcm},$$

und die größte Zugspannung an der Außenseite

$$\sigma_a = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F.r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1 + \frac{e_a}{r}}$$

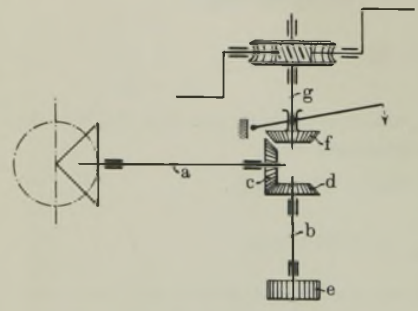
$$= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \,.\, 220} + \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80{,}8}{1 + \frac{80{,}8}{220}} = 0{,}73 \text{ t/qcm}.$$

Das Gitterwerk ist graphisch berechnet.

Triebwerk zum Schwenken des Kranes.

Bei elektrischem Betriebe erfolgt das Schwenken durch die von der Wendegetriebewelle aus abgezweigte Welle a (Fig. 867), welche die Bewegung mittels Kegelräder c und d auf die vertikale Welle b überträgt. Das auf dieser Welle sitzende Ritzel e greift in den auf der Fundamentplatte festliegenden Zahnkranz ein. Bei Handbetrieb wird das Kegelrad f eingerückt, so daß die Bewegung der Kurbeln durch Schnecke, Schneckenrad, Welle g und durch die nun leerlaufende Zwischenwelle a auf das Ritzel e über tragen wird. Das Wendegetriebe muß vorher selbstverständlich ausgerückt sein.

Fig. 867.



Schwenktriebwerk.

Der Schwenkwiderstand setzt sich aus der Reibung, den Beschleunigungskräften und dem Winddruck zusammen.

Bestimmung des Reibungsmomentes M_R:

Mittels der um die Stützlagermitte angeschriebenen Momentengleichung ergibt sich der horizontale Lagerdruck

$$H = \frac{Q \,.\, a + G \,.\, b}{h} = \frac{17\,200}{600} = 28{,}6 \text{ t},$$

wenn $h = 6$ m die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager bedeutet.

Der auf eine Rolle entfallende Druck wird bei sechs Rollen

$$N = \frac{H}{2 \,.\, \cos 30^0} = \frac{28{,}6}{1{,}732} = 16{,}5 \text{ t}.$$

Vertikalbelastung:

Nutzlast einschl. Kette und Flasche	= 16 t
Ausleger	= 2 t
Lastwinde einschl. Kette	= 1 t
Schaft	= 2 t
	V = 21 t

Mit

r_1 =	75 mm	f =	0,05 cm
r_2 =	125 „	μ =	0,1 „
R =	1250 „		

wird das Reibungsmoment nach S. 519

$$M_R = 2\,\frac{0{,}05 \,.\, 16{,}5}{12{,}5}\,125 + 0{,}1 \,.\, 28{,}6 \,.\, 7{,}5 + 0{,}1 \,.\, 21 \cdot \frac{2}{3} \cdot 7{,}5 = 48{,}5 \text{ tcm}.$$

Die Beschleunigungswiderstände berechnen sich nach S. 274 und 293.

Das Anschwenken gegen einen Winddruck von 50 kg/qm bei stürmischem Wind erfordert bei etwa 8 qm Fläche und 3,5 m Abstand des Druckmittelpunktes ein Moment

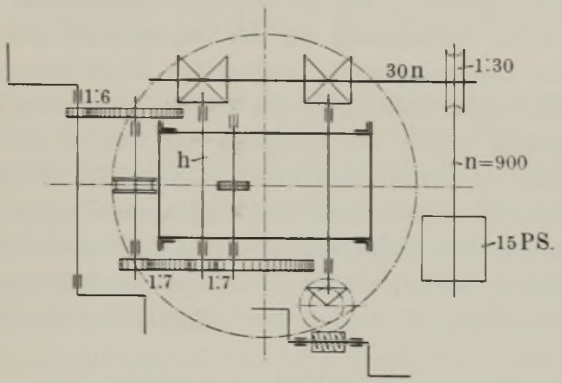
$$M_w = 0{,}05 \,.\, 8 \,.\, 350 = 140 \text{ tcm}.$$

Triebwerk für die Lastwinde.

Die Last hängt mittels einer losen Rolle in der Schlinge einer Gallschen Kette von 70 mm Teilung.

Die Anordnung des Triebwerkes geht aus der Fig. 868 hervor. Für den elektrischen Antrieb ist von der Wendegetriebewelle die Welle h abgezweigt, deren

Fig. 868.



Triebwerk für die Lastwinde.

Trieb in das große Zahnrad auf der Kettenradwelle eingreift. Heben und Senken findet durch den Motor statt, je nach der Kupplung des Wendegetriebes.

Für Handbetrieb wird das Wendegetriebe ausgerückt, und die Kraftübertragung auf die Kettenradwelle findet durch die Vorgelege 1:6 und 1:7 statt. Die Bremse für den Handbetrieb sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle.

γ) Hammerkrane.

Der Einbau der Schraubenwellen, Räder, Schraubenflügel, Kessel, eisernen Masten, Panzerplatten, Geschützrohre in die modernen Schnelldampfer und Kriegsschiffe bedingt eine Tragkraft der dazu benötigten Krane von 50 bis 150 t, Ausladungen 15 bis 25 m und eine Höhe des Auslegerkopfes bzw. der Fahrbahn über Kaikante von 15 bis 35 m.

Für derartige Anforderungen genügen die bisher beschriebenen Kranformen nicht. Es sind eine Anzahl neuer Formen entstanden, von denen die Hammerkrane eine darstellen.

Die seit 1899 von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Benrather Werk ausgeführten Hammerkrane besitzen ein standfestes Gerüst, in welchem sich der hammerförmig gestaltete Ausleger bei unbeschränktem Schwenkwinkel dreht.

Bei entsprechender Gestaltung des Gerüstes können ferner die Eisenbahngeleise unmittelbar neben dem Spurlager des Auslegers hindurchgeführt werden (Fig. 869).

Diesen Vorteilen steht der Nachteil gegenüber, daß, wenn nicht eine außerordentlich große Auslegerhöhe vorgesehen wird, die Krane nicht immer über die Masten und Panzertürme hinwegschwenken können, so daß ein Verholen des Schiffes erforderlich wird.

Der drehbare Ausleger besteht aus dem Schaft, dem horizontalen Lastausleger und dem kürzeren Gegengewichtsausleger. Letzterer wird deshalb kürzer gehalten, um die Beschleunigungskräfte zu verringern und einen freien Schwenkweg auf der Gegengewichtsseite zu erhalten. Das auf der Lastauslegerseite vorhandene überschüssige Winddruckmoment wird durch Verkleidung des Gegengewichtsauslegers verringert.

Zweckmäßig erhält die Laufkatze bei dem durchweg gebräuchlichen elektrischen Betrieb sämtliche Triebwerke für Heben und Katzenfahren. Dadurch erreicht man Einfachheit und Übersichtlichkeit. Bei einigen Ausführungen findet man das gesamte Triebwerk auf den Gegengewichtsausleger verlegt, um eine Verringerung des Gegengewichtes zu erzielen. Nachteilig ist hierbei die Vergrößerung der Reibungswiderstände.

Statt des Gegengewichtes kann auch auf dem kurzen Ausleger eine Laufkatze angeordnet werden, die der belasteten Laufkatze auf dem großen Ausleger bei größter Ausladung als Gegengewicht dient.

Das Turmgerüst kann als dreiseitige oder vierseitige Pyramide hergestellt werden[1]). Die dreiseitige Pyramide ermöglicht einen geringeren Abstand von der Kaikante und geringere Gründungskosten.

Der Antrieb der Schwenkvorrichtung erfolgt zweckmäßig am oberen Halslager durch Triebstockverzahnung mit zwei gegenüberliegenden, eingreifenden Ritzeln. Hierbei kann der Triebstockkranz größer und dadurch die übrige Übersetzung kleiner gehalten werden, als bei untenliegendem Antrieb.

Bei Kranen mit großer Ausladung ist der Winddruck zu berücksichtigen. Die Windgeschwindigkeit beträgt

bei schwachem Wind	$v =$	5,8 m/sec
„ starkem Wind	$v =$	15 „
„ Sturm	$v =$	25 „
„ Orkan	$v =$	40 „

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 430; 1901, S. 1507 u. 1762; 1902, S. 175 u. 659: Streit der Benrather Maschinenfabrik und Duisburger Maschinenbau-A.-G.: Über die geeignetste Bauart großer Werftkrane.

Der auf 1 qm Fläche senkrecht zur Windrichtung entfallende Druck ist nach der Formel

$$p = 0{,}122\, v^2$$

zu berechnen. Damit ergeben sich folgende Werte:

bei schwachem Wind	4 kg pro qm
„ starkem Wind	28 „ „ „
„ Sturm	75 „ „ „
„ Orkan	195 „ „ „

Über Berechnung der Beschleunigungskräfte vgl. Abschnitt „Trägheitswiderstände beim An- und Auslauf der Hebemaschinen", S. 271.

Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m größter Ausladung für die Kruppsche Germania-Werft in Kiel.

Ausgeführt von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. (Fig. 869.)

Das sich nach oben verjüngende Stützgerüst hat die Gestalt einer dreiseitigen Pyramide und besteht aus drei Eckstreben, von denen zwei an der Kaikante stehen. Die ganze Höhe des Kranes bis zur Oberkante des Auslegers beträgt 36 m.

Oberes Halslager: Rollenbahn von 6,6 m Durchmesser mit Rollen von 750 mm Durchmesser, wagerechter Druck gleich 100 t.

Unteres Stützlager: Rollenkranz mit Königszapfen. 28 konische Rollen von 300 mm mittlerem Durchmesser. Gesamtbelastung derselben mit größter Nutzlast und Schneelast = 585 t.

Elektrischer Antrieb.

Hubwerk: Zwei voneinander unabhängige fahrbare Windwerke. Das äußere kleine Windwerk hat 45 t Tragkraft bei 35,25 m größter Ausladung. Das innere größere Windwerk hat 150 t Tragkraft bei 22,75 m größter Ausladung. Außerdem ist für Reparaturen ein kleines Windwerk für 1 t vorhanden.

Drehwerk: Antrieb am oberen Lager. Ausleger macht eine Umdrehung in 7,3 Minuten. Geschwindigkeit am Radius von 35 m $v = 0{,}5$ m/sec. $n = 0{,}136$.

Reibungswiderstände:

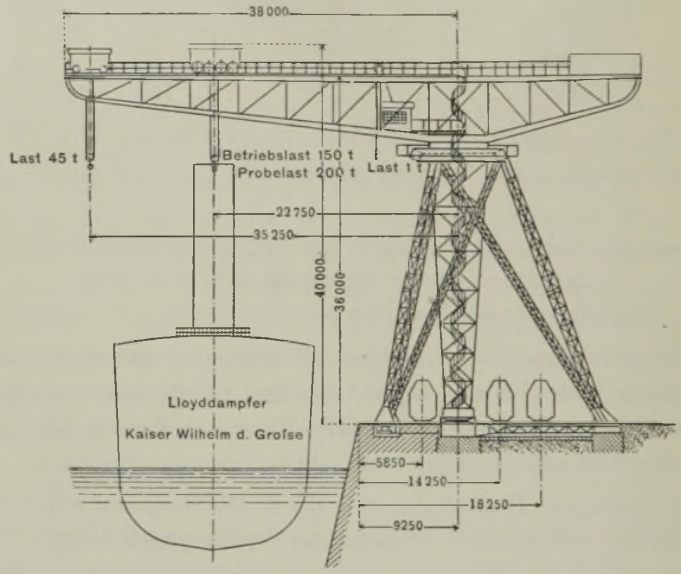
Im Spurlager: Zapfenreibung am Königszapfen, rollende Reibung der Druckrollen, gleitende Reibung an den Spurplatten dieser Rollen	8,32 tm
Im Halslager: rollende Reibung der Laufrollen, Zapfenreibung an den Achsen	9,18 tm

Beschleunigungswiderstände: Dieselben sind nach der Gleichung (S. 274)

$$M = \varepsilon J = \frac{\omega}{t} \cdot J$$

zu ermitteln, worin J das dynamische Trägheitsmoment des Aus-

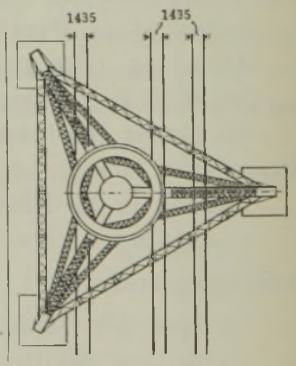
Fig. 869.



Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung.

legers mit Gegengewicht und angehängter größter Last, bezogen auf die Drehachse. Das Trägheitsmoment berechnet sich nach der Gleichung $J = \frac{1}{g} \Sigma G r^2$,

Fig. 870.



Grundriß zu Fig. 869.

worin die auf die Knotenpunkte verteilten Gewichte G in t, deren Abstände r in m einzusetzen sind. Man erhält dann M in tm. Es ist $J = 20000$ m . t . sec^2. Bei einer Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \frac{2\pi \,.\, 0{,}136}{60} = 0{,}0142$$

und unter der Voraussetzung, daß die Beschleunigung des Auslegers nach $t = 10$ Sekunden vollendet ist, d. h. nach einem Wege der Auslegerspitze von 2,5 m, ist ein Drehmoment erforderlich

$$M = \frac{\omega . J}{t} = \frac{0{,}0142 . 20\,000}{10} \sim 28{,}5 \text{ tm}$$

Das Schwenkmoment beträgt bei einem Winddruck von nur 10 kg pro qm . . . . . $\sim$ 10,0 tm

folglich das Gesamtdrehmoment = 56,0 tm

Der Winddruck kann bis zu 250 kg/qm steigen und würde dann ein Drehmoment von 250 tm erfordern. Da bei derartigen Winddrücken aber nicht mehr gearbeitet werden kann, so kommt dieses Moment für die Schwenkarbeiten nicht in Frage, wohl aber für die Stabilitätsberechnung des Kranes.

Werftkran für 150 t Tragkraft und 42,2 m größter Ausladung für die Howaldts-Werke in Kiel.

Ausgeführt von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. (Fig. 871 bis 877.)

Dieser Kran unterscheidet sich von dem vorigen durch das als vierseitige Pyramide ausgebildete Stützgerüst und den Angriff des Drehwerkes am Kranfuße. Die Höhe bis Oberkante Ausleger beträgt 47,15 m. Das Triebwerk für die Lastwinde ist getrennt vom Laufwagen auf dem hinteren Auslegerarme als Gegengewicht montiert. Der Flaschenzug hat acht Stränge Stahldrahtseil von 60 mm Durchmesser. Zum Antrieb dient ein 70 PS-Elektromotor.

Das Zugseil für die Laufkatze ist dreitrümig mit 46 mm Durchmesser und wickelt sich auf einer Trommel auf.

Tabelle 75. **Arbeitsgeschwindigkeiten des Kranes.**

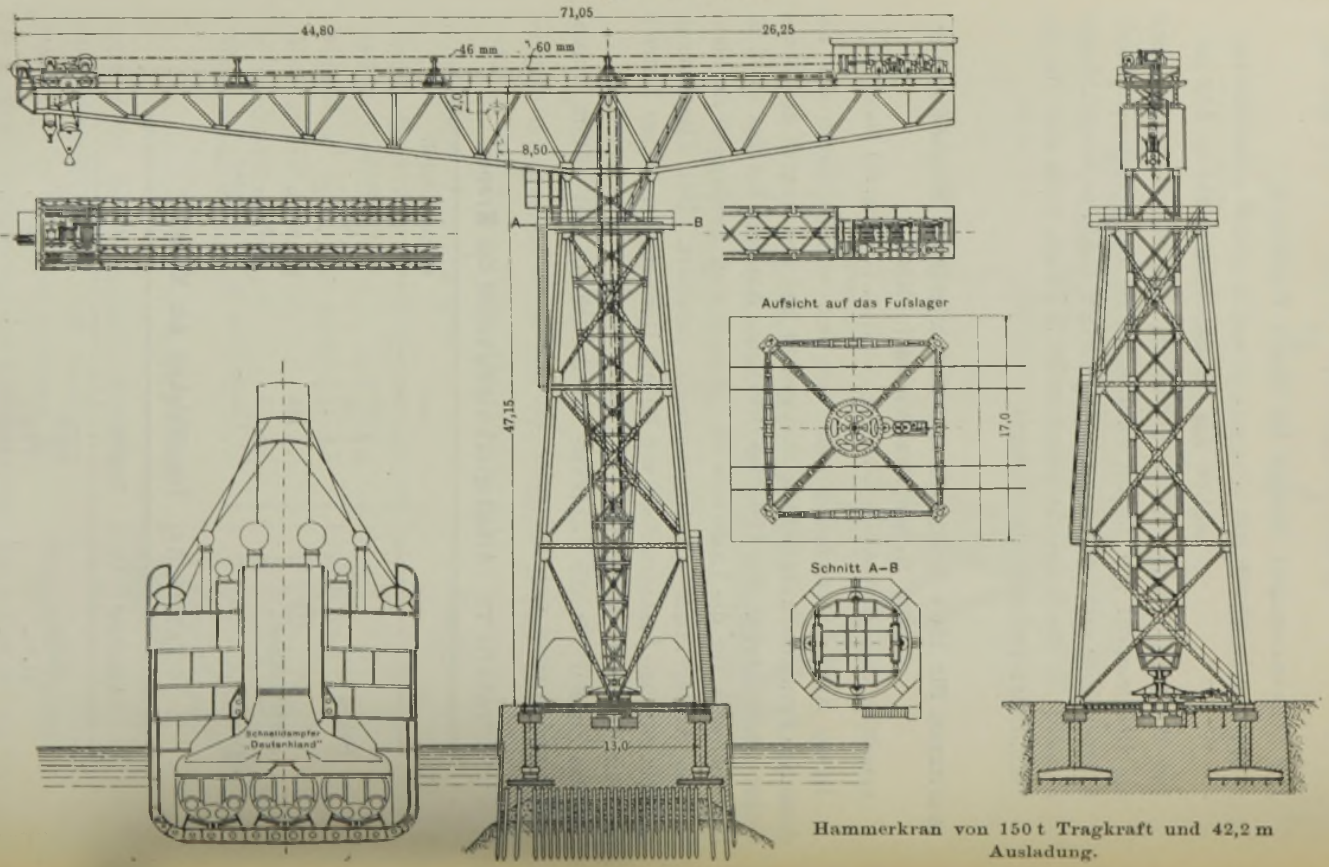
	Last	Geschwindigkeit
Heben	150 t	1,0 m/min
	75 „	2,0 „
	15 „	9,5 „
Katzenfahren	150 „	8,0 „
	75 „	16,0 „
Drehen	1 Umdrehung in 10 Minuten	

Tabelle 76. **Tragfähigkeit des Kranes.**

Ausladung	Tragfähigkeit	Hub
20,0 m	150 t	45,9 m
41,0 „	75 „	45,9 „
42,2 „	15 „	46,8 „

Eigengewicht des Kranes = 450 t.

Fig. 871 bis 877.



Hammerkran von 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung.

Bei einem Drehkran derselben Konstruktion[1]) von **150 t Tragkraft und 22 m größter Ausladung,** welche von derselben Firma für das Kaiserdock in **Bremerhaven** ausgeführt wurde, beträgt die Gesamthöhe von Kaimauer bis Oberkante Laufkatzenbahn 35 m. Das obere Halslager ist wieder ein Rollenlager von 1400 mm Durchmesser mit vier Paar Druckrollen aus Stahlguß von 1000 mm Durchmesser, welche paarweise übereinander angeordnet sind. Horizontaldruck im Lager 98 t ($k = 38$ kg/qcm).

Das Rollenspurlager von 2,2 m mittlerem Laufbahndurchmesser hat 35 kegelförmige Rollen von 175 mm mittlerem Durchmesser und 250 mm Länge (gesamter Vertikaldruck = 530 t, $k = 37$ kg/qcm).

Antrieb des Drehwerkes durch einen Hauptstrommotor von 26 PS und $n = 550$ Gesamtübersetzung 1 : 4000. Ausleger macht 0,137 Umdrehungen in der Minute; die Geschwindigkeit beträgt bei einer Ausladung von 22 m 9,7 m/min.

Hubgeschwindigkeiten.

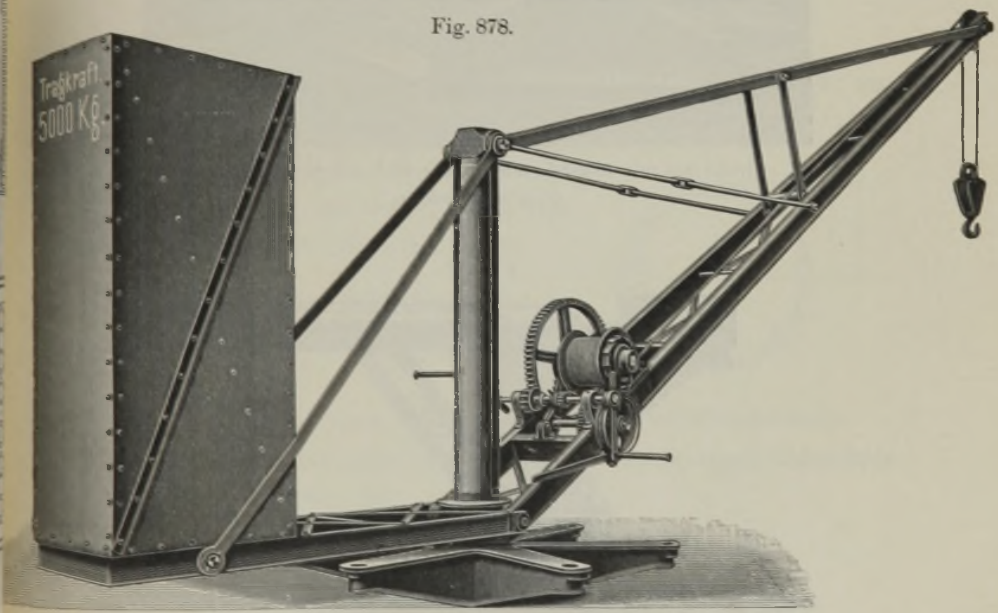
für 150 t	0,68 m/min
„ 75 t	1,38 „
„ 37 t	3,08 „
„ 18 t	6,29 „

Zum Heben dienen zwei Elektromotoren von je 17,5 PS und $n = 450$, welche auf eine gemeinsame Welle arbeiten und parallel geschaltet sind.

Fahrwerk der Laufkatze $v = 7{,}9$ m/min, Motor 26 PS und $550\,n$, Eigengewicht des Kranes 375 t.

3. Drehkrane mit feststehender Säule.

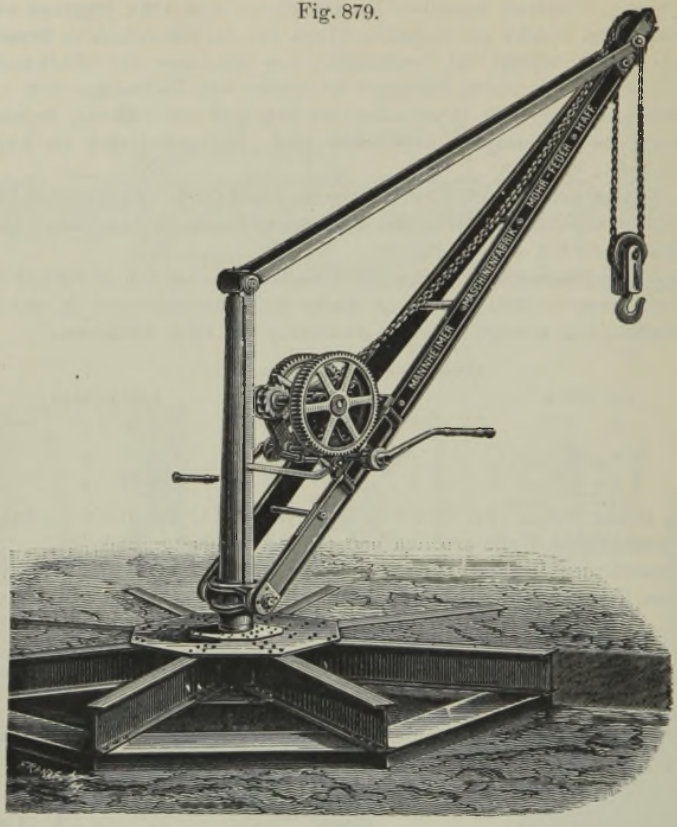
Fig. 878.



Drehkran mit feststehender Säule und Gegengewicht.
Verbindung von Stützlager und Halslager durch Flacheisenschienen.
Ausführung der Maschinenfabrik Herrm. Findeisen.

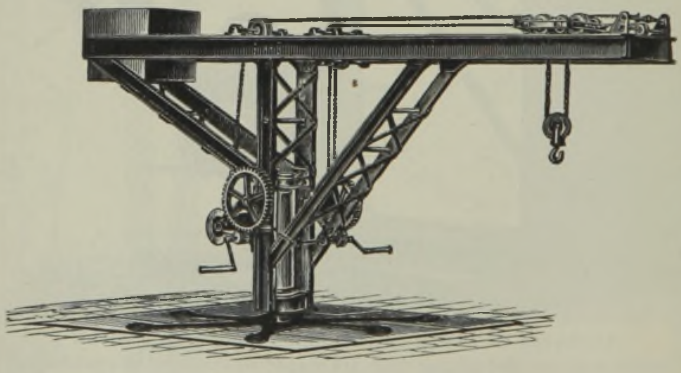
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 1481.

Fig. 879.



Drehkran mit feststehender Säule und schmiedeeisernem Fundamentstern.

Fig. 880.



Drehkran mit feststehender Säule, verschiebbarer Laufkatze und Gegengewicht.

Das Stützgerüst wird hier durch eine feststehende Säule gebildet, welche innerhalb des Kranes liegt. Der Ausleger kann demnach im vollen Kreis schwenken.

Für leichte Krane nimmt man volle Stahlsäule aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl, für schwere Krane Fachwerksäule. Stahlsäulen über 300 mm Durchmesser werden nicht verwendet, weil die Sicherheit von der Güte des Schmiedestückes abhängig ist[1]). Säulen aus Gußeisen oder Stahlguß werden nicht mehr ausgeführt.

Die Ausführung der Krane geht aus den Fig. 909, 921, 925 hervor.

Die Ausführung mit schmiedeeisernem Fundamentstern für Kiesfundament nach Fig. 879 empfiehlt sich überall da, wo der Aufstellungsplatz des Kranes öfters gewechselt wird. Sie erfordert kein gemauertes Steinfundament und keine Ankerschrauben, sondern der Stern wird nur auf eine Betonschicht gesetzt und mit Kies überschüttet, wodurch der Kran genügende Stabilität erhält.

Die Berechnung der Streben aus ⊏-Eisen und der Schließen ist dieselbe wie bei den Wanddrehkranen S. 495; durchgeführt wird die Berechnung einer Rohrstrebe, der Kransäule und der Lagerung nebst Schwenkwiderstand.

1. Strebe aus genietetem Blechrohr.

Das erforderliche Trägheitsmoment berechnet sich nach S. 485 aus der Knickgleichung

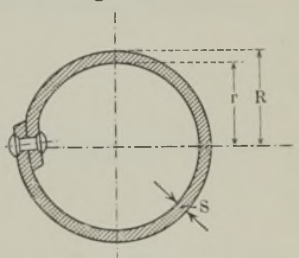
$$J_{(\mathrm{cm}^4)} = c \cdot P_{(\mathrm{t})} \cdot l^2_{(\mathrm{m})}.$$

Die Dimensionen des Rohrquerschnittes ergeben sich aus dem Trägheitsmoment

$$J = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4) \sim 0{,}78\,(R^4 - r^4),$$

wenn R den äußeren, r den inneren Rohrhalbmesser bedeutet.

Fig. 881.



Blechrohrquerschnitt.

Um eine gefällige Form des Rohres zu erzielen, wählt man den äußeren Rohrdurchmesser in einem Verhältnis zur Rohrlänge, und zwar ist

$$R = 0{,}015\,l \text{ bis } 0{,}02\,l$$

der übliche Wert.

Damit wird der innere Rohrhalbmesser

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}}.$$

[1]) Des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“, 21. Aufl.

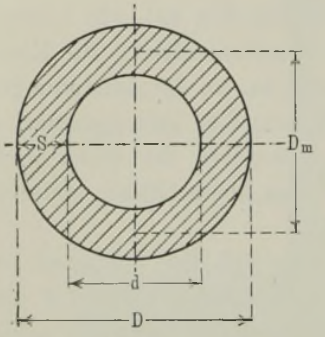
Die Differenz der beiden Halbmesser $R - r$ ist die Blechstärke s des Auslegerrohres.

Näherungswert für das Trägheitsmoment[1]).

Für die vorläufige Berechnung ist der nachstehend abgeleitete Annäherungsausdruck bequem.

Bezeichnet d den inneren, D den äußeren, und D_m den mittleren Rohrdurchmesser, ferner s die Wandstärke, so läßt sich

Fig. 882.



$$J = \frac{(D^4 - d^4)\,\pi}{64}$$

zerlegen in

$$J = \frac{(D^2 - d^2)\,\pi}{4} \cdot \frac{(D^2 + d^2)}{16}.$$

Der erste Faktor ist der Flächeninhalt, also mit D_m und s ausgedrückt:

$$\frac{(D^2 - d^2)\,\pi}{4} = D_m \pi s.$$

Für den zweiten Faktor kann man setzen

$$\frac{D^2 + d^2}{16} = \frac{D_m^2}{8},$$

folglich

$$J = \frac{\pi}{8} D_m^3 \cdot s = \mathbf{0{,}4}\, D_m^3 s.$$

Die Länge der Schüsse richtet sich nach der Größe der Blechtafeln. Sie werden entweder überlappt genietet oder stumpf aneinander

Fig. 883.

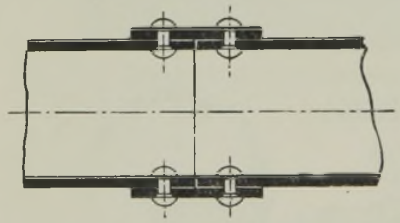
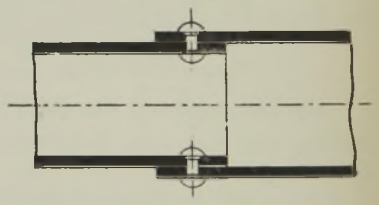


Fig. 884.



Verbindung der Rohrschüsse.

gestoßen und durch eine ringförmige Blechlasche verbunden. Im letzten Falle sind die Nieten entlastet. Nietdurchmesser und Nietteilung nach S. 480.

Das Auslegerrohr kann nach den beiden Enden hin auf $^3/_4\,d$ verjüngt werden, wenn d den äußeren Durchmesser in der Mitte des Rohres bedeutet.

Die Auslegerrohre werden vielfach auch aus einem Stück hergestellt, und wählt man dann Mannesmannrohre oder geschweißte Rohre (Tab. 77, S. 533).

[1]) Lauenstein, Technische Mechanik.

Tabelle 77. **Nahtlose Stahlrohre (Mannesmannrohre).**

Äußerer Durchmesser in	engl. Zoll	2		3		4		5	
	mm	51		76		102		127	
Dicke in mm		kg	ℳ	kg	ℳ	kg	ℳ	kg	ℳ
5		6	6	9	8	12	11	15	16
6		7	7	10	10	14	13	18	18
7		8	9	12	12	17	17	20	23
8		8	10	13	13	19	21	23	26
9		9	12	15	17	21	24	26	32
10		10	14	16	20	23	28	29	39
11		11	15	17	22	25	34	31	42
12		11	17	19	26	27	36	34	50
13		—	—	20	27	29	39	36	53
14		—	—	—	—	—	—	—	—

Äußerer Durchmesser in	engl. Zoll	6		7		8		9	
	mm	152		178		203		229	
Dicke in mm		kg	ℳ	kg	ℳ	kg	ℳ	kg	ℳ
5		18	20	21	26	—	—	—	—
6		21	24	25	31	29	37	—	—
7		25	29	29	36	34	43	38	50
8		28	32	33	41	38	49	41	56
9		31	39	37	48	43	55	48	63
10		35	47	41	48	47	67	54	75
11		38	52	45	63	52	73	59	82
12		41	61	49	74	56	85	64	94
13		44	65	52	80	61	92	69	104
14		—	—	—	—	65	99	74	111

Die angeführten Gewichte und Preise sind für einen Meter Länge angegeben. Rohrlängen: 4 bis 6 m. Material: Martin- und Tiegelstahl.

2. Kransäule.

Die Kransäule ist in der Nabe der Fundamentplatte befestigt.

Bezeichnet

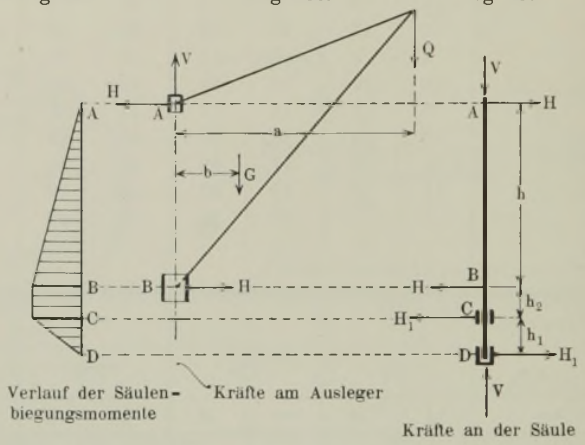
Q die Nutzlast + Flaschen- und Hakengewicht,
G das Eigengewicht im Schwerpunkt,
H die horizontalen Lagerkräfte,
H_1 die horizontalen Reaktionsdrücke in der Nabe,
V die vom Säulenkopf und von der Nabe aufzunehmende Vertikalkraft,

so ist zunächst $V = Q + G$, ferner nach Fig. 886 mittels der Momentengleichung um A

$$Qa + Gb - Hh = 0; \quad H = \frac{Qa + Gb}{h}.$$

Da die Summe aller Horizontalkräfte $= 0$ sein muß, so ist $H_{\text{oben}} = H_{\text{unten}}$, also ein Kräftepaar. An der Säule wirken diese Kräfte entgegengesetzt.

Fig. 885. Fig. 886. Fig. 887.



Die Nabenkräfte H_1 finden wir mittels der Momentengleichung um D nach Fig. 887

$$H.(h + h_1 + h_2) - H(h_1 + h_2) - H_1.h_1 = 0,$$

also

$$H.h = H_1 h_1; \quad H_1 = \frac{Hh}{h_1}.$$

Da wieder $\Sigma(H_1) = 0$ sein muß, so ist H_1 oben $= H_1$ unten und wir haben in H_1 ein Kräftepaar, welches dem Kräftepaar H das Gleichgewicht hält.

Betrachten wir die Beanspruchung der Säule mit diesen Kräften, so ist nach Fig. 885 das Biegungsmoment bei $A = 0$; es wächst von A bis B, ist von B bis C gleich groß und wird bei D wieder $= 0$.

Wird die Säule unterhalb des Halslagers etwas abgesetzt, so ist der gefährliche Querschnitt in dem Halslager.

Für diesen Querschnitt beträgt daher die Biegungsanstrengung

$$\sigma_b = \frac{Q.a + G.b}{W},$$

wenn W das Widerstandsmoment des Querschnittes ist. Die Druckanstrengung ist

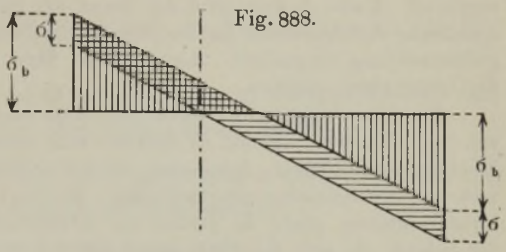
$$\sigma = \frac{Q + G}{F},$$

wenn F die Querschnittsfläche in qcm bedeutet.

Die Biegungsanstrengung tritt an der inneren nach der Last gerichteten Seite als Druck, an der äußeren Seite hingegen als Zug auf.

Die noch hinzutretende Druckanstrengung, herrührend von $Q + G$, addiert sich daher auf der inneren Seite und subtrahiert sich auf der äußeren Seite (Fig. 888).

Fig. 888.



Anstrengung im Säulenquerschnitt.

Die größte resultierende Anstrengung auf der inneren Seite ist

$$\sigma_{max} = \frac{Q.a + G.b}{W} + \frac{Q+G}{F}.$$

Die Länge der Säule ist mit Rücksicht auf die Durchbiegung möglichst zu beschränken. Bei den meisten Ausführungen findet man als Maß von Mitte bis Mitte Lager $h = 1{,}2$ bis $1{,}6$ m.

Der Säulendurchmesser berechnet sich aus der Biegungsgleichung unter nachheriger Kontrolle der mit Rücksicht auf den Druck hervorgerufenen Gesamtanstrengung. Für vollen Querschnitt

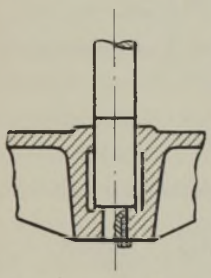
$$M_b = \frac{1}{10} D^3 . k_b, \quad \text{also} \quad D = \sqrt[3]{\frac{10\, M_b}{k_b}}.$$

Die Biegungsbeanspruchung für Säulen aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl darf betragen $k_b = 800$ bis 1000 kg/qcm.

Befestigung der Kransäule[1]).

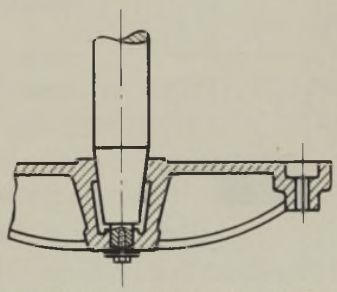
In Fig. 889 ist die früher übliche Befestigungsart dargestellt. Der Säulenfuß wurde zylindrisch abgedreht und am unteren Ende abgesetzt, um eine Stützfläche für die Säule und das Krangewicht zu erhalten. Eine Hinderungsschraube schützt

Fig. 889.



Befestigung massiver Säulen.

Fig. 890.



Befestigung feststehender Säulen.

gegen Verdrehen. Gegen diese Anordnung spricht zunächst der Umstand, daß die Säule in zwei Zylinderflächen gehalten wird. Es ist aber praktisch unmöglich, beide Zylinderflächen so abzudrehen, daß oben wie unten gleichmäßig dichter

[1]) Technisches Zentralblatt, Berlin.

Schluß erzielt wird. Ferner muß die Nabenbohrung ein leichtes Einführen der Säule gestatten. Hierdurch hat die Säule immer ein gewisses, wenn auch kleines Spiel. Die einseitige Belastung der Säule während des Betriebes veranlaßt nun eine weitere Vergrößerung des Spieles, indem sich die Bohrung kegelförmig ausweitet. Dadurch aber wird der Stand der Säule unsicherer und außerdem der spezifische Auflagerdruck an der Berührungsstelle zwischen Säulenfuß und Grundplattenbohrung vergrößert. Hierdurch ist dann aber die Gefahr einer Sprengung der Grundplatte gegeben.

Um diese Gefahren zu vermeiden, setzt man die Säulen schwach kegelförmig ein (vgl. Fig. 890). Einmal ist dadurch eine leichte Einführung der Säule bei der Montage gewährleistet, dann aber ist ein nachträgliches Ausweiten der Bohrung während des Betriebes ausgeschlossen, da die Säule immer dicht schließend im Fundamentstern sitzt. Je größer die Kranbelastung wird, um so dichter wird der Schluß, da sich die Säule unter deren Einwirkung zentrisch in die Bohrung einpreßt.

Fig. 890 zeigt die Ausführung der Konstruktion für geschmiedete Stahlsäulen, wobei der Säulenfuß einfach kegelförmig abgedreht ist, während der Gegendruck am unteren Ende durch einen zylindrischen Ansatz aufgenommen wird. Ein Herausheben der Säule bei einseitiger Belastung ist damit ausgeschlossen. Die vorgeschraubte Gegenplatte hält die Säule bei der Montage.

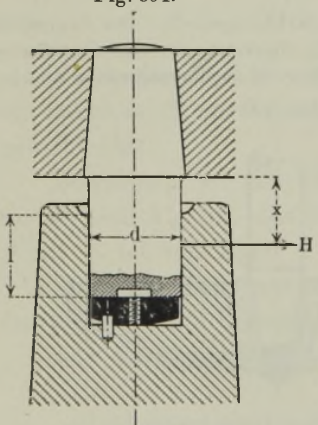
3. Stützzapfen.

Der Stützzapfen ist durch die Horizontalkraft H und durch die Vertikalkraft V auf Druck beansprucht.

Ist d der Zapfendurchmesser, l die Lagerlänge,
x der Hebelarm der Kraft H,

so ist das Biegungsmoment nach Fig. 891:

Fig. 891.



Stützzapfen.

$$M_b = H.x = \frac{1}{10} d^3 . k_b, \text{ woraus } k_b = \frac{H.x}{0{,}1\, d^3}.$$

Mit Rücksicht auf die geringe Umdrehung wählt man den Zapfen möglichst kurz, gewöhnlich

$$l = d,$$

wobei für übliche Konstruktionen $x \sim d$ wird. Damit wird

$$k_b = \frac{H}{0{,}1\, d^2}.$$

Für die Druckfestigkeit gilt

$$V = \frac{\pi d^2}{4} k \sim 0{,}8\, d^2 k, \quad \text{woraus} \quad k = \frac{V}{0{,}8\, d^2}.$$

Diese Druckspannung addiert sich auf der nach der Last hin gerichteten Zapfenseite zu der Biegungsdruckspannung, so daß

$$k_{max} = k_b + k = \frac{H}{0{,}1\, d^2} + \frac{V}{0{,}8\, d^2}.$$

Hieraus ermittelt sich der Zapfendurchmesser zu

$$d = \sqrt{\frac{8\,H + V}{k_{max}}}.$$

Stellt man den Zapfen aus Stahl her, so kann man mit der Beanspruchung bis

$k_{max} = 1000$ kg/qcm und sogar 1200 kg/qcm bei Handbetrieb und
$k_{max} = 800$ kg/qcm bei Maschinenantrieb geben.

Außerdem ist die spezifische Flächenpressung zwischen Zapfen und Spurplatte und in den Seitenflächen zu untersuchen.

Für die volle Spurfläche[1]) ist $V = 0{,}8\,d^2.k.$

Für die Seitenpressung $H = k.l.d.$

Es ist $k = 130$ kg/qcm in den Gleitflächen bei Handbetrieb und
$k = 100$ kg/qcm bei Maschinenantrieb.

Die Spurplatte wird entweder im Säulenkopfe nach Fig. 891 oder in der Traverse nach Fig. 901 angeordnet.

Bei neueren Ausführungen wird meist letztere Anordnung bevorzugt, weil die Ausführung leichter ist. Der Vorwurf, daß bei oben befindlichem Spurtopf das Öl vom Zapfen abläuft, ist nicht zutreffend, weil auch bei flüssigem Öl die Schmierung vollkommen reichlich ist und bei starrem Fett (Staufferbüchse) dieser Umstand überhaupt nicht in Frage kommt.

Diese Konstruktion besitzt den Vorzug, daß sie streng rechnerisch verfolgt werden kann, während bei unterliegender Spurplatte noch unberücksichtigbare Verdrehungsspannungen auftreten.

Die Spurfläche darf nicht gewölbt werden, sondern muß eben bleiben und am besten ringförmig mit Ölzufuhr von innen gestaltet werden.

Zu diesem Zwecke erhält die Spurplatte im Säulenkopfe nach Fig. 891 sowohl unten wie oben mehrere Ölnuten, so daß das in die obere Ölrinne gegossene Öl durch eine vertikale Ölnute nach der Spurplatte gelangt und durch die unteren Ölnuten und die Spurplattenbohrung zwischen die Lauffläche fließen kann.

Damit der Zapfen bei einer Durchbiegung des Krangerüstes nicht etwa einseitig aufsitzt, wölbt man die Spurplatte auf der unteren Seite schwach oder man legt eine Lederscheibe unter.

---

[1]) Bei den Spurzapfen der Drehscheiben beträgt die zulässige Belastung (nach Fränkel) 1200 kg/qcm bei Flußstahl, 700 kg/qcm bei Schweiß-, Fluß- oder Gußseien. Siehe Taschenbuch „Hütte“, 21. Aufl., III.

4. Hals- und Rollenlager.

Ist das untere Lager ein gewöhnliches, die Säule umschließendes Halslager, so besteht dasselbe aus einer Traverse, an welche beide Kranschilde angeschraubt sind.

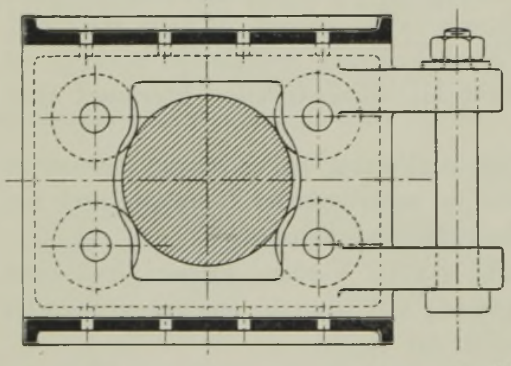
Die Lagerhöhe l ist mit Rücksicht auf die durch die Horizontalkraft H hervorgerufene spezifische Pressung bestimmt durch die Gleichung

$$H = kld, \quad \text{woraus} \quad l = \frac{H}{kd}.$$

d ist der Säulendurchmesser,
k die zulässige Flächenpressung (obere Grenze 130 bis 150 kg qcm für gußeiserne Nabe).

Zur Umwandlung der gleitenden Reibung in rollende Reibung wendet man in den meisten Fällen, besonders bei größeren Kranen, Rollenlager mit drei oder vier Rollen an. Die beiden Rollen an der Auslegerseite haben dann den Horizontaldruck des belasteten Kranes aufzunehmen, während die auf der Gegenseite befindlichen Rollen nur dazu dienen, etwaige Rückwärtsbewegungen des Auslegers, wie solche bei plötzlichen Entlastungen des elastisch durchgebogenen Auslegers vorkommen können, aufzunehmen.

Fig. 892.



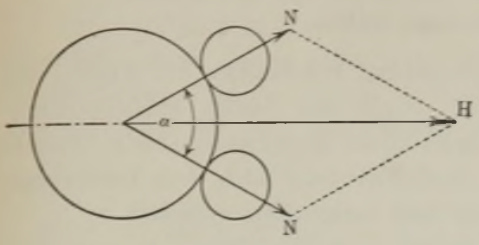
Rollenlager für Drehkrane mit feststehender Säule.

Das Rollenlager besteht aus dem gußeisernen Rollenkasten, an welchen seitlich die beiden Kranschilde angeschraubt sind, aus den drei bzw. vier Rollen und aus den dazu gehörigen Rollenbolzen. Die Rollen laufen lose auf ihren Bolzen, welche im Rollenkasten festgehalten werden.

Bezeichnet α den Winkel der beiden Druckrollen in bezug auf die Säulenmitte ($\alpha \sim 60^0$), so ist der auf eine Rolle entfallende Druck N nach nebenstehender Fig. 893

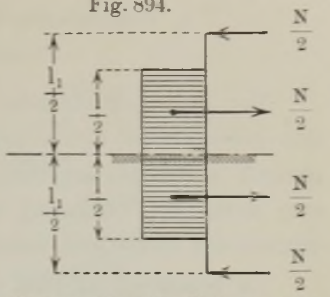
$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Fig. 893.



Kraftwirkung im Rollenlager.

Fig. 894.



Berechnungsskizze für Rollenzapfen.

Unter vorläufiger Annahme der Rollenhöhe berechnet sich der auf Biegung beanspruchte Rollenbolzen aus der Biegungsgleichung

$$\frac{N}{2}\cdot\frac{l_1}{2}-\frac{N}{2}\cdot\frac{l}{4}=\frac{1}{10}d^3k_b \quad \text{zu} \quad d=\sqrt[3]{\frac{10\,N\left(\frac{l_1}{4}-\frac{l}{8}\right)}{k_b}}.$$

Für Stahl kann $k_b = 1000\,\text{kg/qcm}$ gesetzt werden.

Die spezifische Pressung in der Nabenbohrung ist

$$k=\frac{N}{ld},$$

welcher Wert 130 bis 150 kg/qcm nicht überschreiten soll.

Den Rollendurchmesser wählt man $D \sim d$, worauf die Flächeneinheitspressung nach der Gleichung

$$N = k.l.D$$

zu prüfen ist.

Für gußeiserne Rollen soll $k \leqq 25\,\text{kg/qcm}$ und für Stahlrollen $k \leqq 60\,\text{kg/qcm}$ sein, falls günstige Reibungsverhältnisse erzielt werden sollen. Doch werden die angegebenen Werte in der Praxis oft im Interesse einer gedrängten Konstruktion bedeutend überschritten.

Diese Berechnung der Flächenpressung ist aber nur für zylindrisch abgedrehte Rollen gültig. Infolge der Elastizität des Materials biegt sich die Kransäule durch, und die zylindrischen Rollen würden dann in eine Klemmlage geraten und nur auf einer Seite anliegen. Die Rollen werden deshalb schwach ballig abgedreht. Andere Formen des Rollenlagers siehe S. 515 (Fairbairnkran).

Die Schrauben, welche die Kranschilde mit dem Rollenkasten verbinden, sind auf Biegung zu berechnen, falls die Kraft Y (s. graphische Ermittelung) nicht durch angegossene Vorsprünge der Schilde, welche sich auf den Rollenkasten stützen, abgefangen wird.

5. Graphische Ermittelung der im Krangerüst wirkenden Kräfte.

Bei der nachfolgenden graphischen Ermittelung der Kräfte wird das gewöhnliche durch Schließe, Strebe und Säulen gebildete Krandreieck durch das sogenannte theoretische Krandreieck ersetzt, welches sich durch die Verlegung der Strebenrichtung nach dem Berührungspunkte der Rolle und Säule von dem vorigen unterscheidet.

Zu beachten ist, daß die Kräfte in bezug auf das Gerüst, nicht auf die Säule anzubringen sind. G_1 und G_2 sind die Komponenten des Eigengewichtes G (vgl. S. 496). Die Kraft 3 fällt in die Verbindungslinie von Stützzapfen und Rollenberührungspunkt und beansprucht

Fig. 895.

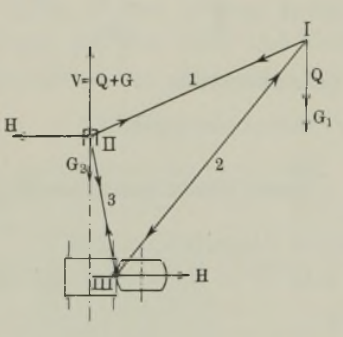
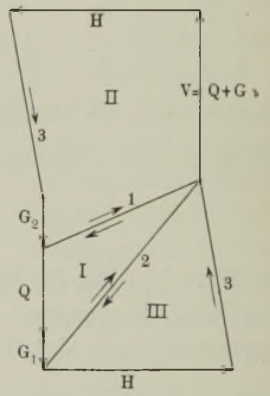


Fig. 896.



Graphische Ermittelung der Gerüstkräfte.

die beiden Kranschilde, die mit dem Rollenkasten verbunden sind, auf Zug.

Läßt man die Rollen des unteren Lagers auf einem Kegelmantel laufen, so wird ein Teil der Vertikalkraft $Q + G$ von dem Kegelmantel aufgenommen, und der obere Stützzapfen wird teilweise entlastet. Außerdem wird das Biegungsmoment verkleinert und dies um so mehr, je größer der Durchmesser der konischen Laufbahn gewählt wird.

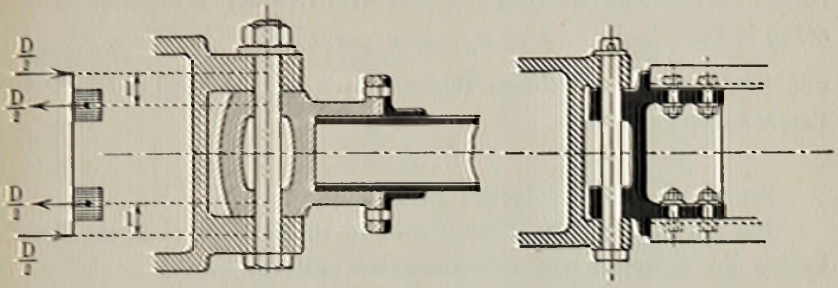
Wählt man den Kegelwinkel der Rollenbahn sehr flach, so kann der Zapfendruck unter Umständen gleich Null oder sogar negativ werden.

In letztem Falle wird das Kippmoment des Kranes den Kran vom Stützzapfen abheben, wenn der in diesem Falle in die Kransäule eingelassene Zapfen über der Nabe nicht mit einem Bund versehen wird.

6. Anschlußbolzen für den Ausleger.

Der Auslegerschuh, welcher den Strebenfuß in sich aufnimmt, wird durch einen Bolzen gelenkartig mit dem Rollenkasten verbunden. In den beiden Figuren ist die Verbindung eines Auslegerrohres und zweier C-Eisen mit dem Rollenkasten angedeutet.

Fig. 897. Fig. 898.



Anschluß der Auslegerstrebe.

Der Bolzen ist auf Biegung zu berechnen, und zwar geht man mit k_b bis auf 1200 kg/qcm für Stahl, weil kleine Durchbiegungen unschädlich sind und nur genügende Sicherheit gegen Bruch erforderlich ist.

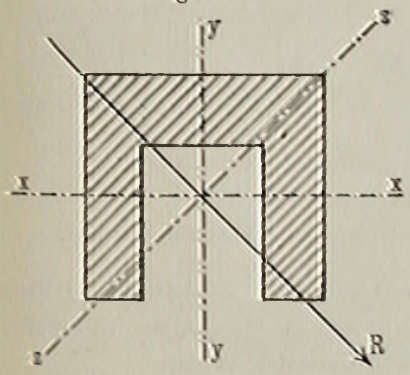
Die Biegungsgleichung für Fig. 897 bzw. Fig. 898 lautet:

$$\frac{D}{2} \cdot l = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

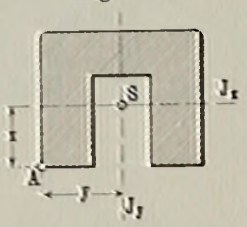
7. Traverse und Kranschilde.

Die Traverse wird durch die Horizontalkraft H und durch die Vertikalkraft V auf Biegung beansprucht. Vereinigt man beide Kräfte zu der

Fig. 899. Fig. 900.



Belastung der Krantraverse.



Resultierenden R, so hat man einen auf zwei Stützen ruhenden, in der Mitte durch R belasteten Balken.

Die Biegungsgleichung lautet $Rl/4 = W.k_b$, wenn l die freitragende Länge der Traverse und W das Widerstandsmoment des mittleren Querschnittes nach Abzug des Zapfenloches bedeutet.

Sind J_x und J_y die Hauptträgheitsmomente des Querschnittes für die Schwerpunktsachsen xx und yy,

α der Winkel, welchen die zur Kraftrichtung R senkrechte Schwerpunktsachse Z mit der xx-Achse einschließt,

so findet man mit Rücksicht auf die Beziehung $W = \frac{J}{e}$ das Trägheitsmoment bezogen auf die senkrecht zur Kraftrichtung R liegende Neutralachse Z aus

$$J = J_x \cdot \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha$$

und W durch Division dieses Wertes durch den Abstand der äußersten Faserschicht

$$W = \frac{J}{e}.$$

Zweckmäßiger ist folgende Rechnung:

Der am meisten gefährdete Punkt ist in Fig. 900 bei A, da hier die Fasern am weitesten von der Neutralen entfernt liegen.

$$M_H = H \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_H = \frac{M_H}{J_x} \cdot y,$$

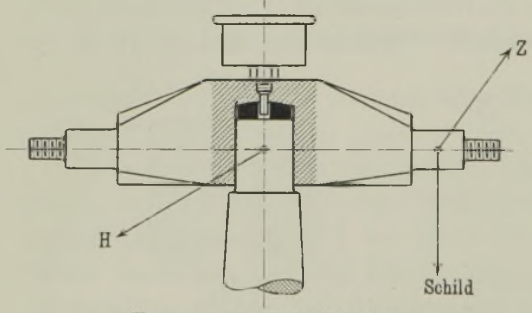
$$M_V = V \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_V = \frac{M_V}{J_x} \cdot x.$$

Folglich ist die resultierende Biegungsspannung des gewählten Querschnittes $\sigma_b = \sigma_H + \sigma_V \leqq k_b$.

Für gußeiserne Traversen ist $k_b = 200 \div 300$ kg/qcm.

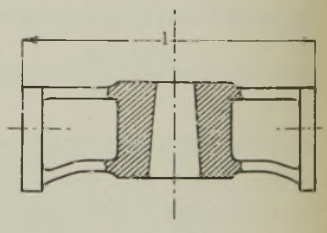
Für schmiedeeiserne Traversen ist $k_b = 600$ kg/qcm.

Fig. 901.



Traverse aus Schmiedeeisen.

Fig. 902.



Traverse aus Gußeisen.

Bei ersteren erfolgt die Befestigung der Kranschilde mittels Schrauben nach Fig. 902, die gleichfalls wie die Schrauben des unteren Rollenlagers durch angegossene Nocken entlastet werden.

Bei den schmiedeeisernen Traversen werden an den Enden Zapfen angesetzt, die in die Naben der Schilde eingreifen und durch Muttern gesichert sind (Fig. 901).

Die Schilde werden durch die nach Fig. 895 zu ermittelnde Kraft 3, die sich auf beide Schilde verteilt, auf Zug beansprucht. Der kleinste Querschnitt muß also dieser Zugbeanspruchung genügen.

Die Form der Traverse ist nur dann richtig, wenn die Resultierende von V und H durch die Achse der Stützzapfen wie in Fig. 901 geht.

Fig. 903.

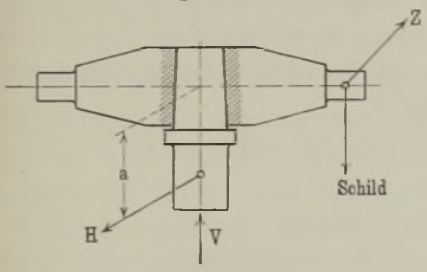
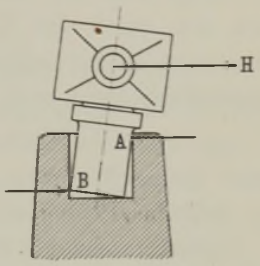


Fig. 904.



Falsche Traversenanordnung.

Bei der Anordnung Fig. 903 würde das Moment $H.a$ die Traverse um die Zapfen drehen. Da letztere aber kein Moment übertragen können, so würde die Folge Schiefstellung des Stützzapfens im Spurtopf und Einfressen bei A und B (Fig. 904) sein.

Diese Anordnung ist nur dann möglich, wenn die Übertragung durch Flanschen und Schrauben auf die Schilde wie in Fig. 902 erfolgt.

8. Fundamentplatte. — Anker und Fundament.

Die Fundamentplatte für die feststehende Säule wird aus Gußeisen in meist sternförmiger Gestalt hergestellt. Sie hat das ganze Kippmoment des belasteten Kranes aufzunehmen und wird in den Armquerschnitten auf Biegung beansprucht.

Bezeichnet

Q die Resultierende aus Nutzlast und dem ganzen Eigengewicht des Kranes,
a den Abstand derselben von der Säulenachse,
n die Anzahl der Anker,
r den Ankerkreishalbmesser,
l den Abstand der Anker von der Nabe,
W das Widerstandsmoment des Armquerschnittes an der Nabe,
k_b die zulässige Biegungsanstrengung $=$ 200 bis 250 kg/qcm,

so ist nach Ernst[1])

$$W \geqq Q\left(\frac{2a}{n.r}+\frac{1}{n}\right)\frac{l}{k_b}.$$

[1]) Ernst, Hebezeuge, 3. Aufl., I, S. 478.

Ist z. B. nach Fig. 921 (Tafel zu S. 550) $Q = 5000\,\text{kg}$, $a = 8\,\text{m}$, $r = 1{,}25\,\text{m}$, $l = 1\,\text{m}$, so muß bei 6 Ankern und $k_b = 200\,\text{kg/qcm}$ ein Widerstandsmoment

$$W \geqq 5000\left(\frac{2.800}{6.125} + \frac{1}{6}\right)\frac{100}{200} = 800\,\text{cm}^3$$

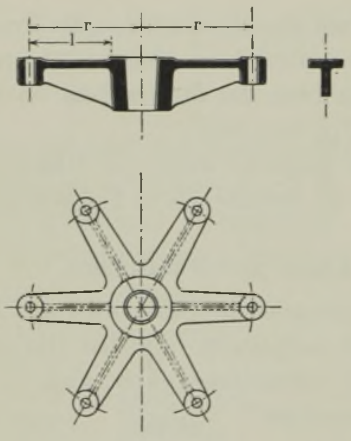
vorhanden sein.

Nimmt man an, daß stets zwei dem Ausleger gegenüberliegende Anker den durch das Kippmoment hervorgerufenen Zug aufnehmen, so bestimmt sich Z mittels der um den rechten Anker angeschriebenen Momentengleichung nach Fig. 907:

$$Z.2r = Q(a - r) + G(b - r) - G_1.r,$$

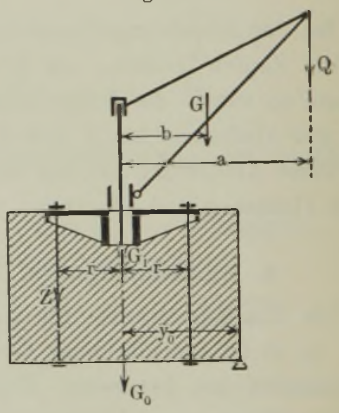
worin Q die Nutzlast,
G das Eigengewicht des Auslegers,
G_1 Gewicht der Säule und Fundamentplatte.

Fig. 905 u. 906.



Fundamentplatte.

Fig. 907.



Berechnungsskizze für die Anker.

Hieraus ergibt sich der Zug für die beiden Anker

$$Z = \frac{Q}{2}\left(\frac{a}{r} - 1\right) + \frac{G}{2}\left(\frac{b}{r} - 1\right) - \frac{G_1}{2}.$$

Der halben Zugkraft hat der Kernquerschnitt eines Ankers nach der Gleichung

$$\frac{Z}{2} = \frac{\pi d^2}{4} k_Z$$

zu genügen.

Einer Zuganstrengung von 600 kg/qcm entsprechen die in der auf S. 51 angegebenen Schrauben.

Die Standfähigkeit des Fundamentes erfordert nach S. 491 ein Eigengewicht G_0 des Fundamentes

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1.$$

Das auszuführende Gewicht des Fundamentes ist gleich

$$2\,G_0 \text{ bis } 3\,G_0.$$

Hierbei kann das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk zu 1600 kg angenommen werden.

9. Triebwerk zum Heben und Senken der Last.

Die Krane sind meist mit loser Rolle ausgerüstet. Es ist infolgedessen das Windwerk nur für die halbe Nutzlast zu berechnen. Die Anordnung der Brems- und Sperrvorrichtungen ist dieselbe, wie bei den früher beschriebenen Windwerken, nur werden die Wellen meist direkt in den Kranschilden zu beiden Seiten der Säule gelagert.

Sind die gußeisernen Kranschilde durch einfache Hängeschienen ersetzt, wie in Fig. 878 und 921, so erfolgt die Lagerung des Windwerkes auf den ⊏-Eisenstreben.

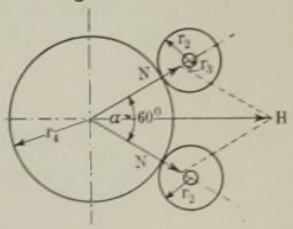
10. Triebwerk zum Drehen des Kranes.

Ist der Kran oben mit einem Stützlager, unten mit einem gewöhnlichen Halslager versehen, so bestimmt sich das Gesamtreibungsmoment wie bei den Wanddrehkranen auf S. 501 zu

$$M = \underbrace{\underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spur-reibung}} + \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seiten-reibung}}}_{\text{Stützzapfen}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Halslager}},$$

wenn r_1 den Stützzapfenhalbmesser, r_2 den Säulenhalbmesser im Halslager, V den vertikalen und H den horizontalen Lagerdruck bedeutet.

Fig. 908.



Rollenlager.

Wird das Halslager durch ein Rollenlager ersetzt und bezeichnet dann

r_1 den Stützzapfenhalbmesser,
r_2 den Rollenhalbmesser,
r_3 den Halbmesser der Rollenachsen,
r_4 den Säulenhalbmesser im Rollenlager,

N den auf eine Rolle entfallenden Druck $= \dfrac{H}{2\cos\dfrac{\alpha}{2}}$,

f den Hebelarm der rollenden Reibung,

so ist das Gesamtreibungsmoment[1]) in bezug auf die Säulenmitte

$$M = \underbrace{\underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seiten-reibung}} + \underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spur-reibung}}}_{\text{Stützlager}} + \underbrace{\underbrace{\frac{2\mu N r_3}{r_2} \cdot r_4}_{\text{Reibung zwischen Achse und Rolle}} + \underbrace{\frac{2fN}{r_2} \cdot (r_2 + r_4)}_{\text{Reibung zwischen Rolle und Säule}}}_{\text{Rollenlager}}.$$

Für ebene Spurzapfen mit Ringfläche ist $M = {}^1/_2 \mu . V . (R + r)$, wenn R den äußeren und r den inneren Halbmesser bezeichnet.

Die erforderliche Übersetzung für Handbetrieb ermittelt sich bei einem Kurbeldruck $= P$, einem Kurbelarm $= a$ und einem Wirkungsgrade $= \eta$ für das Schwenktriebwerk zu

$$i = \frac{M}{P . a . \eta}.$$

Bei **mechanischem Antriebe** ist die Übersetzung mit Rücksicht auf die gewählte Schwenkgeschwindigkeit zu berechnen.

Bezeichnet

M das oben ermittelte Reibungsmoment,

v die Schwenkgeschwindigkeit im Auslegerkopfe,

P' die daselbst zum Schwenken erforderliche Umfangskraft, einschl. Massenwiderstand, also $P' = \frac{M}{a} + m . p$, worin m die Masse der Nutzlast zuzüglich der auf den Auslegerkopf reduzierten Masse des Auslegers und $p = \frac{2v}{t_a}$ (vgl. S. 273 und 287),

so macht der Ausleger $n = \frac{v}{D\pi}$ Umdrehungen pro Minute.

Ist die Umdrehungszahl der Antriebswelle pro Minute $= n_1$, so ist das Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n}$.

Die zum Schwenken erforderliche Anzahl der Pferdestärken ist

$$N = \frac{P' . v}{75 . \eta}.$$

11. Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung.

(Fig. 909 bis 919.)

Berechnung des Krangerüstes. Das Seil läuft oberhalb der Schließen. Zugkraft in den Schließen ohne den entlastenden Seilzug nach S. 497

[1]) Vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 38: Füsgen, Berechnung des Schwenkwiderstandes; ferner ebenda S. 358: Zuschriften.

Zahnrad	Zähnezahl	Teilung	Teilkreise	Zahnbreite
A . . .	12		156	60
B . . .	12		156	60
C . . .	60	13 π	780	60
D . . .	12		156	60
E . . .	72		936	60
F . . .	10		150	90
G . . .	50	15 π	750	90
H . . .	10		150	70
I . . .	30		450	70

Fig. 914 u. 915.

Fig. 909.

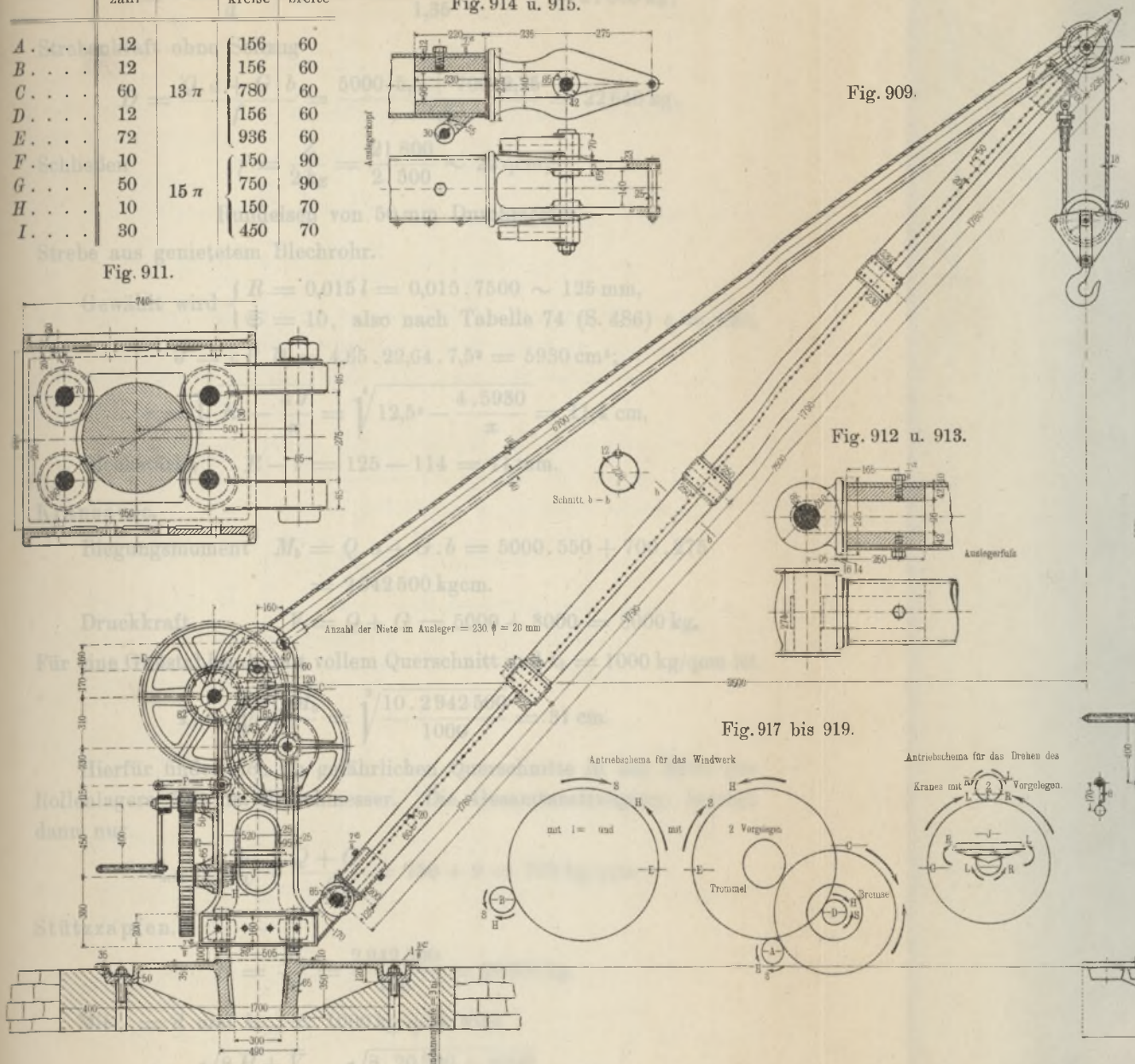


Fig. 910.

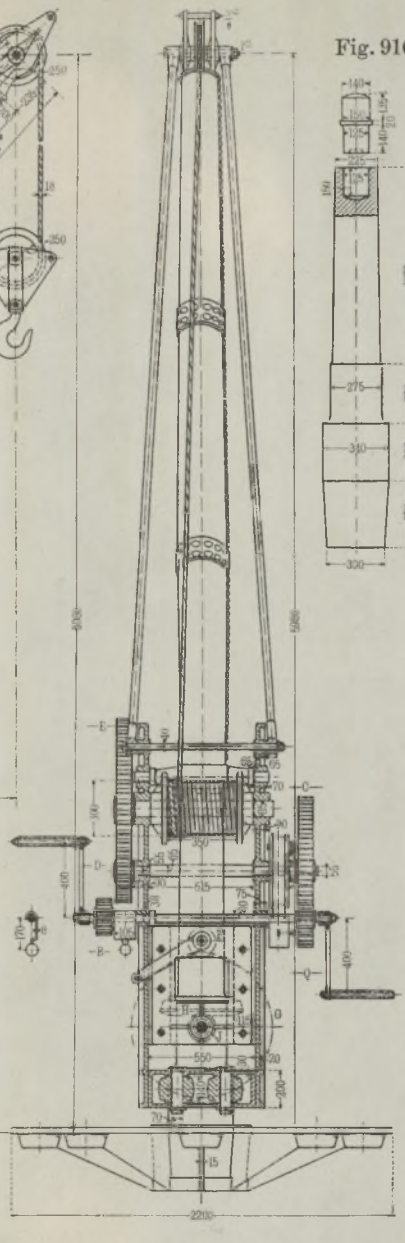


Fig. 916.

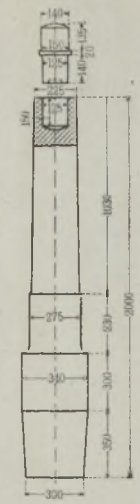


Fig. 911.

Fig. 912 u. 913.

Fig. 917 bis 919.

Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung für Handbetrieb.

$$Z = \frac{Q.a + G.b}{d} = \frac{5000.5{,}5 + 700.2{,}75}{1{,}35} = 21\,800\,\text{kg},$$

Strebenkraft ohne Seilzug

$$D = \frac{Q.a + G.b}{f} = \frac{5000.5{,}5 + 700.2{,}75}{1{,}3} = 22\,640\,\text{kg},$$

Schließen $$f = \frac{Z}{2\,k_Z} = \frac{21\,800}{2.500} \sim 22\,\text{qcm},$$

Rundeisen von 50 mm Durchmesser.

Strebe aus genietetem Blechrohr.

Gewählt wird $\begin{cases} R = 0{,}015\,l = 0{,}015.7500 \sim 125\,\text{mm}, \\ \mathfrak{S} = 10, \text{ also nach Tabelle 74 (S. 486) } c = 4{,}65, \end{cases}$

$$J = c\,P.l^2 = 4{,}65.22{,}64.7{,}5^2 = 5930\,\text{cm}^4;$$

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}} = \sqrt[4]{12{,}5^4 - \frac{4.5930}{\pi}} = 11{,}4\,\text{cm},$$

Blechstärke $R - r = 125 - 114 = 11\,\text{mm}.$

Kransäule.

Biegungsmoment $M_b = Q.a + G.b = 5000.550 + 700.275$
$= 2\,942\,500\,\text{kgcm}.$

Druckkraft $V = Q + G = 5000 + 3000 = 8000\,\text{kg}.$

Für eine Gußstahlsäule mit vollem Querschnitt und $k_b = 1000\,\text{kg/qcm}$ ist

$$D = \sqrt[3]{\frac{10\,M_b}{k_b}} = \sqrt[3]{\frac{10.2\,942\,500}{1000}} = 31\,\text{cm}.$$

Hierfür findet sich im gefährlichen Querschnitte in der Mitte des Rollenlagers 340 mm Durchmesser. Die Gesamtanstrengung beträgt dann nur

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f} = 750 + 9 = 759\,\text{kg/qcm}.$$

Stützzapfen.

$$H = \frac{M_b}{h} = \frac{2\,942\,500}{145} = 20\,300\,\text{kg}.$$

Mit $l = d$ und $k_{max} = 1000\,\text{kg/qcm}$ wird

$$d = \sqrt{\frac{8\,H + V}{k_{max}}} = \sqrt{\frac{8.20\,300 + 8000}{1000}} = 13\,\text{cm}.$$

In der Zeichnung findet sich ein Zapfendurchmesser von 125 mm und eine Lagerlänge von 120 mm.

Spezifische Pressung in der ringförmigen Spurfläche bei 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser

$$k = \frac{8000}{\pi/4\,(12{,}5^2 - 6^2)} = 85 \text{ kg/qcm.}$$

Spezifische Pressung in den Seitenflächen

$$k = \frac{20\,300}{12{,}5 \,.\, 12} = 135 \text{ kg/qcm.}$$

Rollenlager. Druck auf eine Rolle

$$N = \frac{H}{2 \,.\, \cos \alpha/2} = \frac{20\,300}{2 \,.\, \cos 60/2} = 11\,730 \text{ kg.}$$

Die Nabenlänge der Rolle beträgt 140 mm. Die halbe Lagerung der Bolzen zu beiden Seiten je 30 mm. Für den Stahlbolzen mit $k_b = 1000$ kg/qcm wird nach S. 539 mit $l_1 = 200$ mm und $l = 140$ mm

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \,.\, 11\,730 \left(\frac{20}{4} - \frac{14}{8}\right)}{1000}} \sim 7 \text{ cm.}$$

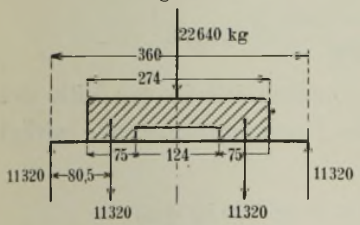
Spezifische Pressung in der Nabenbohrung

$$k = \frac{11\,730}{7 \,.\, 14} \sim 120 \text{ kg/qcm.}$$

Anschlußbolzen für den Ausleger.

Nach Fig. 920 ist mit $k_b = 1000$ kg/qcm für Stahl

Fig. 920.



Anschlußbolzen für den Ausleger.

$$M_b = 11320 \,.\, 8{,}05 = \frac{1}{10} d^3\, 1000$$

und $$d = 9{,}7 \text{ cm.}$$

Der Bolzen ist mit 8,5 cm ausgeführt, folglich wird die Anstrengung

$$\sigma_b = \frac{11\,320 \,.\, 8{,}05 \,.\, 10}{8{,}5^3} = 1484 \text{ kg/qcm.}$$

Bei Siemens-Martin-Stahl mit 4500 kg/qcm Bruchfestigkeit wäre demnach noch eine etwa dreifache Sicherheit vorhanden.

Geht man von dem Gesichtspunkt aus, daß der Bolzen ohne Rücksicht auf Durchbiegungen an zwei Stellen abgeschert werden muß, so würde mit $k_s = 800$ kg/qcm noch ein Bolzen von 43 mm Durchmesser genügen.

Spezifische Flächenpressung in der Nabe bei 85 mm Durchmesser

$$k = \frac{11\,320}{7{,}5 \,.\, 8{,}5} = 177 \text{ kg/qcm.}$$

Traverse.

Die schmiedeeiserne Traverse hat eine freitragende Länge von 515 mm und steht unter der Einwirkung der Horizontalkraft $H = 20300$ kg und der Vertikalkraft $V = 8000$ kg. Die Resultierende ruft im gefährlichen Querschnitt eine Biegungsanstrengung von etwa 650 kg/qcm hervor.

Fundament.

Das erforderliche Gewicht beträgt

$$G_0 = Q\left(\frac{a}{y_0} - 1\right) + G\left(\frac{b}{y_0} - 1\right) - G_1$$
$$= 5000\left(\frac{550}{150} - 1\right) + 700\left(\frac{275}{150} - 1\right) - 2300 = 11330 \text{ kg}.$$

Auszuführen mit etwa 28000 kg.

Lastwinde.

Seiltrommel bei 18 mm Seildurchmesser 300 Durchmesser.

Zwei Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarme von 400 mm.

$$\eta \sim 0{,}7.$$

$$\text{Übersetzung} = \frac{2500 \cdot 15}{2 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 0{,}7} = 33, \text{ ausgeführt } \frac{1}{30}.$$

Zum Heben kleinerer Lasten wird die Kurbelwelle nach links verschoben, so daß das Ritzel B direkt mit dem Trommelrade E kämmt und die Bremswelle leer mitläuft. Als Bremse ist eine Beckersche Sperradbremse angeordnet.

Schwenkwerk.

Das Gesamtreibungsmoment bezogen auf die Säulenmitte ist nach der auf S. 546 aufgestellten Formel für Rollenlager zu ermitteln.

Stützzapfenhalbmesser	$r_1 = 12{,}5/2$	$=$	6,25 cm
Rollenhalbmesser	$r_2 = 18/2$	$=$	9 „
Halbmesser der Rollenachsen .	$r_3 = 7/2$	$=$	3,5 „
Säulenhalbmesser	$r_4 = 34/2$	$=$	17 „

$$M = 0{,}1 \cdot 20300 \cdot 6{,}25 + 0{,}1 \cdot 8000 \cdot \frac{(6{,}25 + 3)^{1})}{2} + \frac{2 \cdot 0{,}1 \cdot 11730 \cdot 3{,}5}{9} \cdot 17$$
$$+ \frac{2 \cdot 0{,}05 \cdot 11730}{9} \cdot (9 + 17) = 12687 + 3696 + 15509 + 3378,$$

$M = 35270$ kgcm ohne Massenwiderstand.

[1]) Ringförmiger Stützzapfen mit 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser.

Mit zwei Arbeitern zu je 25 kg am Kurbelarm von 450 mm berechnet sich die Übersetzung zu

$$i = \frac{35\,270}{2 \cdot 25 \cdot 45 \cdot 0{,}8} \sim 19{,}6, \text{ ausgeführt mit } \frac{50}{10} \cdot \frac{30}{10} = \frac{15}{1}.$$

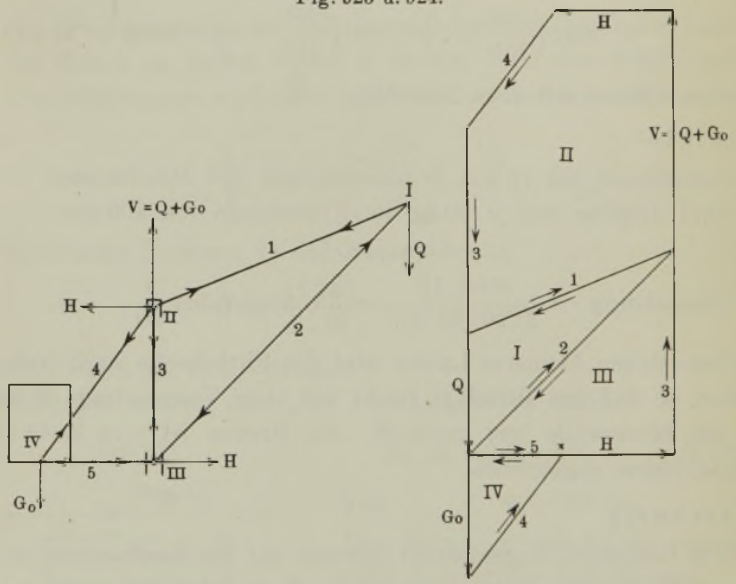
Die Kurbelkraft fällt also etwas größer aus.

12. Freistehender Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 921 und 922.)

Fig. 923 u. 924.



Graphische Ermittelung der Stabkräfte für einen Drehkran mit freistehender Säule und Gegengewicht.
(Das Eigengewicht ist durch einen besonderen Kräfteplan zu berücksichtigen.)

13. Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

1. Allgemeiner Aufbau. Die massive Stahlsäule von 200 mm größtem Durchmesser ist in einer mit Beton ausgefüllten, aus Profileisen zusammengenieteten Fundamentplatte befestigt. Der drehbare Teil, dessen Ausleger aus zwei gegenseitig verstrebten ⌴-Eisen 117,5 . 65 [1]) und zwei Flacheisenzugstangen 80 . 10 besteht, ist nach rückwärts zu einer Platt-

[1]) Älteres Profil.

Fig. 934.

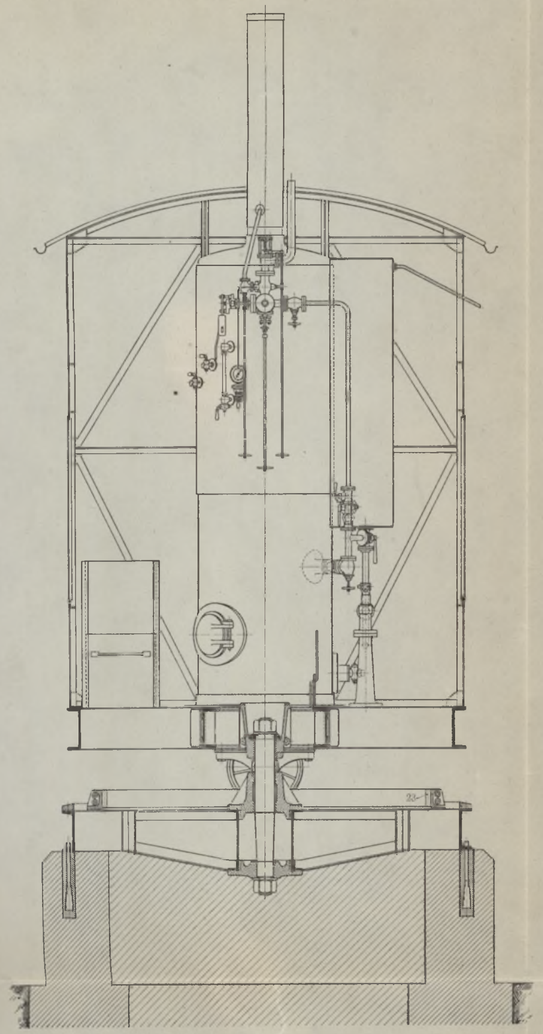


Fig. 935.

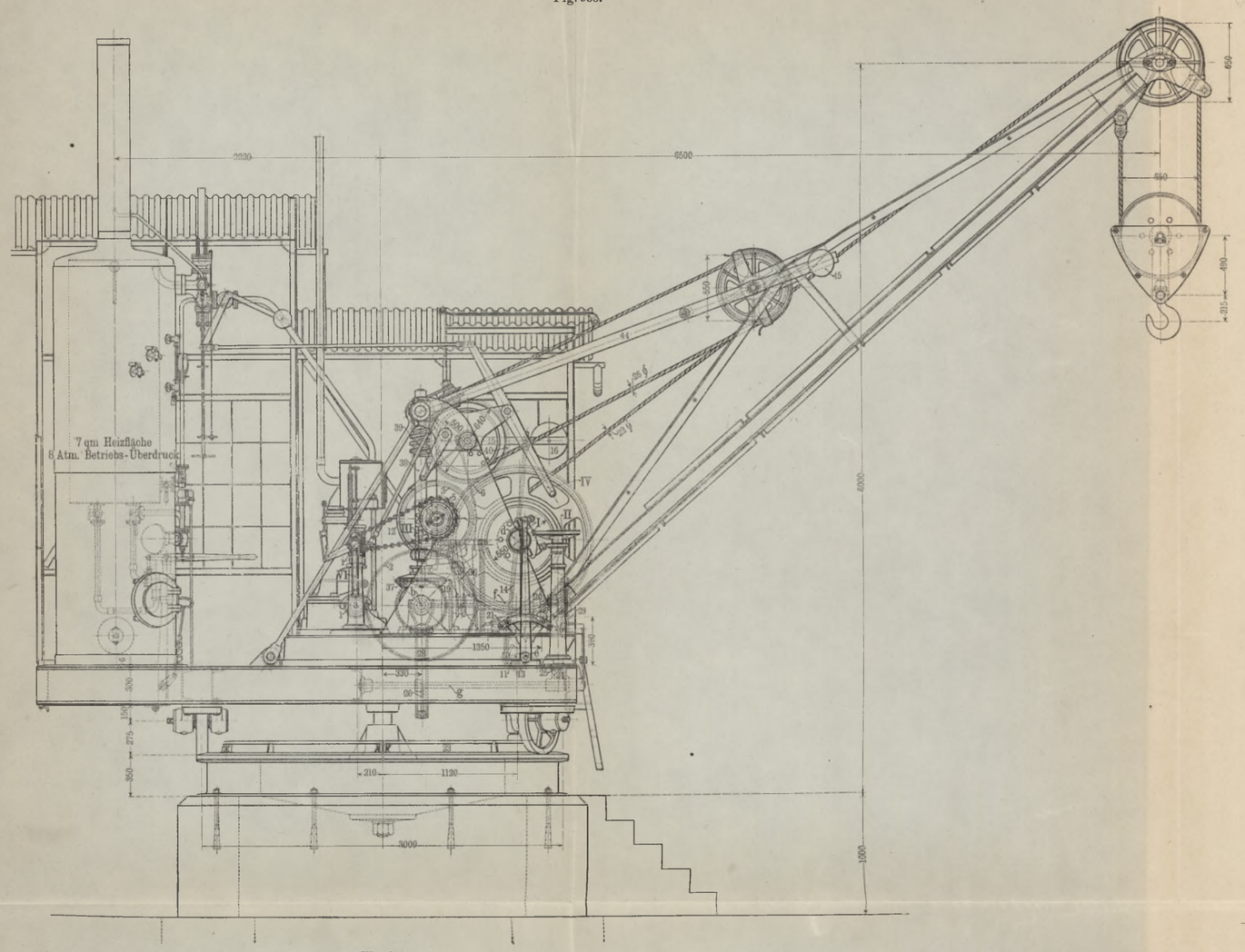


Fig. 936.

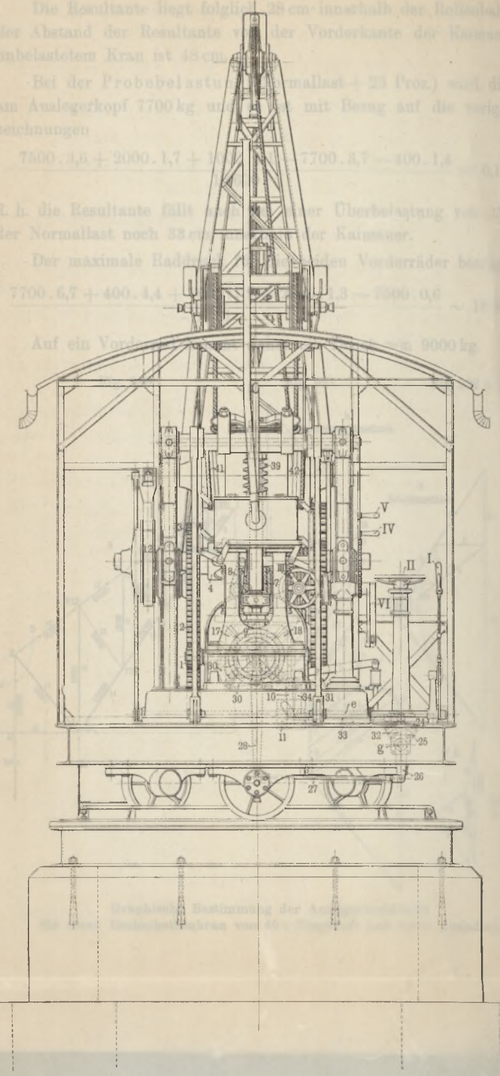
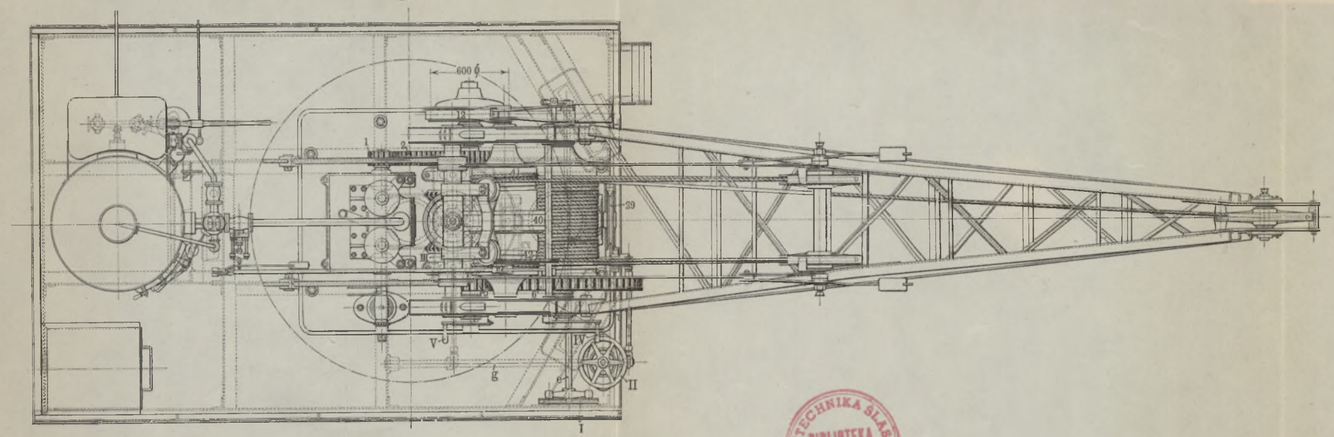


Fig. 937.



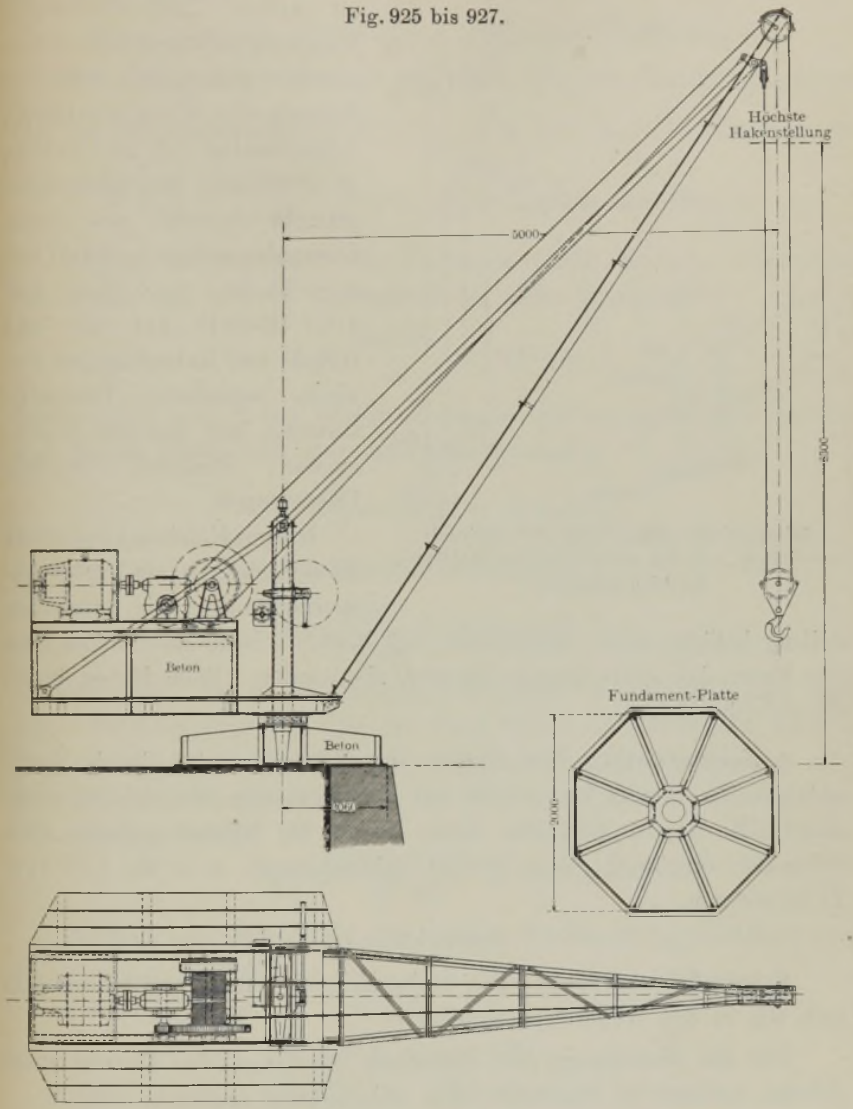
Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

form verlängert, welche den mit Beton ausgefüllten Gegengewichtskasten trägt und das Hubwindwerk aufnimmt. Die Lagerung erfolgt in üblicher Weise oben in einem Stützlager, unten in einem gewöhnlichen Rollenhalslager. Stützlagertraverse und Halslager sind durch zwei ⊏-Eisen *NP* 20 verbunden, an welchen das Schwenktriebwerk und der Hubkontroller befestigt sind.

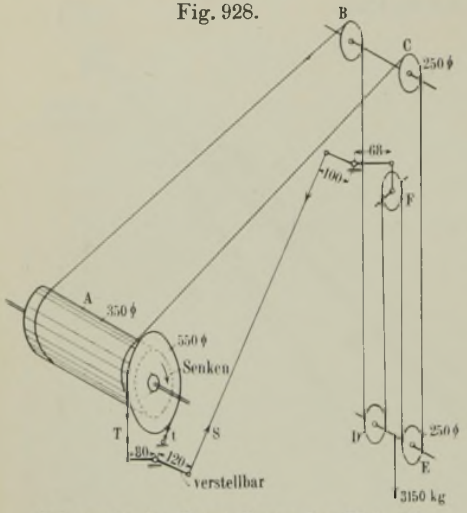
Fig. 925 bis 927.



Feststehender Säulendrehkran von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

2. Hubwerk mit elektrischem Antrieb. Der Kommutatormotor mit Hauptstromcharakteristik für Einphasen-Wechselstrom 600 Volt 25 Frequenzen macht bei 10 PS 710 Umdrehungen in der Minute und ist mittels einer elastischen Kupplung mit einem Schneckengetriebe gekuppelt. Schnecke 3gängig, $d = 76$ mm, $\alpha = 30°40'$, Schneckenrad $z = 24$, $t = 15\pi$, $D = 360$ mm. Das Schneckengetriebe arbeitet mit einem Stirnradvorgelege (gefräst) mit $z = 14:68$, $t = 12\pi$ und $d = 168:816$ auf eine mit rechts- und linksgängigem Gewinde versehene Drahtseiltrommel von 350 mm Durchmesser. Drahtseil 10,5 mm Durchmesser.

Fig. 928.



Schematische Darstellung der Hubseilanordnung und der durch Seilzug betätigten Lastdruckbremse.

Die mit Holzbelag versehene Bandbremse ist als Lastdrucksperradbremse, die durch den Seilzug betätigt wird, ausgebildet (vgl. S. 130). Beim Lastsenken muß der Motor das überschüssige Moment überwinden. Beim Heben bleibt die Scheibe stehen.

3. Schwenkwerk. Das Drehen des Kranes erfolgt durch Handantrieb. Zu diesem Zwecke ist auf der Kransäule ein Schneckenrad aufgekeilt, dessen Schnecke direkt durch die Kurbel gedreht wird. Schnecke: eingängig, $d = 70$ mm; Schneckenrad: $z = 36$, $t = 13\pi$, $D = 468$ mm.

Berechnung.

Krangerüst und Säule. Die Stabspannungen und Profile ermitteln sich wie in den früheren Beispielen.

Für die Berechnung der Kransäule ist das größte Moment maßgebend, welches im belasteten oder unbelasteten Zustande auftritt.

Auf der rechten Seite wirkt außer der Nutzlast von 3000 kg noch das Flaschengewicht von 150 kg und das Auslegergewicht von 450 kg im Schwerpunkt mit einem Abstand von etwa 2 m von der Kransäule, auf der linken Seite Plattform, Betonklotz und Hubwerk mit einem Gesamtgewicht von etwa 5500 kg im Abstand 1,4 m von der Kransäule.

Demnach ist das Biegungsmoment der Säule bei belastetem Kran

$$M_b = (3150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) - 5500 \cdot 140 = 895\,000 \text{ kgcm},$$

bei leerem Haken

$$M_b = 5500 \cdot 140 - (150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) = 605\,000 \text{ kgcm}.$$

Mit dem größeren Moment berechnet sich der Säulendurchmesser aus der Biegungsgleichung $M_b = \frac{1}{10} d^3 . k_b$ mit $k_b = 1000$ kg/qcm zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 895\,000}{1000}} = 20{,}8 \text{ cm}, \text{ ausgeführt mit } 245 \text{ mm}.$$

Beträgt die Nabenhöhe der Fundamentplatte 400 mm, so wirkt in der oberen und unteren Blechplatte der Nabe je eine Kraft

$$H = \frac{895\,000}{40} = 2237 \text{ kg};$$

damit ergibt sich in der oberen Platte bei 230 mm Säulendurchmesser und 10 mm Blechstärke eine spezifische Pressung

$$k = \frac{H}{l . d} = \frac{2237}{1 . 23} = 97 \text{ kg/qcm},$$

in der unteren Platte bei 130 mm Durchmesser

$$k = \frac{2237}{1 . 13} = 172 \text{ kg/qcm}.$$

Hubwerk. Bei einer Hubgeschwindigkeit $v = 0{,}166$ m/sec und einem Wirkungsgrad von 0,85 der losen Rollen und Leitrollen, 0,8 des Schneckengetriebes und 0,95 des Stirnradvorgeleges, zusammen also $\eta \cong 0{,}7$, wird die für die Wahl des Motors maßgebende Leistung des Beharrungszustandes

$$N = \frac{3150 . 0{,}166}{75 . 0{,}7} = 10 \text{ PS}.$$

Gewählt ein Motor der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft von 10 PS und $n = 710$.

Umdrehungszahl der Trommel

$$n = \frac{60\,v}{D\pi} = \frac{60 . 2 . 0{,}166}{0{,}35 . \pi} = 18.$$

Übersetzung zwischen Motor und Trommel

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{710}{18} \cong \frac{39}{1}; \text{ ausgeführt mit } \begin{cases} \text{Schneckengetriebe} & 8 : 1, \\ \text{Stirnräderpaar} & 38{,}9 : 1. \end{cases}$$

Kontrolle der Ankerdrehmomente beim Anlauf mit Berücksichtigung des Ankerträgheitsmomentes nach Beispiel S. 577.

Mit dem hier günstig einzusetzenden Kraftverlust im Rollenzug und in der Trommelwelle ($\eta \cong 0{,}9$) sind am Bremsscheibenumfang

$$\frac{3150}{2} \cdot \frac{17{,}5}{27{,}5} \cdot 0{,}9 = 900\,\text{kg}$$

zu vernichten. Durch den Lastseilzug wird nach Fig. 928 mit den dort eingeschriebenen Hebelarmen und $\mu = 0{,}25$, $\alpha^0 = 225^0$, also

$$\alpha_{\text{Bogen}} = 2\pi \frac{225}{360} = 392 \quad \text{und} \quad e^{\mu\alpha} = 2{,}66,$$

$$T = \frac{3150}{2} \cdot \frac{68}{100} \cdot \frac{120}{80} = 1610\,\text{kg}; \quad t = \frac{T}{e^{\mu\alpha}} = \frac{1610}{2{,}66} = 605\,\text{kg},$$

also Bremskraft $P = 1610 - 605 = 1005\,\text{kg}$.

Mit den angenommenen Werten ergibt sich eine überschüssige Bremskraft am Scheibenumfang von $1005 - 900 = 105\,\text{kg}$.

4. Drehscheibenkrane.

Bei den Drehscheibenkranen fällt die Kransäule fort und die untere Kranpartie ist als Drehscheibe ausgebildet. Auf dieser Drehscheibe, welche aus der Plattform, den Laufrollen und dem Königszapfen besteht, kann der Ausleger und das Windwerk in bequemer, übersichtlicher Weise montiert werden. Bezüglich der Konstruktion des Auslegers hat man vollkommen freie Hand. Häufig findet man auch den oberen Teil des Fairbairnauslegers über eine auf der Drehscheibe befestigte Säule gesteckt oder direkt auf der Plattform befestigt.

Vorteile der Drehscheibenkrane: Leichte Drehbarkeit, weil die Durchbiegungen der Säule fortfallen, und bequeme Konstruktion des Auslegers und Triebwerkes.

Nachteile: Kleine nutzbare Ausladung im Verhältnis zur ganzen Ausladung, weil die Drehscheibe viel Platz beansprucht.

Einer besonderen Berechnung bedarf die Stabilität des Kranes, denn es muß sowohl im belasteten Zustande als auch im entlasteten Zustande Gleichgewicht vorhanden sein.

Bewegungswiderstand.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,
G das Eigengewicht des drehbaren Teiles,
W den Widerstand am Umfange des Laufrades,
R den Halbmesser der Laufräder in cm,
r den Halbmesser der Zapfen der Laufräder,

f den Koeffizienten der rollenden Reibung = 0,05 cm,
μ den Koeffizienten der Zapfenreibung,

so ist bei nur führendem Mittelzapfen und allein tragenden Laufrädern

$$W = \frac{Q+G}{R}(\mu r + f).$$

Stabilitätsnachweis für einen Drehscheibenkran von 6000 kg Tragkraft und 5,2 m Ausladung.

Unter Bezugnahme auf die Skizze sind folgende Gewichte zu berücksichtigen:

6200 kg am Lasthaken bei 6000 kg Nutzlast und 200 kg Ketten- und Flaschengewicht.

400 kg Auslegergewicht, im Schwerpunkte wirkend (Abstand 1,4 m vom Schienenkranze).

1000 kg in 1,1 m Abstand von der Kippkante A, herrührend vom Triebwerke für die Hubbewegung.

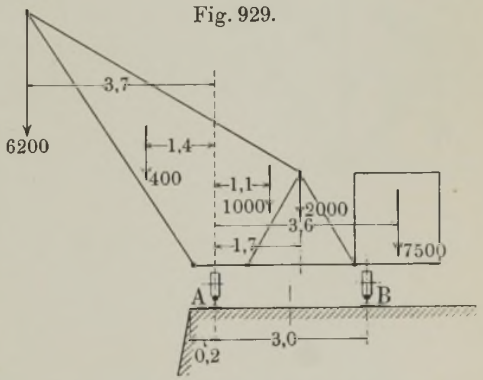
2000 kg in der Krangerüstmitte, herrührend vom Eigengewicht des Krangerüstes und des Triebwerkes zum Schwenken (1,7 m Abstand von der Kippkante A).

7500 kg Gegengewicht, 3,6 m von der Kippkante A entfernt.

Hiernach besteht mit dem Gesamtgewicht des belasteten Kranoberbaues = 17100 kg für den Abstand x der Resultierenden von der Kippkante A die Beziehung:

$$\frac{7500 \,.\, 3{,}6 + 2000 \,.\, 1{,}7 + 1000 \,.\, 1{,}1 - 6200 \,.\, 3{,}7 - 400 \,.\, 1{,}4}{17100} = 0{,}46 \text{ m}.$$

Fig. 929.



Standfestigkeit eines Drehscheibenkranes.

Bei voll belastetem Kran liegt die Resultante also 46 cm innerhalb der Rollenbahn, und da diese 20 cm von der Kaikante entfernt ist, wird der Abstand der Resultierenden von der Kaikante 66 ccm.

Bei unbelastetem Kran rückt die Resultante weiter nach außen und es gilt mit Bezug auf die Kippkante B

$$\frac{200 \,.\, 6{,}7 + 400 \,.\, 4{,}4 + 1000 \,.\, 1{,}9 + 2000 \,.\, 1{,}3 - 7500 \,.\, 0{,}6}{11100} = 0{,}28 \text{ m}.$$

Die Resultante liegt folglich 28 cm innerhalb der Rollenbahn und der Abstand der Resultante von der Vorderkante der Kaimauer bei unbelastetem Kran ist 48 cm.

Bei der Probebelastung (Normallast + 25 Proz.) wird die Last am Auslegerkopf 7700 kg und es ist mit Bezug auf die vorigen Bezeichnungen

$$\frac{7500 \cdot 3{,}6 + 2000 \cdot 1{,}7 + 1000 \cdot 1{,}1 - 7700 \cdot 3{,}7 - 400 \cdot 1{,}4}{18\,600} = 0{,}13 \text{ m},$$

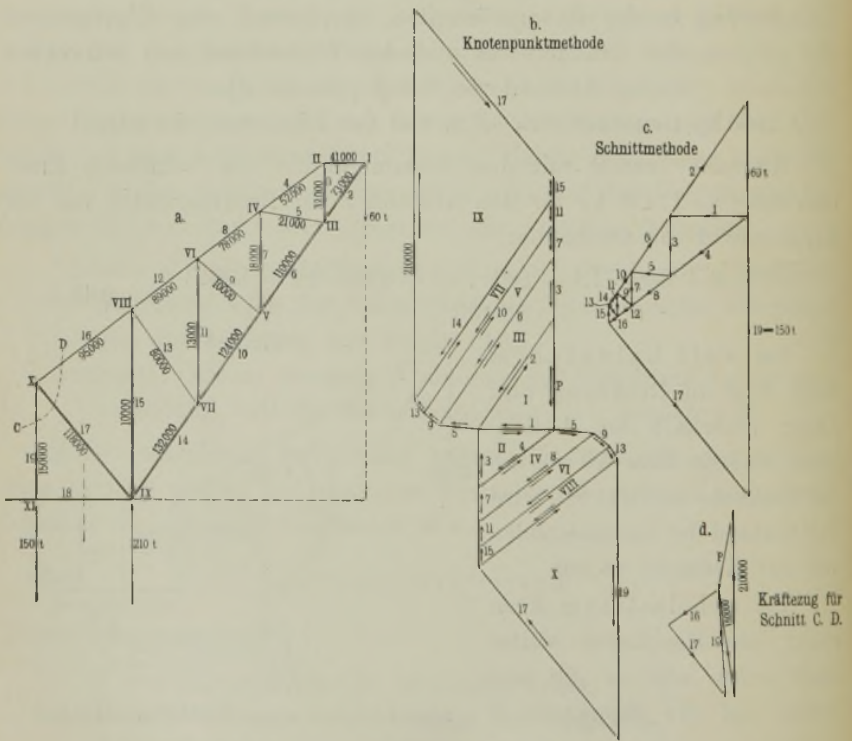
d. h. die Resultante fällt auch bei einer Überbelastung von 25 Proz. der Normallast noch 33 cm innerhalb der Kaimauer.

Der maximale Raddruck für die beiden Vorderräder beträgt

$$\frac{7700 \cdot 6{,}7 + 400 \cdot 4{,}4 + 1000 \cdot 1{,}9 + 2000 \cdot 1{,}3 - 7500 \cdot 0{,}6}{3} \sim 18\,000 \text{ kg}.$$

Auf ein Vorderrad kommt daher ein Druck von 9000 kg.

Fig. 930. Fig. 931. Fig. 932 u. 933.



Graphische Bestimmung der Auslegerstabkräfte
für einen Drehscheibenkran von 60 t Tragkraft und 7,5 m Ausladung.

Zu Seite 557.

Fig. 934.

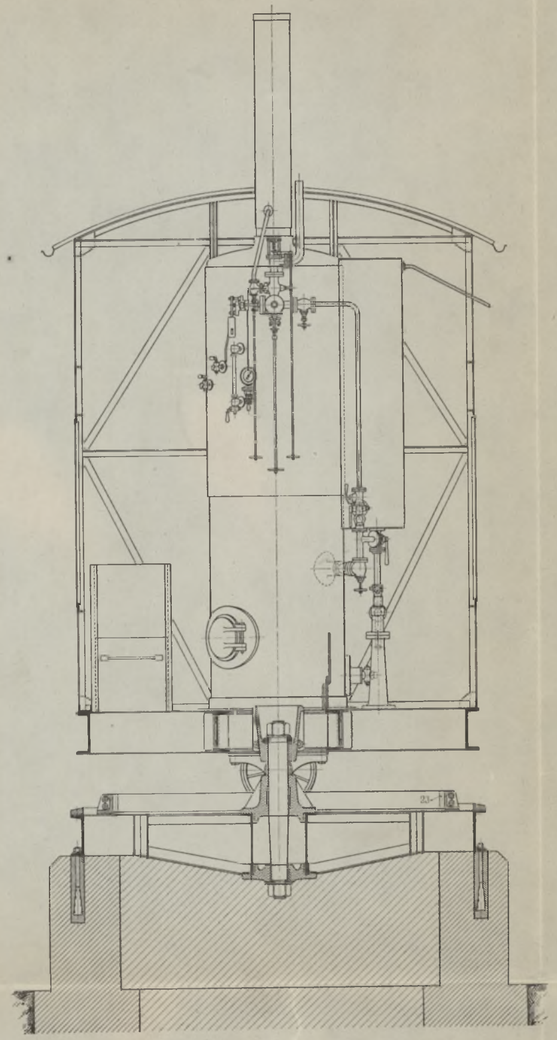


Fig. 935.

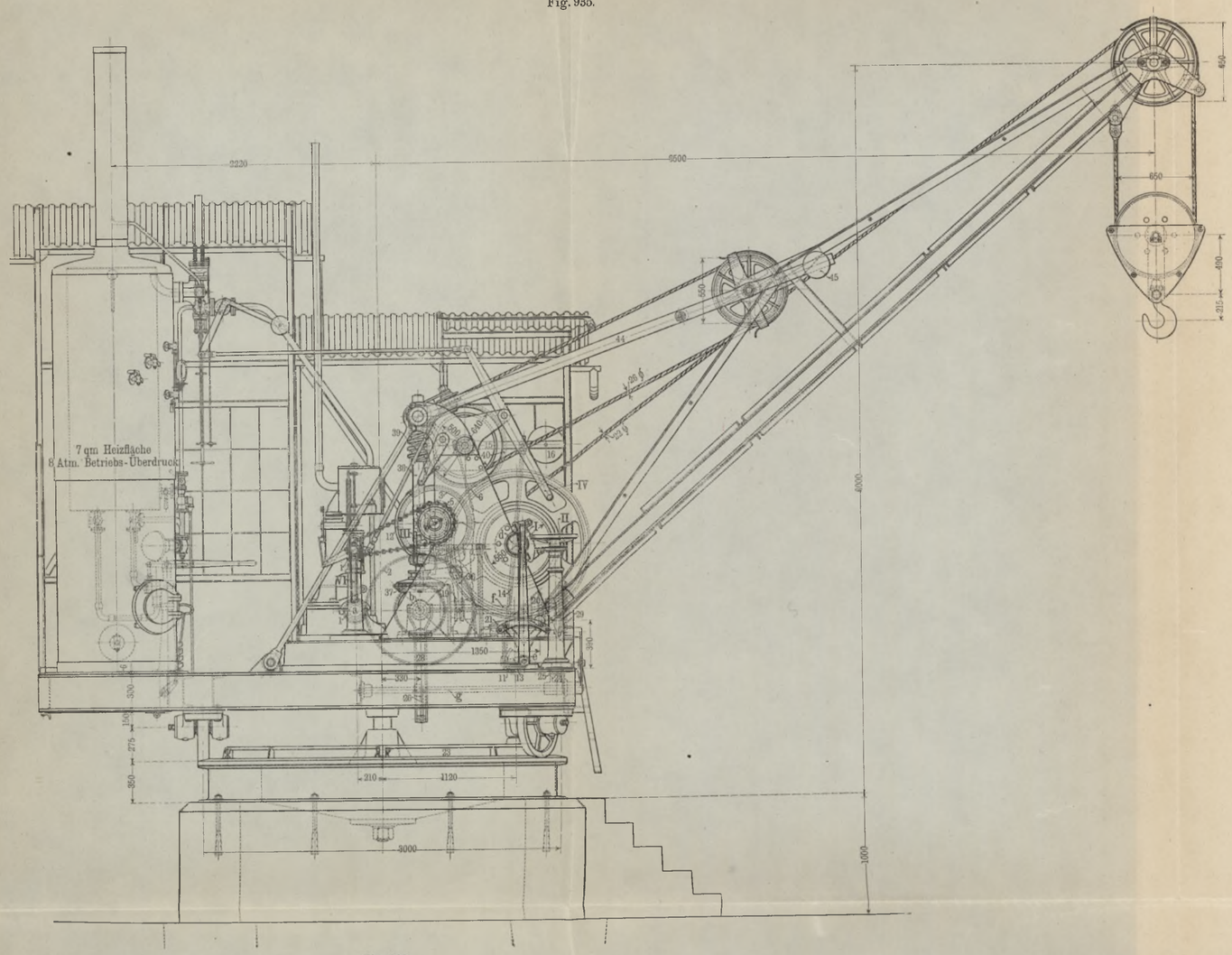


Fig. 936.

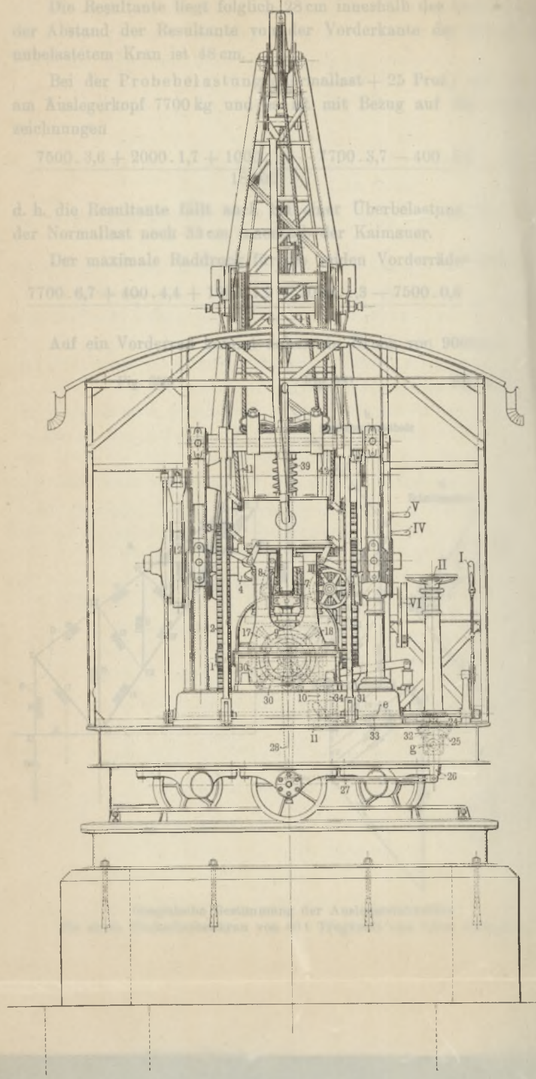
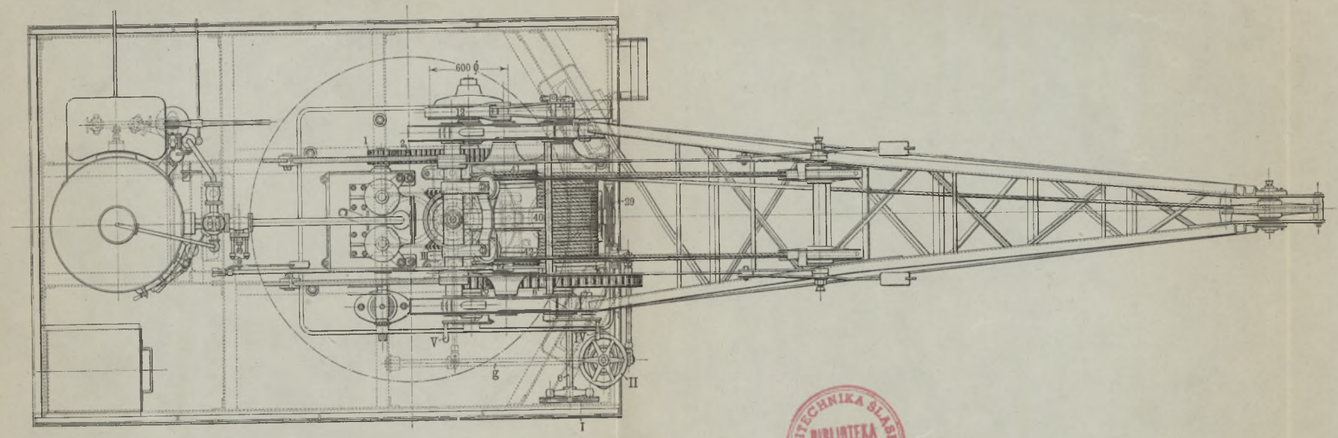


Fig. 937.



Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub

von Friedr. Krupp, Grusonwerk, Buckau-Magdeburg.

(Fig. 934 bis 945.)

Der Ausleger ist auf einer Drehscheibe montiert, die durch einen in der Fundamentplatte befestigten Königszapfen zentriert ist und von drei kegelförmigen Laufrollen getragen wird. Von diesen Rollen befinden sich zwei auf der Auslegerseite, eine auf der gegenüberliegenden Kesselseite.

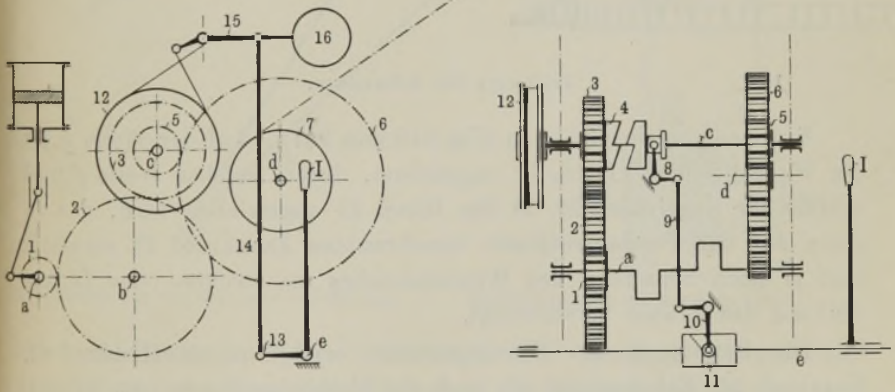
Für die vom Krane auszuführenden Bewegungen

Heben der Last,
Schwenken des Kranes und
Veränderung der Ausladung

dient eine Zwillingsdampfmaschine von 150 mm Zylinderdurchmesser und 200 mm Hub, die bei 8 at Kesselüberdruck und 200 Umdrehungen in der Minute 23 PS leistet. Der stehende Röhrenkessel besitzt eine Heizfläche von 7 qm.

Die Hubgeschwindigkeit beträgt . . . . . 11,5 m/min,
die Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf . 100 „

Fig. 938. Fig. 939.



Triebwerk für Heben und Senken.

In den schematischen Fig. 938 bis 943 sind die Triebwerke für die einzelnen Bewegungen nochmals einzeln herausgezeichnet.

Heben der Last (Fig. 938 und 939). Von der Kurbelwelle *a* aus erfolgt die Bewegungsübertragung durch die Stirnräder 1 und 2 auf die Vorgelegewelle *b*, und von da durch das in Stirnrad 2 eingreifende

Rad 3 auf Welle *c*. Das lose auf der Welle sitzende Rad 3 kann durch eine Klauenkupplung 4 mit der Welle *c* verbunden werden und treibt dann durch die Stirnräder 5 und 6 die Trommelwelle *d* und damit Trommel 7. Die Klauenkupplung wird durch Zurückziehen des Hebels I und durch die aus Fig. 939 ersichtliche Gestängeübertragung 8 bis 10 eingerückt. Der Winkelhebel 10 trägt ein Röllchen, welches in dem Schlitz des Kurvensektors 11 läuft, der durch die Handhebelwelle *e* gedreht wird.

Senken der Last. Dasselbe erfolgt durch Lüften einer auf der Welle *c* sitzenden Bandbremse 12 mittels des Hebels I und der Hebel 13 bis 16. Es entspricht also dem Zurückziehen des Hebels I das Heben, und dem Vorlegen desselben Hebels das Senken der Last.

Fig. 940.

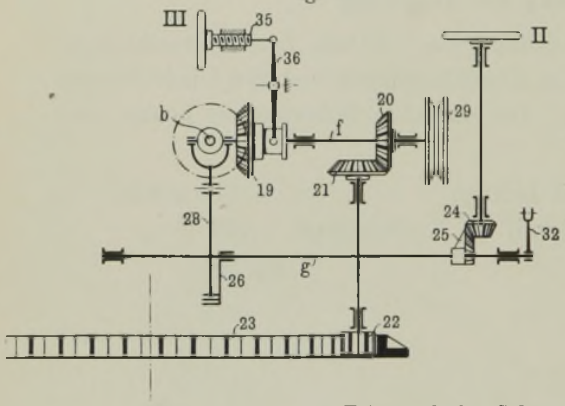
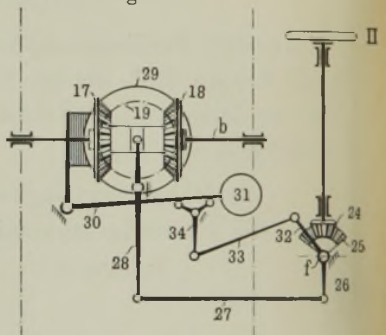


Fig. 941.



Triebwerk für Schwenken.

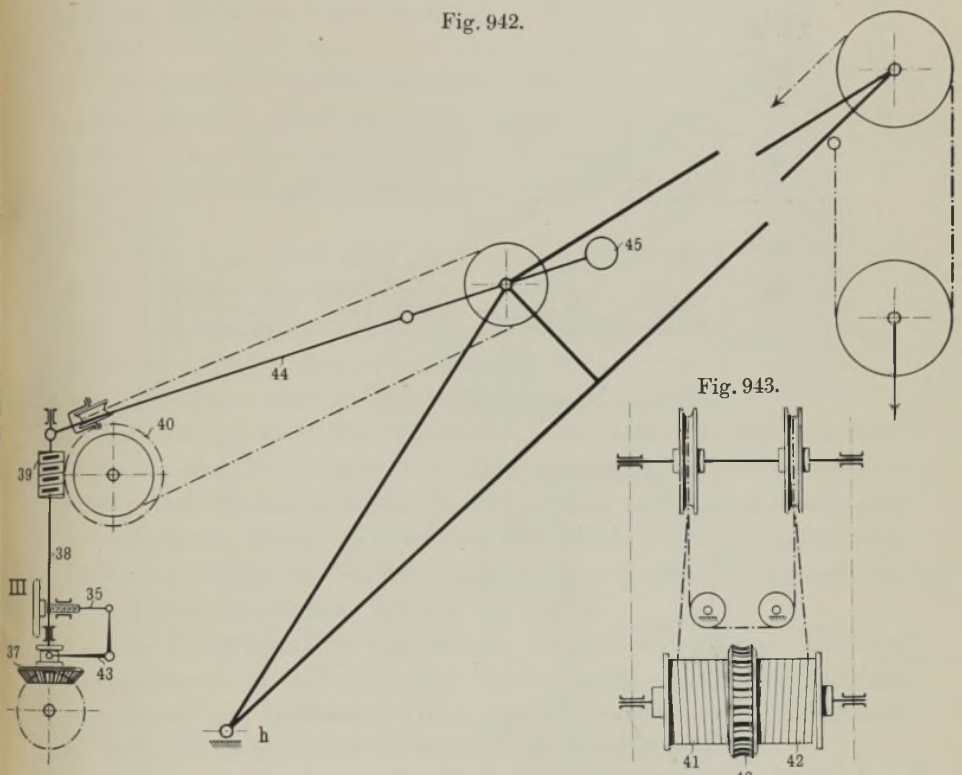
Schwenken des Kranes (Fig. 940 und 941). Auf der Welle *b* ist ein Wendegetriebe 17, 18, 19 angeordnet, durch welches Welle *f* und mittels der Kegelräder 20, 21 das Ritzel 22 angetrieben wird, das in einen auf der Fundamentplatte verschraubten Zahnkranz 23 eingreift und je nach Schaltung des Wendegetriebes die Rechts- oder Linksdrehung des Kranes hervorbringt.

Die Betätigung des Wendegetriebes erfolgt durch Handrad II, Kegelrad 24, Zahnsegment 25 und die Hebelübertragung 26, 27, 28. Zur Verkürzung des Auslaufweges beim Schwenken ist auf der Welle *f* eine Keilnutenbackenbremse 29 angeordnet, die bei der Mittelstellung der Wendegetriebemuffe durch das Gewicht 31 angezogen, beim Einrücken des Wendegetriebes aber gleichzeitig vom Handrad II aus durch die Hebel und Gestängeübertragung 32 bis 34 gelüftet wird. Das plötzliche Einfallen des Bremsklotzes beim Ausrücken der Kupplung wird

durch einen Luftkatarakt verhindert. Das Handrad III ermöglicht mit Hilfe der Spindel 35 und des doppelarmigen Hebels 36 die Ausschaltung des Rades 19 und damit des Schwenkwerkes.

Veränderung der Auslegerneigung (Fig. 942 und 943). In das Wendegetriebe des Schwenkwerkes greift gleichzeitig ein weiteres Kegelrad 37 ein, welches die vertikale Welle 38 und die Schnecke 39 treibt. Das zugehörige Schneckenrad 40 treibt die zu beiden Seiten desselben liegenden Drahtseiltrommeln 41 und 42 an, die das Seil für die Aus-

Fig. 942.



Triebwerk für die Auslegerverstellung.

Fig. 943.

Seilführung für die Auslegerverstellung.

legerveränderung auf- bzw. abwickeln. Das Handrad III gestattet Ausschaltung des Kegelrades 37, sobald das Schwenkwerk in Tätigkeit treten soll. Der Ausleger hat seinen Drehpunkt in *h*. Er wird bei größter Ausladung nicht durch das Drahtseil, sondern durch die Zugstange 44 gehalten, die beim Einziehen, unterstützt vom Gewicht 45, einknickt.

Handantrieb des Kranes (Fig. 934 bis 937). Auf der durch Handkurbel VI getriebenen Kurbelwelle *i* sitzt ein Kettenrad, welches durch

Gliederkette das Kettenrad antreibt. Dieses Rad dreht sich bei Dampfantrieb lose auf der Welle *c* und wird erst bei Handantrieb durch eine Schraube mit Flügelmutter, welche durch die Nabe des Rades

Fig. 945.

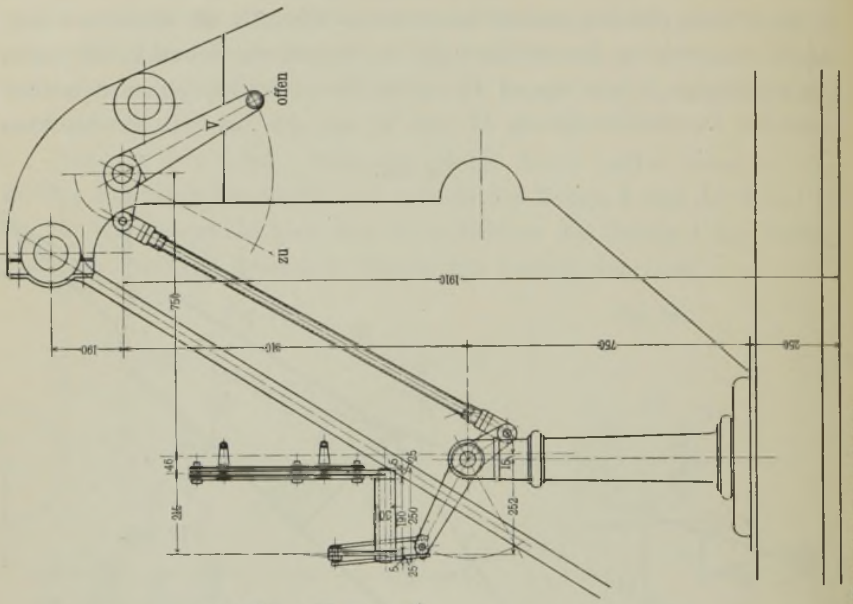
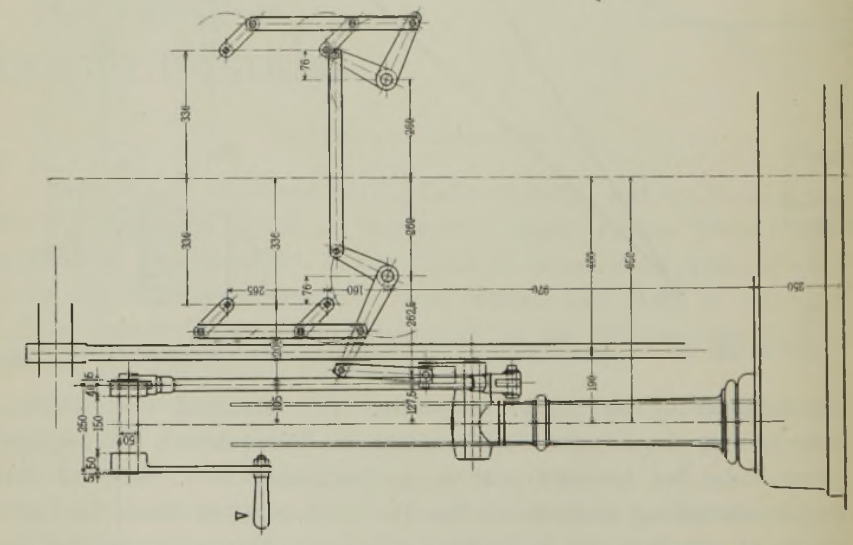


Fig. 944.



Gestänge zur Entwässerungsanlage.

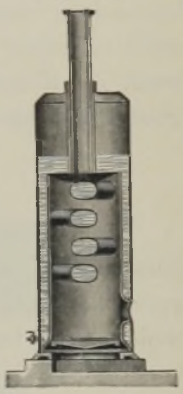
gesteckt wird, gekuppelt. Hebel IV betätigt das Dampfabsperrventil.

Fig. 944 und 945 stellen noch das Gestänge für die Entwässerungsanlage der beiden Dampfzylinder dar. Hebel V ist der Bedienungshebel.

Allgemeines über Dampfdrehkrane.

Dampfdrehkrane werden meist nach dem Drehscheibensystem oder nach dem Säulensystem ausgeführt. Zum Betriebe des Kranes dient in der Regel eine Zwillingsdampfmaschine, welche mit den Bewegungsmechanismen für das Heben, Schwenken und Fahren durch Friktionskupplungen in Verbindung steht. Das Umkehren der Bewegungsrichtungen wird entweder durch Wendegetriebe oder durch Umsteuerung der Dampfmaschine erreicht.

Fig. 946.



Stehender Querrohrkessel.

Zur Speisung der Zwillingsmaschine dienen stehende Kessel, die eine möglichst große Heizfläche besitzen müssen, um auch dann noch Dampf zu halten, wenn Massenartikel mit größter Hubgeschwindigkeit gehoben werden.

Neben dem Kessel steht ein Kohlenkasten und ein Wasserbehälter; aus letzterem wird der Kessel mittels eines Injektors und einer Handpumpe gespeist. Das Anheizen erfordert etwa eine halbe Stunde.

Dampfkrane ohne Dampfkessel erfordern zentrale Dampfzuleitung durch den Mittelzapfen. Der Kessel ist dann ein feststehender und kann unter Umständen mehrere Dampfkrane speisen. Ferner darf die Dampfzuleitung nicht zu lang ausfallen und muß sich gut entwässern lassen. Kesseldruck gewöhnlich 6 bis 10 Atmosphären. Zwillingsmaschine 80 bis 200 Umdrehungen in der Minute mit einfachem Muschelschieber. Füllung 0,6 bis 0,8.

Der Dampfkran mit Dampfkessel ist eine unabhängige Maschine, welche überall in Betrieb gesetzt werden kann, wogegen Dampfkrane ohne Kessel und elektrische Krane nur dort Verwendung finden können, wo entweder Dampf oder Elektrizität zur Verfügung steht.

Der Dampfkran ohne Kessel ist in der Anschaffung billiger als der elektrische Kran, und er ist auch in den Betriebskosten billiger, wenn die Dampfleitung nicht sehr lang ist, sich gut entwässern läßt, und wenn der Kran stundenlang in Betrieb bleiben kann. Hat der Kran nur dann und wann einzelne Lasten aufzuziehen und dazwischen längere Pausen, dann wird der Dampfbetrieb unbequem und auch teurer als der elektrische Betrieb, insbesondere, wenn die Dampfleitung lang ist und sich schlecht entwässern läßt.

Muß man an einem Betriebsorte mehrere Krane aufstellen, so lassen sich die Krane mit Vorteil von einer Zentralstation aus betreiben.

Für eine Anzahl von Dampfkranen genügt als Zentralstation ein größerer feststehender Dampfkessel, wogegen für eine Anzahl elektrischer Krane außer dem Dampfkessel auch noch eine größere feststehende Dampfmaschine mit Dynamomaschine erforderlich ist.

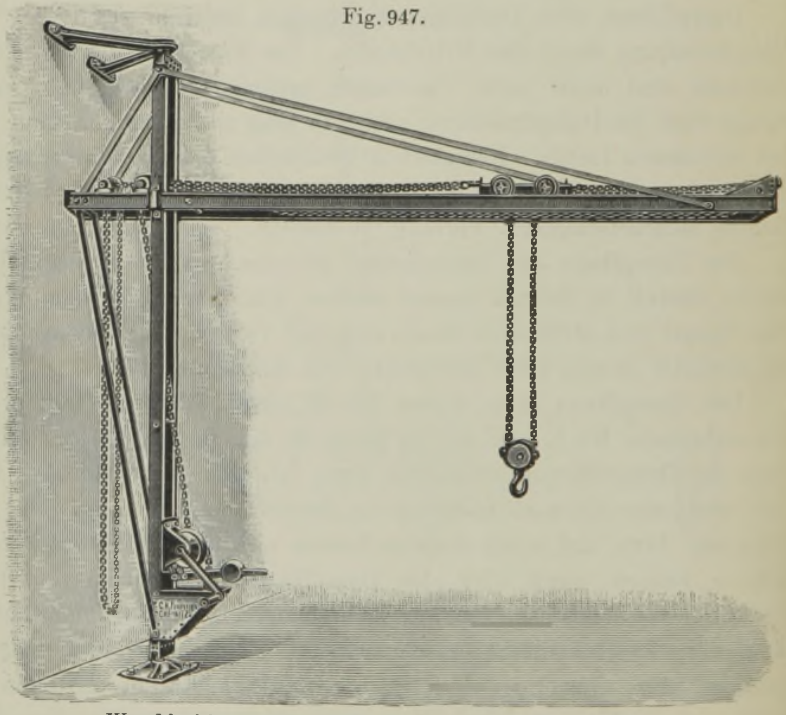
Eine elektrische Zentralkrananlage wird deshalb erheblich teurer als eine Dampf-Zentralkrananlage, sowohl in der Anschaffung als auch in den Betriebskosten, und man wird nur dann eine elektrische Zentralkrananlage wählen, wenn die Dampfleitungen sehr lang ausfallen würden, schwer hinzuleiten sind und schwer zu entwässern wären, und wenn die Krane nicht stundenlang andauernd, sondern nur vorübergehend mit häufigen Unterbrechungen benutzt werden.

b) Veränderung der Ausladung.

Eine genaue Einstellung der Last, d. h. eine radiale Verschiebung derselben ist dann erforderlich, wenn die Krane zu Montierungszwecken verwendet werden sollen. Die Veränderung der Ausladung kann entweder durch Laufkatze, Laufwinde oder durch Wippausleger erfolgen.

1. Wanddrehkrane mit Laufkatze.

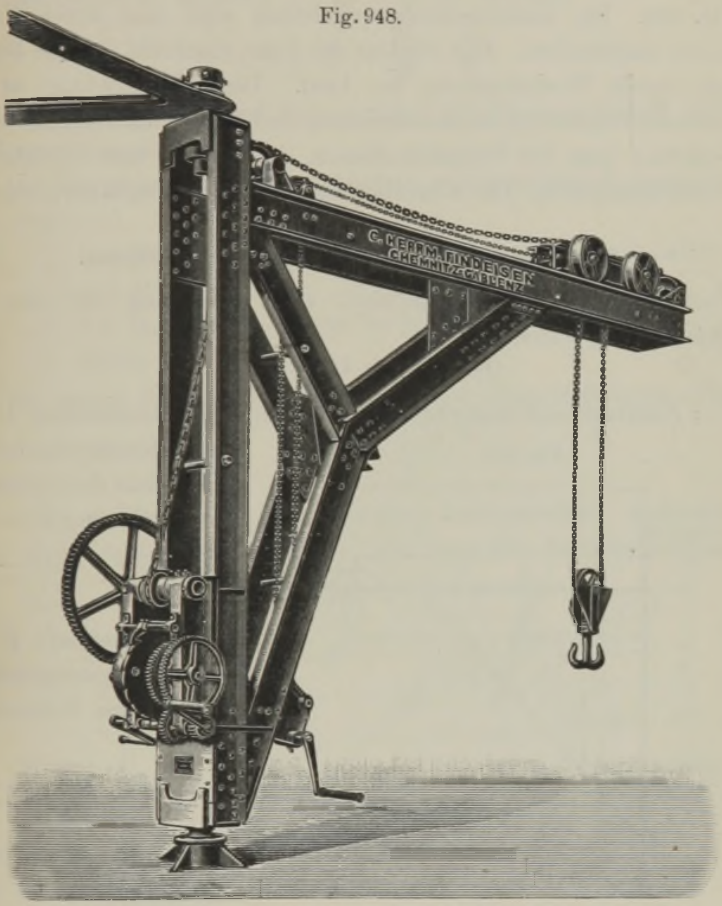
Fig. 947.



Wanddrehkran mit Laufkatze für 500 kg Tragkraft.

Sie unterscheiden sich von den vorher beschriebenen Kranen durch die horizontalen Schließen, welche zu einer Fahrbahn ausgebildet sind und auf denen eine Laufkatze die horizontale Verschiebung der Last gestattet. Außer dem Heben, Senken und Schwenken ist bei diesen Kranen also noch eine radiale Verschiebung der Last vorhanden, so daß die Last innerhalb eines Kreiszylinders bewegt werden kann.

Fig. 948.



Gießereikran für 7500 kg Tragkraft.

Demgemäß sind auch zwei Triebwerke vorhanden: ein Windwerk zum Heben und Senken der Last und ein Windwerk zum Verschieben der Laufkatze. Das Schwenken des Kranes geschieht bei kleinen Kranen ohne Windwerk. Es genügt hierzu eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette oder die Lastkette selbst.

Bei kleinen Lasten wird die Laufkatze durch schrägen Zug an der Flaschenzugkette verschoben.

In Fig. 947 liegt das Wertvolle der Ausführung in der eigentümlichen Abstützung der Laufkatzenträger, wodurch der Raum unterhalb der letzteren ganz frei bleibt und mit der angehängten Last ganz ungehindert manöveriert werden kann. Der Antrieb zur Laufkatzenverschiebung geschieht mittels kalibrierter Kette, deren Kettennuß durch Haspelkette von unten angetrieben wird.

Fig. 948. Die Lastverschiebevorrichtung wird hier durch Kurbel von unten angetrieben. Das Senken der Last geschieht mittels Bremsgesperre durch Niederkurbeln der Last. Diese Einrichtung ist für Hüttenwerke, Gießereien, Kesselschmieden und Maschinenfabriken vorteilhaft, während man für Verladestationen, Steinbrüche usw. Bandbremse oder Sicherheitskurbel für schnellen Lastniedergang vorziehen wird.

a) Analytische Berechnung des Krangerüstes.

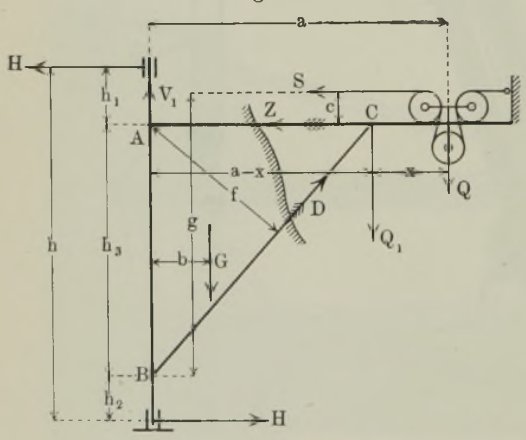
Verteilen wir das Eigengewicht nach Schätzung auf alle drei Knotenpunkte, so erhalten wir

$$G = G_A + G_C + G_B.$$

Ist Q = Nutzlast und Katzengewicht, so wird die Strebenkraft D mit der Momentengleichung um A ohne den entlastenden Kettenzug S

$$D = \frac{Qa + G_c(a-x)}{f}.$$

Fig. 949.



Berechnung der Stabkräfte.

Schließenkraft Z mittels Momentengleichung um B ohne Kettenspannung:

$$Z = \frac{Q \cdot a + G_c(a-x)}{h_3}.$$

Durch das frei überstehende Ende der Laufkatzenbahn und durch die verschiebbare Laufkatze werden die wagerechten Schließen außerdem noch erheblich auf Biegung beansprucht.

Steht die Last in der Mitte zwischen AC, so ist

$$M_b = \frac{Q(a-x)}{4}.$$ [1])

[1]) Das Moment ist nur angenähert richtig. Genaue Feststellung des Momentes unter „Laufkrane", S. 636.

Befindet sich dagegen die Last in der äußersten Stellung auf der rechten Seite, so ist

$$M_b = Q.x.$$

Das größte Biegungsmoment ist der Berechnung der Träger zugrunde zu legen.

Resultierende Anstrengung im Laufkatzenträger

$$\sigma_b + \sigma_z = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{F}.$$

Vgl. die Fig. 956 und 957, welche die Beanspruchung für beide Stellungen zeigen.

Die Berechnung des Säulenschaftes erfordert zwei Untersuchungen, und zwar:

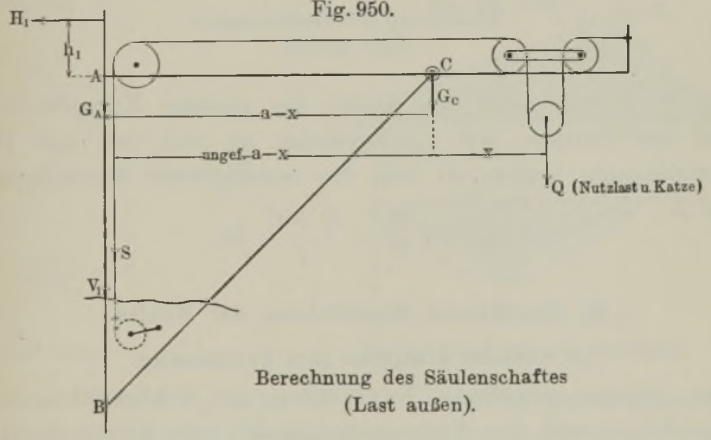
1. bei Stellung der Katze in größter Ausladung, also rechts von C,
2. bei Stellung der Katze in kleinster Ausladung, also an der Säule.

Im ersten Falle sind die horizontalen Lagerreaktionen (Fig. 950)

$$H_I = \frac{Qa + G.b}{h}$$

vorhanden, welche die Säule auf Biegung beanspruchen. Außerdem tritt noch eine Vertikalkraft V_1 hinzu, die sich mit Berücksichtigung der

Fig. 950.



Berechnung des Säulenschaftes (Last außen).

Kettenspannung und des Eigengewichtes nach Fig. 950 ergibt aus der um C angeschriebenen Momentengleichung

$$+ Q.x - S(a-x) - G_A(a-x) - H_I h_1 - V_1(a-x) = 0$$

zu

$$V_1 = \frac{Qx - H_I.h_1}{(a-x)} - S - G_A.$$

Diese Kraft kann Zugkraft oder Druckkraft werden, je nachdem V_1 in der Gleichung positiv oder negativ ausfällt. Meistens wird V_1 durch S zu einer Druckkraft werden.

Im zweiten Falle sind die horizontalen Lagerreaktionen (Fig. 951)

$$H_{II} = \frac{Q(a-x-y)+G\,.\,b}{h}.$$

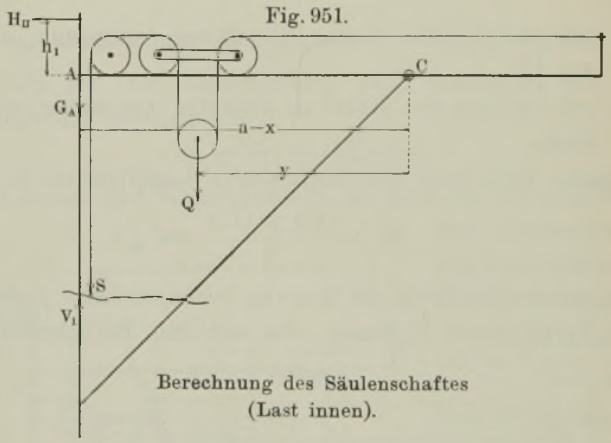
Die hinzutretende Vertikalkraft wird nach Fig. 951 aus

$$+ V_1(a-x) - H_{II}\,.\,h_1 - S(a-x) - G_A(a-x) - Q\,.\,y = 0$$

zu
$$V_1 = \frac{H_{II}\,.\,h_1 + Q\,.\,y}{(a-x)} + S + G_A.$$

V_1 ist hier also stets Druckkraft. Der ungünstigste Fall ist maßgebend.

Fig. 951.



Berechnung des Säulenschaftes (Last innen).

Im Säulenfuße setzt sich wieder das gesamte Krangewicht, bestehend aus Nutzlast und Eigengewicht, ab und ruft hier Druckbeanspruchungen hervor, so daß die resultierende Anstrengung im Punkte B

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q+G}{f} \text{ ist.}$$

b) Graphische Ermittelung der Kräfte.

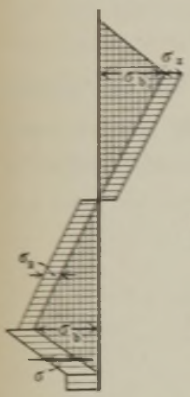
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Die genaue graphische Ermittelung mit Berücksichtigung des Eigengewichtes und der Kettenspannung ist sehr umständlich; man wendet vielmehr zweckmäßiger die analytische Berechnung an.

Hingegen ist es für Projekte wertvoll, sich schnell einen ungefähren Einblick in die Kraftverhältnisse zu verschaffen. Diese überschlägige Ermittelung der Kräfte ohne Berücksichtigung der Kettenspannung kann in folgender Weise geschehen.

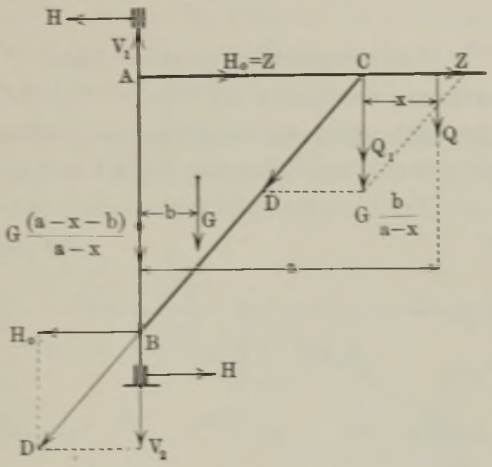
Nach Reduktion der Nutzlast Q auf den Knoten C mit $Q_1 = Q\frac{a}{a-x}$ und nach der rohen Annahme, daß sich das Eigengewicht mit $G\frac{b}{a-x}$ auf C und mit $G\frac{(a-x-b)}{a-x}$ auf B verteilt, zerlegt sich $Q_1 + G\frac{b}{a-x}$ in Z und in D (Fig. 955). Durch weitere Zerlegung der Kraft D in B

Fig. 952.



Beanspruchung der Säule bei Last in größter Ausladung.

Fig. 953.

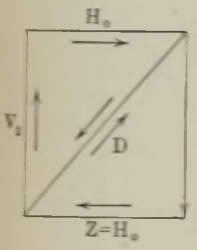


Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Fig. 954.

Beanspruchung der Säule bei Last in kleinster Ausladung.

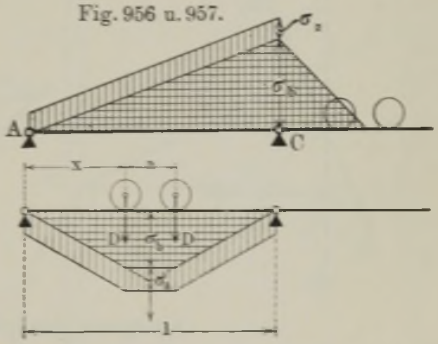
Fig. 955.



$Q_1 + G\frac{b}{a-x}$

Kräfteplan.

Fig. 956 u. 957.



Beanspruchungen der Fahrbahn.

erhält man H_0 und V_2. Für die rohe Überschlagsrechnung genügt die Betrachtung bei Stellung der Katze in größter Ausladung. Q erzeugt in A die Komponente V_1, so daß die Säule bei Vernachlässigung der Kettenspannung durch die Momente $H.h_1$ bzw. $H.h_2$ auf Biegung, durch V_1 zwischen A und B auf Zug und im Lagerfuße unterhalb B durch eine Kraft $G\frac{(a-x-b)}{a-x} + V_2 - V_1$ auf Druck beansprucht wird (Fig. 952).

Zur Momentenfläche in Fig. 957 ist zu bemerken, daß der Laufkatzendruck in zwei Punkten den Balken trifft. Wie bei den Laufkranen ausgerechnet wird, tritt das Maximalmoment ein, wenn

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

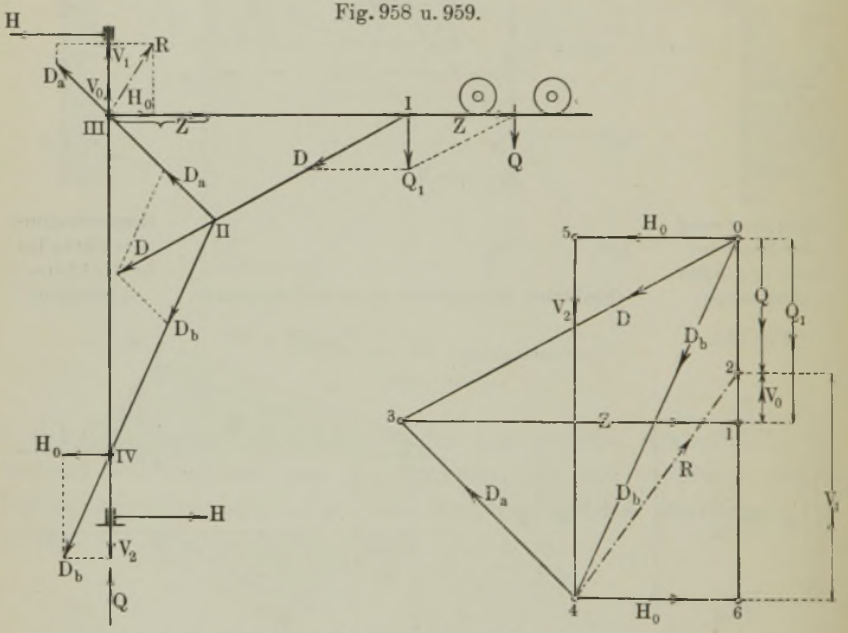
Da a meist ziemlich groß im Verhältnis zu l, ist der Unterschied gegenüber der Annäherung $(Q+G)\frac{l}{4}$ ziemlich erheblich (s. S. 636).

2. Krangerüst mit geknickter Strebe.

Diese Anordnung ermöglicht ein freieres Hubfeld wie bei gerader Strebe, weil die Last näher an die Drehachse gebracht werden kann.

Ohne Eigengewicht und Kettenzug zerlegt sich Q_1 in Z und in D.

Fig. 958 u. 959.



Krangerüst mit geknickter Strebe.

In II zerlegt sich D in D_a und in D_b. In III sind die Kräfte D_a, Z und $V_0 = Q\frac{x}{a-x}$ zu einer Resultierenden R zu vereinigen, welche bei Zerlegung H_0 und V_1 ergibt. Die in IV angreifende Kraft D_b zerlegt sich in H_0 und in V_2.

Bei Berücksichtigung des Eigengewichtes, welches keinen wesentlichen Einfluß auf den Querschnitt der Stäbe ausübt, ist ein zweiter Kräfteplan erforderlich.

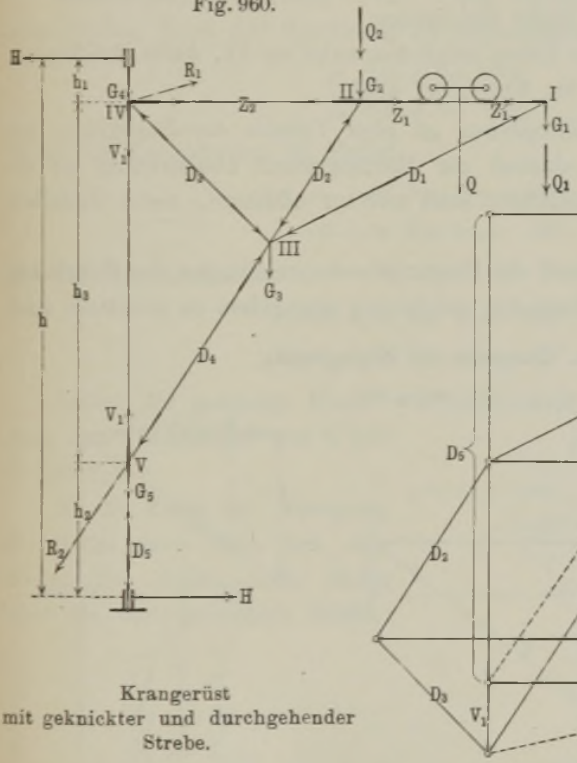
Dagegen kann wieder der Seilzug starken Einfluß haben für die Säule, ist also zweckmäßig durch einen besonderen Kräfteplan zu berücksichtigen. Die aus den Kräfteplänen ermittelten Stabkräfte verteilen sich je zur Hälfte auf die symmetrisch liegenden Teile der beiden Gerüsthälften.

Bei Bestimmung der Horizontalkräfte der Zapfen ist hingegen eine möglichst genaue Ermittelung des Eigengewichtes erforderlich. Ebenso darf das Eigengewicht bei der Berechnung des Spurzapfens nicht vernachlässigt werden, damit die spezifische Pressung des Spurzapfens innerhalb zulässiger Grenzen bleibt.

3. Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe.

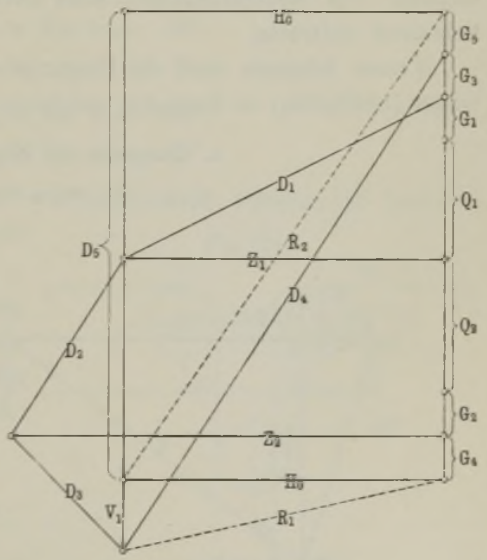
Nach Verteilung des Eigengewichtes mit G_1, G_2, G_3, G_4 und G_5 hat man bei der Katzenstellung mit größter Ausladung die auf die

Fig. 960.



Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe.

Fig. 961.



Stützpunkte der Laufbahn entfallenden Drücke Q_1, Q_2 (Q_4 kann vernachlässigt werden) der Belastung Q festzustellen.

In I zerlegt sich $Q_1 + G_1$ in Z_1 und in D_1. Bei Berücksichtigung der Kettenspannung ist Z_1 um S zu verringern.

In II zerlegt sich $Q_2 + G_2$ und Z_1 in Z_2 und in D_2. Mit Kettenspannung ist Z_2 wieder um S zu verkleinern. In III sind D_1, D_2 und G_3 in D_3 und D_4 zu zerlegen.

In IV sind Z_2, D_3 und G_4 zu einer Resultierenden R_1 zu vereinigen. Diese zerlegt sich in H_0 und in V_1.

In V hat man D_4, G_5 und V_1 zu R_2 zu vereinigen und diese in H_0 (gleich dem oberen H_0) und in D_5 zu zerlegen. D_5 ist nach dem Kräfteplan gleich $Q_1 + Q_2 + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5$, also gleich $Q + G$, und beansprucht den Säulenfuß unterhalb des Knotenpunktes V auf Druck. $H_0 . h_3$ muß gleich $H . h$ sein.

Bei genauer Rechnung ist auseinander zu halten:

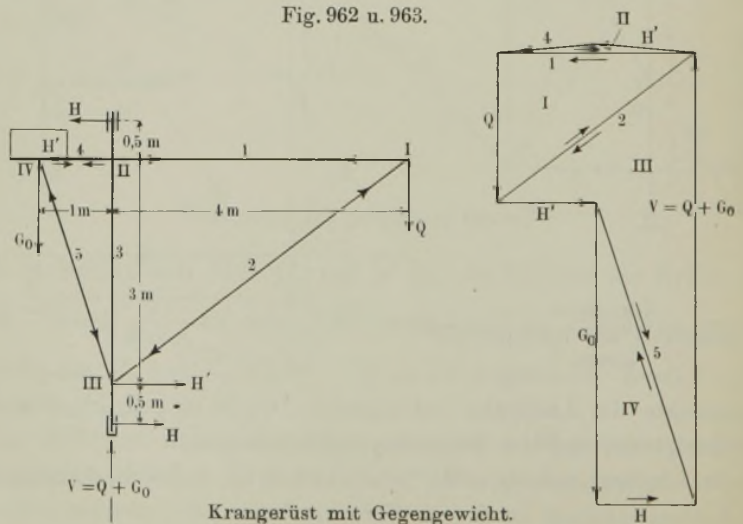
1. Stellung der Katze so nahe an I wie möglich (Maximum für D_1 und Z_1), dafür Kräfteplan.
2. Stellung von Q über II (weil dafür D_2 wahrscheinlich ein Maximum), dafür Kräfteplan.
3. Stellung der Katze möglichst nahe an IV, dafür Kräfteplan.
4. Kräfteplan für Kettenzug allein.

Aus den vier Kräfteplänen ist eine Tabelle der Stabkräfte zusammenzustellen und daraus die Maximalwerte übersichtlich zu ermitteln. Die Kettenzugkräfte sind nur zu addieren, wenn dieselben belastend auftreten.

Ferner kommen noch die Biegungsbeanspruchungen der Fahrbahnträger (Schließen) in Betracht, welche wie angegeben zu ermitteln sind.

4. Krangerüst mit Gegengewicht.

Fig. 962 u. 963.



Krangerüst mit Gegengewicht.

c) Verschiebung der Laufkatze mit loser Rolle durch Zugketten.

Der Verschiebung der Katze setzen sich folgende Widerstände entgegen:

1. Die Widerstände der Leitrollen und der losen Rollen für die Lastkette oder das Lastseil, da sich diese Rollen beim Verschieben der Katze drehen müssen.
2. Die Widerstände der rollenden Reibung der Laufräder, der Zapfenreibung und der Spurkranzreibung.
3. Die Widerstände der Zugketten und ihrer Rollen.

1. Widerstand der Lastrollen.

Der Widerstand ist derselbe, als wenn die belastete Kette oder das belastete Seil über fest gelagerte Rollen hinweggezogen würde.

Bezeichnet wieder nach S. 237 x das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden Trum, und zwar

$$x_1 \text{ bei } \alpha = 180^\circ,$$
$$x_2 \text{ bei } \alpha = 90^\circ,$$

so ist für Kettenrollen im Mittel

$$x_1 = 1{,}06 \text{ für } \alpha = 180^\circ,$$
$$x_2 = 1{,}04 \text{ für } \alpha = 90^\circ,$$

und für Drahtseilrollen

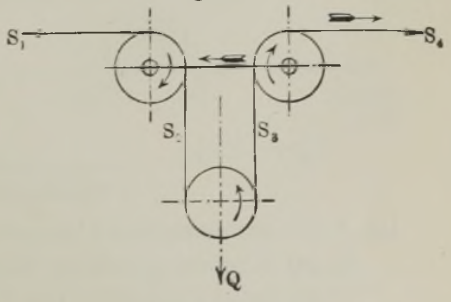
$$x_1 = 1{,}04 \text{ für } \alpha = 180^\circ,$$
$$x_2 = 1{,}03 \text{ für } \alpha = 90^\circ.$$

Sollen die genauen Werte von x ermittelt werden, so hat dies nach den Gleichungen auf S. 238 zu geschehen.

Es ist somit bei Bewegung der Katze nach links bzw. dem Ziehen des Seiles nach rechts über die fest gedachten Rollen:

$$S_1 \sim \frac{Q}{2},$$
$$S_2 = S_1 x_2,$$
$$S_3 = S_2 x_1,$$
$$S_4 = S_3 x_2.$$

Fig. 964.



Kettenspannungen.

Der Widerstand ist dann gleich dem Spannungsunterschiede vor und hinter der Laufkatze

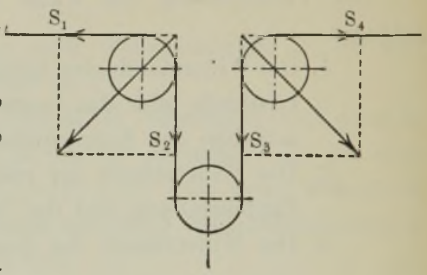
$$W_1 = S_4 - S_1.$$

2. Widerstände W_2 der Laufräder, Zapfen und Spurkränze.

Bezeichnet:

R den Halbmesser der Laufräder,
r den Halbmesser der Zapfen,
P die ganze Zapfenbelastung,
D den gesamten Raddruck,
μ den Zapfenreibungskoeffizienten,
f den Hebelarm der rollenden Reibung,

Fig. 965.



Achsenbelastung.

so ist zunächst $P = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2}$ oder annähernd

$$P \sim \frac{S_2}{0{,}7} + \frac{S_3}{0{,}7}.$$

Die Spurkranzreibung erfordert nach S. 225 bei roher Rechnung 60 bis 120 Proz. Zuschlag. Im vorliegenden Falle ist der große Zuschlag 120 Proz. zu empfehlen. Genaue Rechnung nach S. 225.

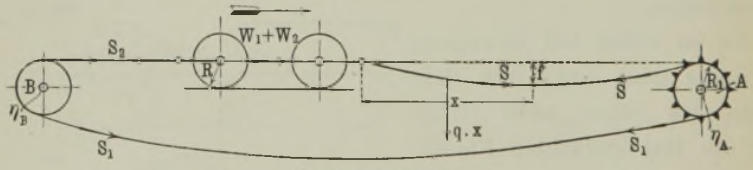
Es ist also der Widerstand W_2, wenn man sich die Gesamtbelastung auf ein Rad konzentriert denkt

$$W_2 = \left(\frac{fD + \mu r P}{R}\right) \cdot 2{,}2.$$

3. Widerstand S der Zugketten.

Befindet sich die Laufkatze in ihrer äußersten Stellung, so muß beim Anfahren im oberen Kettentrum zunächst eine gewisse Spannung hergestellt werden.

Fig. 966.



Zugkettenkräfte.

Ist f die angenommene Durchsenkung in m,
q das Gewicht pro Meter Kette,
x die halbe Länge der frei hängenden Kette in m,

so ergibt sich die zur Herstellung dieser Spannung nötige Kraft aus der Momentengleichung

$$S.f = qx \cdot \frac{x}{2} \quad \text{und} \quad S = \frac{qx^2}{2f}.$$

Fig. 973.

Fig. 974.

Fig. 967.

Fig. 968.

Fig. 972.

Fig. 970.

Fig. 971.

Fig. 969.

Fig. 975.

Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Die zur Verschiebung der Katze erforderliche Kraft ist

$$W = W_1 + W_2 + S.$$

Die größte Kettenspannung ist dann, wenn A die treibende Rolle ist:

$$S_1 = \frac{S_2}{\eta_B} = \frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B}$$

und das nötige Antriebsmoment für Rolle A

$$M_A = \frac{(S_1 - S)\,R_1}{\eta_A} = \left(\frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A}\right) R_1,$$

d. h. S vergrößert nur die Kettenspannung S_1 erheblich, dagegen nur ganz wenig das erforderliche Antriebsmoment, denn

$$\frac{S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A} \text{ ist fast 0.}$$

Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 967 bis 975.)

Berechnung des Krangerüstes.

$G = 0{,}6\,Q = 4500$ kg; $b = 1$ m; $G_1 \cong 1050$ kg.

Gesamtlast bei größter Ausladung:

Nutzlast	= 7500 kg
Eigengewicht	= 1050 „
Katzengewicht	= 300 „
	8850 kg

Lagerreaktionen $H = \frac{8850 \cdot 4280}{6050} = 6250$ kg.

Im Punkte C wirkt $Q_1 = \frac{8850 \cdot 4280}{3500} = 10820$ kg.

Kräfteermittelung graphisch nach Fig. 955 auf S. 567.

Stabdimensionen.

Stab 1. Katzenfahrbahn.

Biegungsmoment für C (1 Träger)

Nutzlast: $^1/_2$ 7500 . 78	= 292500 kgcm
Katzengewicht: $^1/_2$ 300 . 78 . .	= 11700 „
Eigengewicht: 45,8 . 1,75 . 87,5 .	= 7013 „
	311213 kgcm

Biegungsmoment für Katzenstellung zwischen A und C.

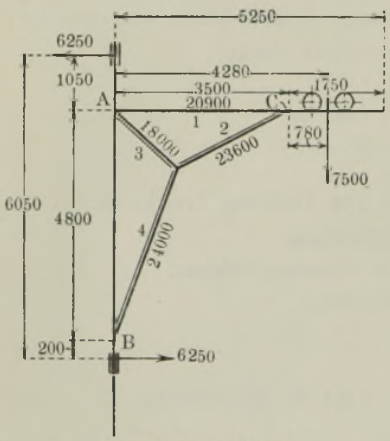
Die genaue Rechnung ergibt nach der Entwickelung auf S. 636 für Nutzlast und Katze nach Fig. 977 und 978

$$x_{M_{max}} = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = 175 - 16 \simeq 159 \text{ cm},$$

$$A = \frac{1950 \,.\, 191 + 1950 \,.\, 128}{350} = 1780 \text{ kg},$$

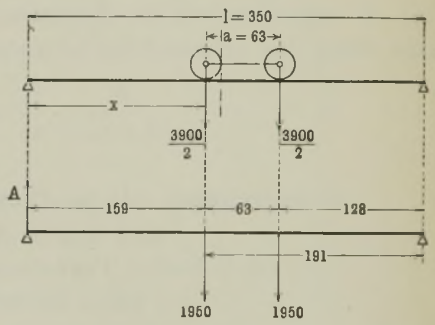
$$M = 1780 \,.\, 159 = 283\,000 \text{ kgcm}.$$

Fig. 976.



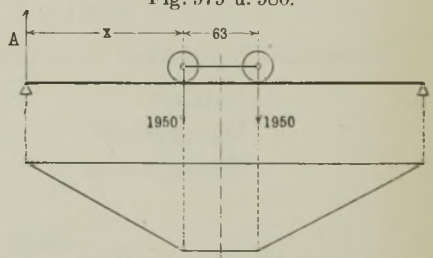
Berechnungsskizze.

Fig. 977 u. 978.



Fahrbahnträger m. richtiger Katzenstellung.

Fig. 979 u. 980.



Fahrbahnträger m. mittlerer Katzenstellung.

Würde die Katze symmetrisch zur Mitte gestellt, so wäre nach Fig. 979 und 980

$A = 1950$ kg,

$x = 175 - 31{,}5 = 143{,}5$ cm,

$M = 1950 \,.\, 143{,}5 = 280000$ kgcm,

also dem wirklichen Maximum sehr nahe. Es genügt daher meist diese leichter zu berechnende Stellung.

Die Berechnung des Momentes mit in der Mitte der Katze angreifender Last würde ergeben

$$M = \frac{{}^1/_2\, 7800 \,.\, 350}{4} = 341\,250 \text{ kgcm}.$$

als 20 Proz. höher als der genaue Wert $M = 283\,000$ kgcm.

Zu dem durch Nutzlast und Katze erzeugten Moment tritt noch das Moment des Eigengewichtes mit

$$\frac{45{,}8 \,.\, 3{,}5 \,.\, 350}{8} = 7000 \text{ kgcm}$$

hinzu, so daß das Gesamtmoment für Katzenstellung zwischen A und C

$$M = 283\,000 + 7000 = 290\,000 \text{ kgcm}$$

wird. Das erste Moment für C ist daher das größere und muß deshalb der Berechnung zugrunde gelegt werden.

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{311\,213}{600} \sim 520 \text{ cm}^3.$$

Gewählt ist ⊏ NP 30 mit $W = 535 \text{ cm}^3$.

Die außerdem noch hinzutretende Zugkraft mit $\frac{20\,900}{2} = 10\,450$ kg erhöht die Spannung in einem Träger bei 58,8 qcm Profilquerschnitt um

$$\sigma_z = \frac{10\,450}{58{,}8} = 178 \text{ kg/qcm}.$$

Stab 2. Druckkraft $= {}^1/_2 . 23{,}6 = 11{,}8$ t, Stablänge $= 2{,}5$ m,
$\mathfrak{S} = 6$ (mit Rücksicht auf Nebenspannungen durch Nietanschluß und Stöße), also nach S. 486 $c = 2{,}79$,
$J = c P . l^2 = 2{,}79 . 11{,}8 . 2{,}5^2 = 206 \text{ cm}^4$,
⊏ 220×80 mit $J_{min} = 197 \text{ cm}^4$.

Stab 3. Druckkraft $= {}^1/_2 . 18 = 9$ t, Stablänge $= 1{,}7$ m,
$J = 2{,}79 . 9 . 1{,}7^2 = 72{,}5 \text{ cm}^4$ ⊏ 220×80.

Stab 4. Druckkraft $= {}^1/_2 . 24 = 12$ t, Stablänge $= 3{,}9$ m.

Die beiden parallelen ⊏-Eisen sind gegenseitig versteift, so daß die freie Knicklänge eines ⊏-Eisens auf etwa 2 m reduziert wird.

Behalten wir das ⊏ NP 22 bei, so ist nach S. 486

$$\mathfrak{S} = 2{,}15 \frac{J}{P l^2} = 2{,}15 \frac{197}{12 . 2^2} = 8{,}8,$$

also reichliche Sicherheit vorhanden.

Für das Ausknicken nach der anderen Richtung ist eine etwa 30fache Sicherheit vorhanden.

Säule. Größte Beanspruchung im Knoten A. In der Zeichung finden sich zur Säule 2 ⊏ NP 26 mit je einem $W = 371 \text{ cm}^3$.

Die vorhandene Biegungsanstrengung beträgt

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6250 . 105}{2 . 371} = 885 \text{ kg/qcm}.$$

Infolge des großen Knotenbleches fällt die Beanspruchung erheblich kleiner aus, nämlich

$$\sigma_b = \frac{6250 . 70}{2 . 371} = 590 \text{ kg/qcm}.$$

Lastwinde.

Kalibrierte Kette bei loser Rolle für $\frac{7500}{2}$ kg $d = 19$ mm,

Kettennuß auf der Lastwelle $D = 196$ mm,

2 Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarm 450 mm, $\eta = 0{,}7$,

Übersetzung $i = \frac{3750 \,.\, 9{,}8}{2 \,.\, 20 \,.\, 45 \,.\, 0{,}7} = 29{,}2.$

Dem entspricht die in der Ausführung mit Rücksicht auf vorhandene Rädermodelle gewählte Übersetzung

$$\frac{13}{73} \cdot \frac{10}{55} = 32{,}4.$$

Für kleinere Lasten können die Räder ausgewechselt werden.

Katzentriebwerk. Die Widerstände berechnen sich nach S. 571 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen. Nach Fig. 964 auf S. 571 ist:

$$S_1 = \frac{7500}{2} = 3750 \text{ kg} \qquad S_3 = 3900 \,.\, 1{,}06 = 4134 \text{ kg}$$
$$S_4 = 4134 \,.\, 1{,}04 = 4300 \text{ „}$$
$$S_2 = 3750 \,.\, 1{,}04 = 3900 \text{ „} \qquad W_1 = 4300 - 3750 = 550 \text{ „}$$

2. Widerstände der Laufräder (vgl. S. 225). Es ist bei roher Rechnung mit dem sehr reichlichen Zuschlag von 120 Proz.

$f = 0{,}08$ cm,
$D = 7500 + 300 = 7800$ kg,
$\mu = 0{,}1$,
$r = 2{,}75$ cm,

$$P = \frac{3900}{0{,}7} + \frac{4134}{0{,}7} \sim 12000 \text{ kg},$$
$$R = 20 \text{ cm},$$

folglich

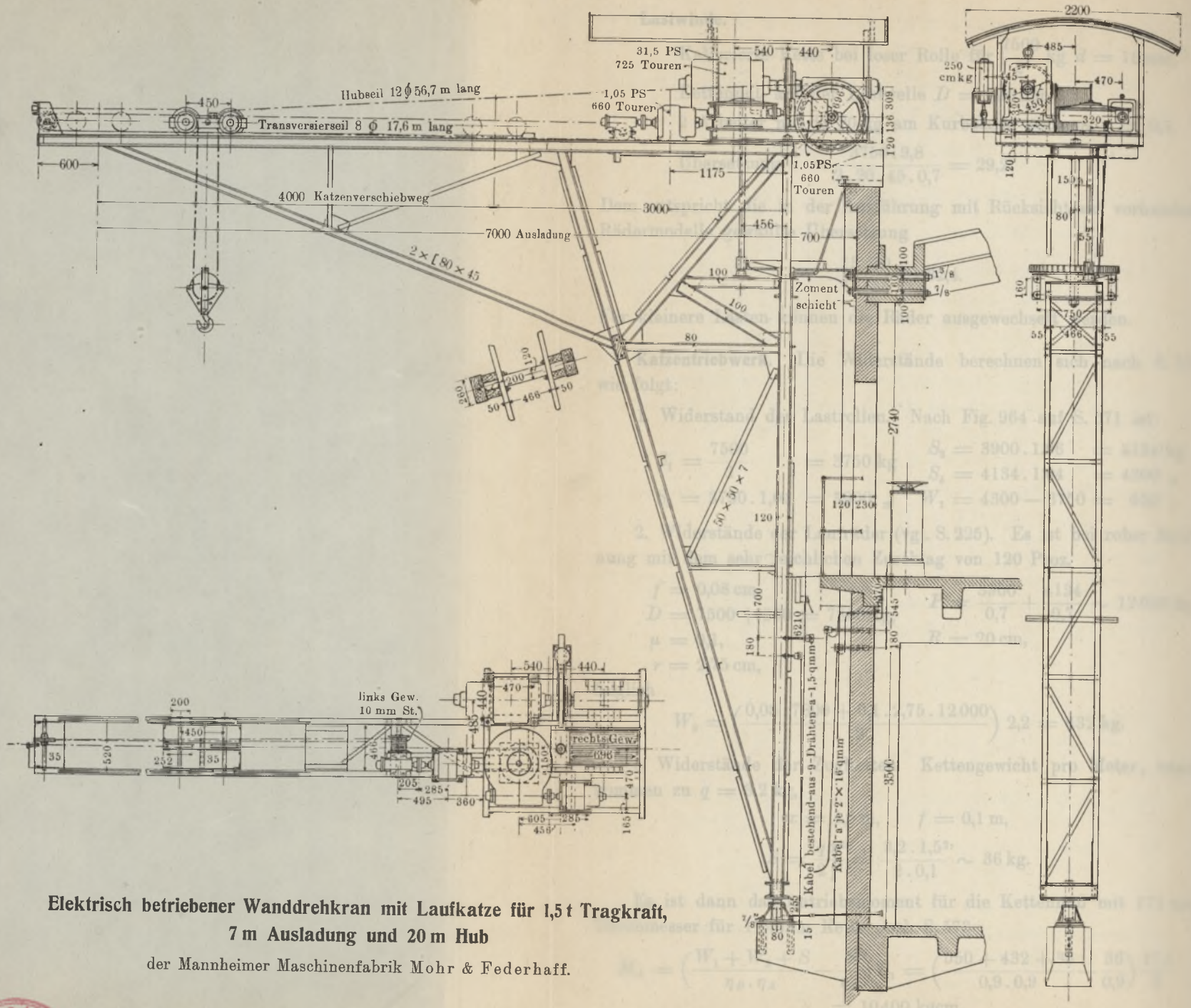
$$W_2 = \left(\frac{0{,}08 \,.\, 7800 + 0{,}1 \,.\, 2{,}75 \,.\, 12000}{20}\right) 2{,}2 = 432 \text{ kg}.$$

3. Widerstände der Zugketten. Kettengewicht pro Meter, angenommen zu $q = 3{,}2$ kg,

$$x = 1{,}5 \text{ m}, \qquad f = 0{,}1 \text{ m},$$
$$S = \frac{q x^2}{2 f} = \frac{3{,}2 \,.\, 1{,}5^2}{2 \,.\, 0{,}1} \sim 36 \text{ kg}.$$

Es ist dann das Antriebsmoment für die Kettennuß mit 171 mm Durchmesser für 11,4 mm Kette nach S. 573

$$M_A = \left(\frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A}\right) R_1 = \left(\frac{550 + 432 + 36}{0{,}9 \,.\, 0{,}9} - \frac{36}{0{,}9}\right) \frac{17{,}1}{2}$$
$$= 10400 \text{ kgcm}.$$



Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft, 7 m Ausladung und 20 m Hub

der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Mit 2 Arbeitern à 25 kg am Kurbelarm 450 mm und $\eta = 0{,}8$ wird die Übersetzung

$$i = \frac{10400}{2 \,.\, 25 \,.\, 45 \,.\, 0{,}8} = 5{,}78.$$

Dafür findet sich in der Ausführung $\frac{55}{10} = 5{,}5$.

Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Tragkraft, 7 m Ausladung, 20 m Hub.

Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff.

(Fig. 981 bis 984.)

Die Anlage umfaßt 34 Krane für den Hafen Buenos Aires, deren elektrische Ausrüstung von den Siemens-Schuckertwerken geliefert wurde. Der Ausleger besteht aus zwei Fachwerksystemen mit 466 mm Abstand, welche durch Profileisen miteinander verstrebt sind, soweit die Katze den Durchfahrtsraum nicht beansprucht. Das Halslager ist hier abweichend von anderen Konstruktionen unterhalb der Fahrbahn angeordnet und als Zahnsegment für die Schwenkbewegung ausgebildet. Der Halszapfen von 80 mm Durchmesser ist nach oben verlängert, um dort die Fahrbahn nebst einer Schrägstrebe aufzunehmen. Das Fußlager ist auf einem Konsol aus Eisenbeton befestigt.

Übersetzung und Geschwindigkeiten (vgl. Fig. 981).

Gegenstand	z	t	D	Material	Geschwindigkeit
Hubwerk.					
Schnecke . . .	3	$12\,\pi$	90	Stahl	$\frac{725 \,.\, 3 \,.\, 0{,}696 \,.\, \pi}{2 \,.\, 44 \,.\, 60} = 0{,}9$ m/sec
Schneckenrad .	44	$12\,\pi$	528	Phosphorbr.	
Trommel . . .			696	Gußeisen	
Drehwerk.					
Schnecke . . .	2	$5\,\pi$	55	Stahl	$\frac{660 \,.\, 2 \,.\, 10 \,.\, 14 \,.\, \pi}{60 \,.\, 117 \,.\, 110} = 0{,}75$ m/sec
Rad	117	$5\,\pi$	585	Guß	
Trieb	10	$8\,\pi$	80	Stahl	
Zahnsegment .	110	$8\,\pi$	880	Gußeisen	
Fahrtriebwerk.					
Schnecke . . .	1	$5\,\pi$	55	Stahl	$\frac{660 \,.\, 1 \,.\, 174 \,.\, \pi}{60 \,.\, 30} = 0{,}2$ m/sec
Schneckenrad .	30	$5\,\pi$	150	Guß	
Trommel . . .			174	Guß	

Hubwerk: Der Hubmotor von 31,5 PS und 725 Umdrehungen pro Minute ist mittels elastischer Kupplung mit dreigängiger Schnecke gekuppelt. Die Drahtseiltrommel sitzt direkt auf der Schneckenradwelle. —

Lose Rolle. Eine einfache Magnetbandbremse dient als Halte- und Stoppbremse. Der Hubkontroller steht in der Ladeluke.

Schwenkwerk: Schwenkmotor von 1,05 PS, 660 Umdrehungen pro Minute direkt mit zweigängigem Schneckengetriebe gekuppelt, dessen vertikale Radachse mit einem Ritzel versehen ist, welches in das Zahnsegment des Halslagers eingreift. Zur Begrenzung der Schwenkbewegung sind auf beiden Seiten des Auslegers Holzbuffer angebracht. Bremse ist nicht vorhanden, so daß vorsichtig gesteuert werden muß. Ein Endausschalter bewirkt die rechtzeitige Abstellung des Motors.

Katzentriebwerk: Motor 1,05 PS, 660 Umdrehungen direkt gekuppelt mit eingängiger Schnecke. Trommel auf Schneckenradwelle. Zugorgan ist 8 mm starkes endloses Drahtseil.

Sämtliche Gleichstrommotoren für 440 Volt stehen auf dem rückwärtigen Teil des Auslegers.

Kräfteplan für die äußerste Katzenstellung (Fig. 987).

Horizontale Lagerdrücke: $H = \frac{1900 \cdot 7}{6{,}35} = 2100\,\text{kg}.$

Vertikaler Lagerdruck: $V = Q = 1900\,\text{kg}.$

Verteilung der oberen horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten V und VI:

$$H_1 = \frac{2100 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 1945\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{2100 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 155\,\text{kg}.$$

Verteilung der unteren horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten XI und XII:

$$H' = \frac{2100 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 2270\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{2100 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 170\,\text{kg}.$$

Kräfteplan für die Katzenstellung über Knotenpunkt II (Fig. 986).

$$H = \frac{1900 \cdot 4{,}65}{6{,}35} = 1390\,\text{kg}; \quad V = Q = 1900\,\text{kg};$$

$$H_1 = \frac{1390 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 1287\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{1390 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 103\,\text{kg};$$

$$H' = \frac{1390 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 1500\,\text{kg}; \quad H'' = \frac{1390 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 110\,\text{kg}.$$

Kräfteplan für die innerste Katzenstellung (Fig. 988).

$$H = \frac{1900 \cdot 3}{6{,}35} = 820\,\text{kg}; \quad V = Q = 1900\,\text{kg};$$

$$H_1 = \frac{820 \cdot 1{,}25}{1{,}35} = 760\,\text{kg}; \quad H_2 = \frac{820 \cdot 0{,}1}{1{,}35} = 60\,\text{kg};$$

$$H' = \frac{820 \cdot 3{,}4}{3{,}15} = 885\,\text{kg}; \quad H'' = \frac{820 \cdot 0{,}25}{3{,}15} = 65\,\text{kg}.$$

Fig. 985.

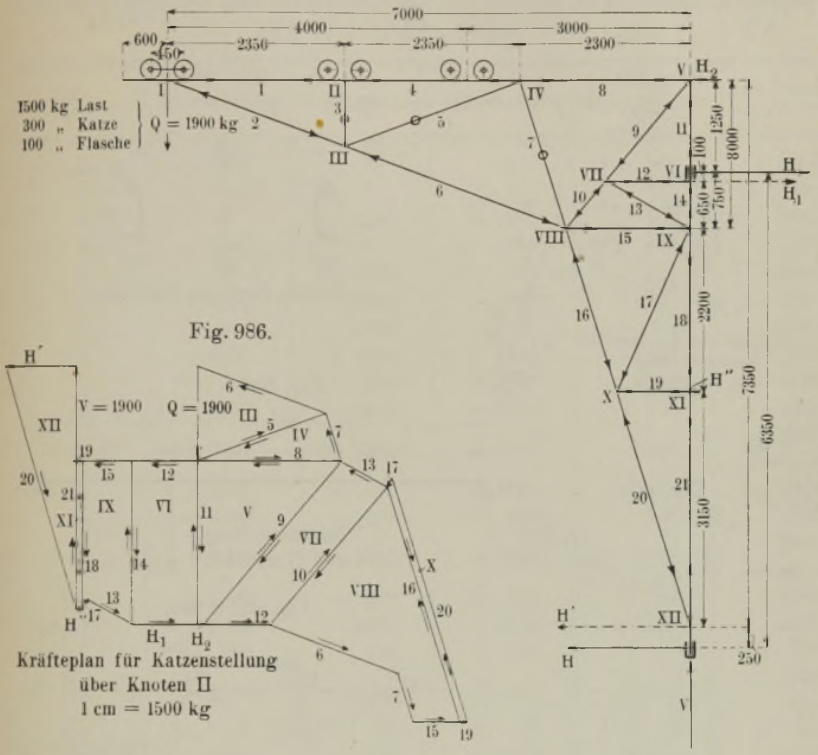
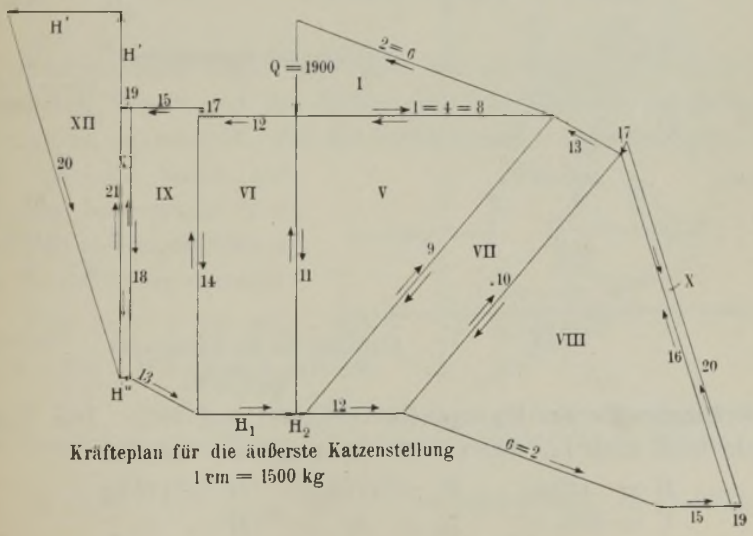


Fig. 986.

Kräfteplan für Katzenstellung
über Knoten II
1 cm = 1500 kg

Fig. 987.

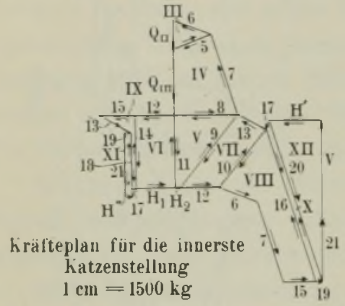


Kräfteplan für die äußerste Katzenstellung
1 cm = 1500 kg

Verteilung der Last auf die Knotenpunkte II und IV (Fig. 990).

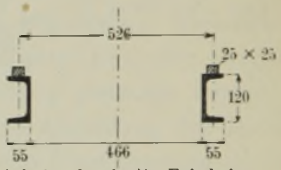
$$Q_{II} = \frac{1900 \,.\, 0{,}7}{2{,}35} = 567\,\text{kg}; \quad Q_{IV} = \frac{1900 \,.\, 1{,}65}{2{,}35} = 1333\,\text{kg}.$$

Fig. 988.



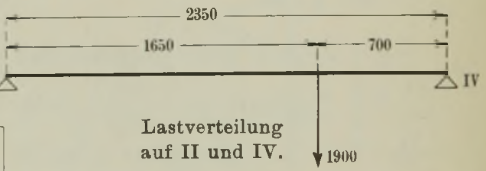
Kräfteplan für die innerste Katzenstellung
1 cm = 1500 kg

Fig. 989.



Schnitt durch die Fahrbahn

Fig. 990.



Lastverteilung auf II und IV.

Fig. 991.

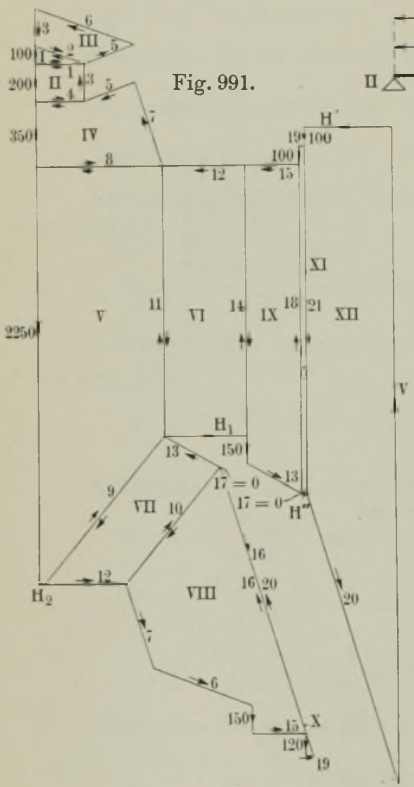
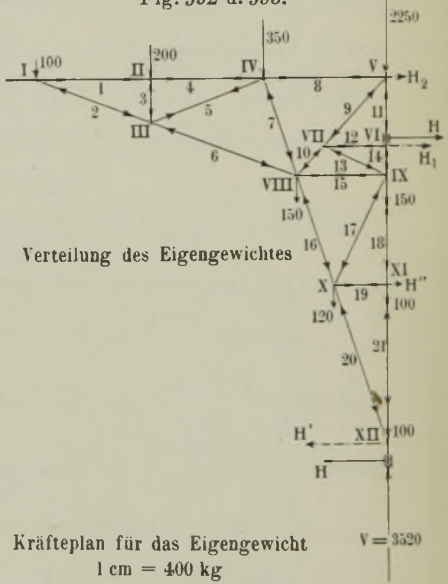


Fig. 992 u. 993.



Verteilung des Eigengewichtes

Kräfteplan für das Eigengewicht
1 cm = 400 kg

Kräfteplan für das Eigengewicht (Fig. 991 und 992). Das Eigengewicht wird nach Fig. 992 auf die Knotenpunkte verteilt.

$H = 440\,\text{kg}$, $H_1 = 410\,\text{kg}$, $H' = 475\,\text{kg}$;
$V = 3250$ „ $H_2 = 30$ „ $H'' = 35$ „

Tabelle 78.

Zusammenstellung der Stabkräfte für die verschiedenen Katzenstellungen.

(+ Zug, — Druck.)

Stab-nummer	Außenstellung	Mittelstellung	Innenstellung	Eigengewicht	Resultierende Stabkraft
1	+ 4900	0	0	+ 260	+ 5160
2	— 5200	0	0	— 280	— 5780
3	0	— 1900	— 567	— 200	— 2100
4	+ 4900	0	0	+ 260	+ 5160
5	0	+ 2700	+ 825	+ 300	+ 3000
6	— 5200	— 2800	— 825	— 560	— 5760
7	0	— 1000	— 1720	— 480	— 2200
8	+ 4900	+ 2900	+ 1280	+ 680	+ 5580
9	— 7200	— 4250	— 1880	— 1020	— 8220
10	— 6200	— 3600	— 1500	— 800	— 7000
11	+ 5500	+ 3250	+ 1460	— 1460	+ 4040 — 1460
12	+ 1945	+ 1287	+ 790	+ 410	+ 2355
13	— 1350	— 1050	— 640	— 340	— 1690
14	+ 5500	+ 3250	+ 1460	— 1460	+ 4040 — 1460
15	+ 1300	+ 940	+ 680	+ 280	+ 1580
16	— 7000	— 4950	— 3300	— 1500	— 8500
17	— 250	— 180	— 150	0	— 250
18	+ 5100	+ 3000	+ 1280	— 1760	+ 3340 — 480
19	+ 155	+ 110	+ 65	+ 35	+ 190
20	— 7200	— 5100	— 3450	— 1620	— 8820
21	+ 5100	+ 3000	+ 1280	— 1860	+ 3240 — 580

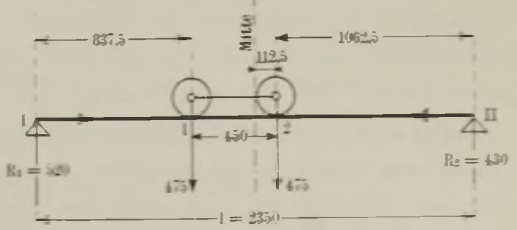
Die einzelnen Stäbe sind nach den im Abschnitt A (S. 499) angegebenen Regeln mit der Hälfte der Tabellenkräfte zu berechnen. Hierbei ist zu beachten, daß die Stäbe 1 und 4 außerdem noch durch die fahrende Katze auf Biegung beansprucht sind und daß in einigen Stäben die Kraftrichtung wechselt.

Für Stab 1 ist mit

$$\frac{1500 + 300 + 100}{2 \cdot 2} = 475 \text{ kg}$$

Raddruck, 2,35 m Stablänge

Fig. 994.



Berechnungsskizze für die Fahrbahn.

$$R_1 = \frac{475 \cdot 1062{,}5 + 475 \cdot 1512{,}5}{2350} = 520 \text{ kg} \quad \text{und} \quad R_2 = 430 \text{ kg},$$

das größte Biegungsmoment

$$M_{b_1} = 520 \,.\, 83{,}75 = 44\,350 \text{ kgcm}$$

bzw. $$M_{b_2} = 430 \,.\, 106{,}25 = 45\,600 \text{ kgcm},$$

und mit $k_b = 900$ kg/qcm, $W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{45\,600}{900} = 50{,}8$ cm³.

Gewählt ist ⊏ NP 12 mit $W = 60{,}7$ cm³. Mit der hinzutretenden Zugkraft 5160 kg wird bei dem vorhandenen Querschnitt von 17 qcm die größte Spannung

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{f} = \frac{45\,600}{60{,}7} + \frac{5160}{17} \cong 1050 \text{ kg/qcm}.$$

Ferner ist z. B. Stab 11 als Welle von 80 mm Durchmesser ausgebildet. Außer der ermittelten Zugkraft von 4040 kg bzw. Druckkraft von 1460 kg ist noch das auf S. 585 ermittelte Torsionsmoment von etwa 690 kgm = 69000 kgcm beim Anschwenken zu übertragen.

Es ist

$$\sigma_z = \frac{4040}{8^2 \,.\, \pi/4} = 805 \text{ kg/qcm}; \quad \sigma = \frac{1460}{8^2 \,.\, \pi/4} = 290 \text{ kg/qcm};$$

$$\sigma_d = \frac{M_d}{{}^1/_5 d^3} = \frac{69\,000}{{}^1/_5 8^3} = 675 \text{ kg/qcm}.$$

Hubwerk.

Bei einer Nutzlast von 1500 kg, einem Flaschengewicht von 100 kg und einer Beschleunigung von 1,5 m/sec² (entsprechend einer Anlaufzeit $t_1 = \frac{v}{p} = \frac{0{,}9}{1{,}5} = 0{,}6$ sec und einem Anlaufweg $s_1 = \frac{v}{2} \cdot t = \frac{0{,}9}{2} \cdot 0{,}6 = 0{,}27$ m) wird die zum Anheben erforderliche Kraft

$$1500 + 100 + \frac{1600}{9{,}81} \cdot 1{,}5 = 1844 \text{ kg}.$$

Berücksichtigen wir den Arbeitsverlust in den beiden Leitrollen durch je $\eta = 0{,}94$ und in der losen Rolle durch $\eta = 0{,}96$, so wird die Zugkraft S des Seiles vor der Trommel

$$\frac{1844}{2 \,.\, 0{,}94^2 \,.\, 0{,}96} = 1085 \text{ kg}.$$

Gewählt wird 12 mm Drahtseil (Rundschlag) mit 144 Drähten von 0,65 mm Dicke und 7300 kg Bruchfestigkeit. Kontrollrechnung nach S. 5 ergibt bei den verwendeten Leitrollen von 252 mm Durchmesser noch zulässige Werte.

Kraftbedarf. Bei Verwendung eines dreigängigen Schneckengetriebes mit direkt auf der Schneckenradwelle sitzenden Trommel wird der

Gesamtwirkungsgrad zu $\eta = 0{,}61$ geschätzt. Damit wird der Kraftbedarf im Beharrungszustand

$$N = \frac{(1500 + 100)}{0{,}61 \,.\, 75} \cdot 0{,}9 = 31{,}5 \text{ PS}.$$

Gewählt wird bei 440 Volt ein geschlossener Gleichstrommotor mit Hauptstromwickelung, 31,5 PS und 725 Umdrehungen/min. Bei diesen in der Preisliste als Kranleistung angegebenen Werten kann der Motor etwa $^3/_4$ Stunden ununterbrochen laufen, ohne sich zu erwärmen. Die näheren Verhältnisse gehen aus der nachstehenden Tabelle hervor.

Tabelle 79. **Drehmomente und Drehzahlen eines 31,5 PS-Motors.**

Belastung in Prozenten des Stundenleistungs-Drehmomentes	Drehmoment	Zulässige Belastungszeit	Wirkungsgrad	Leistung bei 440 Volt	Drehzahl bei 440 Volt	Stromverbrauch bei 440 Volt
	kgm	min.	etwa Proz.	PS	n/min.	Amp.
20	5,16	dauernd	73,0	8,2	1140	19,0
30	7,74	330	79,3	11,2	1030	23,5
40	10,3	190	83,2	13,8	960	28,0
50	12,9	155	85,0	16,5	915	32,5
60	15,5	125	86,0	19,0	875	37,0
70	18,1	105	86,5	21,5	845	42,0
80	20,6	85	86,6	23,5	820	46,0
90	23,2	70	86,5	26,0	795	50,0
100	25,8	60	86,0	28,0	770	55,0
110	28,4	50	85,4	29,5	745	58,0
120	31,0	41	84,8	31,5	725	62,5
130	33,5	34	84,0	33,0	705	66,0
140	36,1	29	83,0	34,5	685	70,0
150	38,7	26	82,0	36,0	670	74,0

Übersetzung. Die Seiltrommel macht bei 696 mm Durchmesser und $2 \,.\, 0{,}9 = 1{,}8$ m/sec Umfangsgeschwindigkeit

$$n_{Tr} = \frac{60\,v}{D \,.\, \pi} = \frac{60 \,.\, 1{,}8}{0{,}696 \,.\, \pi} = 49{,}4.$$

Für die Übersetzung ist die Drehzahl des Motors bei Vollbelastung $N = 31{,}5$ PS maßgebend, die hier zufällig mit der Listenleistung $N = 31{,}5$ PS genau übereinstimmt, demnach

$$\text{Übersetzung} = \frac{725}{49{,}4} = 14{,}67.$$

Ausgeführt mit einem Schneckengetriebe. Schnecke: dreigängig, $t = 12\,\pi$, $d = 90$ mm, $tg\,\alpha = 0{,}4$, $\alpha = 22°$. Schneckenrad: $z = 44$, $t = 12\,\pi$, $D = 528$ mm, also Übersetzung $44 : 3 = 14{,}66$.

Wirkliche Hubgeschwindigkeit bei Vollast demnach übereinstimmend mit der Annahme, nämlich

$$v = \frac{725 \,.\, 3 \,.\, 0{,}696 \,.\, \pi}{2 \,.\, 44 \,.\, 60} = 0{,}9 \text{ m sec} = 54 \text{ m/min}.$$

Kontrolle des Wirkungsgrades. Nach Tabelle 30 (S. 179) beträgt der Wirkungsgrad der Schneckenwelle bei $\alpha = 20^0$ und $\mu_1 = 0{,}05$, also $\varrho = 3^0$, vorzüglicher Ausführung im Ölbade $\eta_s = 0{,}75$ einschließlich 10 Proz. Lagerreibung. Es ist demnach

$$\eta = \eta_{\text{lose Rolle}} \cdot \eta_{\text{Leitrollen}} \cdot \eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Schnecke}}$$
$$\eta = 0{,}96 \;.\; 0{,}94^2 \;.\; 0{,}95 \;.\; 0{,}75 = 0{,}60,$$

also übereinstimmend mit der Annahme.

Kontrolle des Anzugmomentes. Das erforderliche Drehmoment der Motorwelle setzt sich nach S. 283 zusammen aus

a) dem Beschleunigungsmoment des Ankers. $GD^2 = 4 \text{ kgm}^2$

$$M_A = \frac{GD^2 \,.\, n}{400\, t_1} = \frac{4 \,.\, 725}{400 \,.\, 0{,}6} \sim 12 \text{ kgm},$$

b) dem Beschleunigungsmoment der Kupplung von 300 mm Durchmesser: $J = 0{,}08 \text{ kgm sec}^2$,

$$M_K = J \frac{\pi n}{30\, t_1} = 0{,}08 \frac{\pi \,.\, 725}{30 \,.\, 0{,}6} = 10{,}1 \text{ kgm},$$

c) dem Beschleunigungsmoment der Last am Haken gemessen. Mit $P_L = mp = \frac{1600}{9{,}81} \cdot 1{,}5 = 244 \text{ kg}$.

$$M_L = \frac{244}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} = 42{,}45 \text{ kgm}.$$

d) dem Lastmoment

$$M_Q = \frac{1600}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} = 278{,}4 \text{ kgm}.$$

Diese Momente unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade nach S. 278 auf die Motorwelle bezogen, ergeben ein größtes Ankerdrehmoment

$$M_{max|A} = M_A + M_K + (M_L + M_Q) \frac{1}{i \,.\, \eta}$$
$$= 12 + 10{,}1 + (42{,}45 + 278{,}4) \frac{1}{14{,}66 \,.\, 0{,}6} = 58{,}7 \text{ kgm}.$$

Anzugmoment des Ankers nach Preisliste etwa das Dreifache des Stundenleistungsdrehmomentes $= 3 \,.\, 25{,}8 = 77{,}4$ kgm. Der Anlauf wird sich demnach in 0,6 Sek. vollziehen.

Ankerdrehmoment während des Beharrungszustandes

$$M_{norm/A} = \frac{1600}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} \quad \frac{1}{14{,}66 \,.\, 0{,}6} = 31 \text{ kgm}$$

oder $$M_{norm/A} = \frac{N}{0{,}0014 \,.\, n} = \frac{31{,}5}{0{,}0014 \,.\, 725} = 31 \text{ kgm}.$$

Die Tabelle weist bei 41 Minuten Belastung ein Moment von 31 kgm auf. Bei leerem Haken wird das erforderliche Drehmoment der Motorwelle im Beharrungszustande

$$M_{min/A} = \frac{100}{2} \cdot \frac{0{,}696}{2} \cdot \frac{1}{14{,}66 \,.\, 0{,}5^{1})} = 23{,}7 \text{ kgm}.$$

Nach Zeile 6 der Tabelle 79 (S. 583) tritt hier eine Drehzahlerhöhung auf etwa 795 ein, so daß der leere Haken mit einer Geschwindigkeit

$$v = \frac{795 \,.\, 0{,}696 \,.\, \pi}{2 \,.\, 14{,}66 \,.\, 60} = 0{,}988 \text{ m/sec} = 59{,}3 \text{ m/min}$$

gehoben wird.

Schwenkwerk.

a) Rechnung für den Beharrungszustand.

Reibungsmomente.

Gewicht des drehbaren Teiles bei einem Schwerpunktsabstand von 1,8 m von der Drehachse	1200 kg
Gewicht des Maschinenkomplexes links 1350 kg bei einem Schwerpunktsabstand von 0,7 m rechts 870 „ „ „ „ „ 0,5 „	2220 „
Nutzlast	1500 „
Katzengewicht 300 kg, Flaschengewicht 100 kg	400 „
Gewicht des drehbaren Teiles	5320 kg

Oberer Halslagerdruck (Momentengleichung um das Spurlager)

$$H = \frac{(1500 + 400) \,.\, 7 + 1200 \,.\, 1{,}8 + 1350 \,.\, 0{,}7 - 870 \,.\, 0{,}5}{6{,}35} = 2515 \text{ kg}.$$

Seitendruck im Spurlager ebenfalls . . . . . 2515 kg
Vertikaldruck im Spurlager . . . . . $V = 5320$ „
Reibungsmoment

Halszapfen (Durchmesser 80 mm), $M = H\mu r_1 = 2515 \,.\, 0{,}1 \,.\, 0{,}04$	= 10,06 kgm
Spurzapfen (80 mm), Seitenreibung ebenso	= 10,06 „
Spurreibung $M = V\mu \frac{r_2}{2} = 5320 \,.\, 0{,}1 \cdot \frac{0{,}04}{2}$ . . .	= 10,64 „
Gesamtes Reibungsmoment M_R	= 30,76 kgm

[1]) Der Wirkungsgrad ist bei leerem Haken kleiner, weil der Leerlaufwiderstand des Triebwerkes konstant bleibt und nicht proportional der Belastung abnimmt.

Moment des Winddruckes.

Bei einer Fläche von 5 qm, 50 kg Winddruck pro Quadratmeter und einem Druckmittelpunkt in 1,2 m Achsenentfernung ist

$$M_w = 5 \,.\, 50 \,.\, 1{,}2 = 300 \text{ kgm}.$$

Schätzen wir den Wirkungsgrad des Schwenkwerkes zu 0,42, so wird die Motorleistung im Beharrungszustande ohne Rücksicht auf den Winddruck bei einer Schwenkgeschwindigkeit $v = 0{,}75$ m sec am Auslegerkopf

$$N_{norm} = \frac{30{,}76}{7} \cdot \frac{0{,}75}{75 \,.\, 0{,}42} = 1{,}045 \text{ PS}.$$

Gewählt wird ein geschlossener Gleichstrommotor mit Hauptstromwickelung von 1,05 PS und 660 Umdr. min bei 45 min Belastungsdauer. Motorgewicht 110 kg. Preis 480 ℳ. Höchste zulässige Drehzahl 2900 min.

Für die Berechnung der Übersetzung zwischen Motor und Kranachse ist $n_{\text{Motor}} = 660$ maßgebend, da die Belastung $N = 1{,}045$ PS nahezu mit der Listenleistung $N = 1{,}05$ PS übereinstimmt.

Drehzahl des Auslegers bei $v = 0{,}75$ m sec

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D\pi} = \frac{60 \,.\, 0{,}75}{2 \,.\, 7 \,.\, \pi} = 1{,}023,$$

Gesamtübersetzung $i = \dfrac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Ausleger}}} = \dfrac{660}{1{,}023} = 645.$

Hierfür ist verwendet

1 Schneckengetriebe 1 : 58,5	Schnecke: zweigängig; $t = 5\pi$; $d = 55$ mm $tg\,\alpha = 0{,}1818$; $\alpha = 10^0 20'$ Schneckenrad: $z = 117$; $t = 5\pi$; $D = 585$ mm	im ganzen $i = 58{,}5 \,.\, 11 = 643{,}5.$
1 Zahnradvorgelege 1 : 11	Schwenkritzel: $z = 10$; $t = 8\pi$; $d = 80$ mm Zahnsegment: $z = 110$; $t = 8\pi$; $D = 880$ mm	

Genaue Schwenkgeschwindigkeit demnach

$$v = \frac{660 \,.\, 14 \,.\, \pi}{60 \,.\, 643{,}5} = 0{,}751 \text{ m sec} = 45 \text{ m min}.$$

Kontrolle des Wirkungsgrades. Wird der Wirkungsgrad des Schneckengetriebes mit 0,6 und η des Vorgeleges mit Rücksicht auf etwaige Durchbiegungen mit 0,7 angesetzt, so ist η übereinstimmend mit unserer Annahme $= 0{,}6 \,.\, 0{,}7 = 0{,}42$.

b) Kontrolle des Anzugmomentes.

Beschleunigungsmomente von Last, Katze und Ausleger.

Bei 1500 kg Nutzlast, 300 kg Katzengewicht und 100 kg Flaschengewicht wird das Trägheitsmoment bei 7 m Ausladung

$$J = m r^2 = \frac{1500 + 300 + 100}{9{,}81} \cdot 7^2 = 9150 \text{ kgm sec}^2$$

Trägheitsmoment des Auslegers berechnet nach Beispiel S. 293 unter Zuschlag von 10 Proz. für Querversteifung . . . . . 773 „ „

Trägheitsmoment des Maschinenkomplexes:

Angenommen wurden

1350 kg links von der Schwenkachse mit einem Trägheitsradius von 0,7 m

870 „ rechts von der Schwenkachse mit einem Trägheitsradius von 0,5 m

$$\frac{1350}{9{,}81} \cdot 0{,}7^2 \ldots = 67{,}5 \text{ „ „}$$

$$\frac{870}{9{,}81} \cdot 0{,}5^2 \ldots = 22{,}2 \text{ „ „}$$

Gesamtes Trägheitsmoment . . . 10012,7 kgm sec²

Mit $v = 0{,}75$ m/sec, $t_1 = 3$ sec wird $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}75}{3} = 0{,}25$ m/sec²,

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0{,}75}{7} = 0{,}107, \quad \varepsilon = \frac{\omega}{t_1} = \frac{0{,}107}{3} = 0{,}0356,$$

also das Beschleunigungsmoment bezogen auf die Drehachse

$$M_B = \varepsilon J = \frac{\omega}{t_1} \cdot J = 0{,}0356 \,.\, 10012{,}7 = 356{,}5 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment des Motorankers mit $GD^2 = 0{,}04$ kgm²

$$M_A = \frac{GD^2 \,.\, n}{400 \,.\, t_1} = \frac{0{,}04 \,.\, 660}{400 \,.\, 3} = 0{,}022 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung bei 400 mm Durchmesser:

$$J = 0{,}01 \text{ kgm sec}^2,$$

$$M_K = J \frac{\pi \,.\, n}{30\, t_1} = 0{,}01 \frac{\pi \,.\, 660}{30 \,.\, 3} = 0{,}23 \text{ kgm.}$$

Sämtliche Momente bezogen auf die Motorachse ergeben ein größtes Anzugmoment

$$M_{max/A} = \underbrace{\frac{356{,}5}{0{,}42 \,.\, 643{,}5} + 0{,}022 + 0{,}23}_{\text{Beschleunigungsmomente}} + \underbrace{\frac{30{,}76 + 300}{0{,}42 \,.\, 643{,}5}}_{\substack{\text{Reibungs- und} \\ \text{Windmomente}}} = 2{,}79 \text{ kgm}$$

Vorhandenes Anzugmoment gleich dem dreifachen der Stundenleistungs-Drehmomentes $= 3 \,.\, 0{,}95 = 2{,}85$ kgm. Der Kran schwenkt demnach selbst bei Wind mit der angenommenen Beschleunigung an.

Zu beachten ist ferner, daß sich die Drehzahl der Gleichstrom-Hauptstrommotoren mit dem Drehmoment ändert. Es wird also der

Kran bei leerem Haken schneller schwenken, falls er vollen Strom erhält, als beim Schwenken mit voller Belastung unter Wind.

Um bei zu schnellem Abstellen des Motors das Getriebe gegen zu hohe Beanspruchung infolge Sperrung durch die Schnecke zu schützen, ist das Schneckenrad mit einer Rutschkupplung verbunden.

Die den Drehmomenten entsprechenden Drehzahlen für diesen Motor ergeben sich aus nachstehender Tabelle.

Tabelle 80. **Drehmomente und Drehzahlen eines 1,05 PS-Motors.**

Belastung in Prozenten des Stundenleistungs-Drehmomentes	Drehmoment kgm	Zulässige Belastungszeit Min.	Wirkungsgrad etwa Proz.	Leistung bei 440 Volt PS	Drehzahl bei 440 Volt n/min	Stromverbrauch bei 440 Volt Amp.
20	0,19	dauernd	63,0	0,34	1270	0,91
30	0,285		67,2	0,45	1120	1,13
40	0,37		68,4	0,54	1010	1,325
50	0,475	175	68,5	0,62	940	1,52
60	0,57	140	68,0	0,7	885	1,73
70	0,665	110	67,1	0,77	835	1,93
80	0,76	90	66,2	0,85	795	2,15
90	0,855	75	65,1	0,9	755	2,32
100	0,95	60	64,0	0,95	720	2,5
110	1,045	48	62,8	1,01	690	2,7
120	1,14	38	61,7	1,05	660	2,75
130	1,235	31	60,5	1,1	635	3,05
140	1,33	26	59,2	1,13	610	3,2
150	1,425	22	58,0	1,17	585	3,4

Fahrtriebwerk.

Von der direkten Betätigung der Katze durch den Motor ist hier abgesehen worden, weil durch den Einbau des Motors in die Katze deren Gewicht und damit die Beschleunigungswiderstände wesentlich erhöht worden wären.

Der Fahrwiderstand setzt sich in der Beharrungsperiode wie folgt zusammen [1]):

Zapfenreibung der Radachsen (nach S. 572)

$$W_Z = \frac{P \,.\, \mu \,.\, r}{R} = \left(\frac{832}{0{,}7} + \frac{857}{0{,}7}\right) \frac{0{,}1}{10} \frac{3{,}5}{2} = 42{,}2 \text{ kg}.$$

Rollende Reibung nebst 120 Proz. Spurreibung (siehe S. 225)

$$W_R = \frac{f \,.\, D}{R} = \frac{0{,}08(1500 + 100 + 300) \,.\, 2{,}2}{10} = 33{,}5 \text{ kg}.$$

[1]) Es ist $S_1 = \frac{1600}{2} = 800$ kg; $S_2 = 800 \,.\, 1{,}04 = 832$ kg;
$S_3 = 832 \,.\, 1{,}03 = 857$ kg; $S_4 = 857 \,.\, 1{,}04 = 891$ kg.

Widerstand der Lastrollen (Differenz der Seilspannungen)

$$W_2 = S_4 - S_1 = 891 - 800 = 91 \text{ kg}.$$

Widerstand des Zugseiles. Dasselbe vergrößert nach S. 573 das Antriebsmoment nur ganz wenig, deshalb vernachlässigt.

Zugkraft im Beharrungszustande

$$Z = 42{,}2 + 33{,}5 + 91 \cong 166 \text{ kg}.$$

Bei 0,2 m/sec Fahrgeschwindigkeit und einem Wirkungsgrad von 0,4 (eingängiges Schneckengetriebe) wird die Anzahl der PS

$$N = \frac{166 \,.\, 0{,}2}{75 \,.\, 0{,}4} = 1{,}1 \text{ PS}.$$

Gewählt ist derselbe Motor wie für das Schwenkwerk, also 1,05 PS und $n = 660$. Belastet ist der Motor mit 1,1 PS, dafür wird die Drehzahl nach nebenstehender Tabelle 80 $n = 635$. Diese ist für die Übersetzung maßgebend.

Die Trommel von 174 mm Durchmesser macht

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D\pi} = \frac{60 \,.\, 0{,}2}{0{,}174 \,.\, \pi} = 22 \text{ Umdrehungen in der Minute},$$

so daß eine Übersetzung $i = \frac{635}{22} = 28{,}8$ erforderlich wird. Ausgeführt mit einem Schneckengetriebe 1 : 30.

Schnecke: eingängig; $t = 5\,\pi$; $d = 55$ mm.

$$tg\,\alpha = 0{,}091; \quad \alpha = 5^0\,15'.$$

Schneckenrad: $z = 30$; $t = 5\,\pi$; $D = 150$ mm; Gußeisen.

Die Fahrgeschwindigkeit der Katze wird dann

$$v = \frac{635 \,.\, 0{,}174 \,.\, \pi}{60 \,.\, 30} = 0{,}193 \text{ m/sec} = 11{,}5 \text{ m/min}.$$

Kontrolle des Anzugmomentes.

Beschleunigungsmoment des Ankers und der Kupplung wie auf S. 587

$$M_A + M_K = 0{,}022 + 0{,}23 = 0{,}252 \text{ kgm}.$$

Beschleunigungsmoment von Last, Katze und Haken.

$$t_1 = 1 \text{ sec}, \quad v = 0{,}93 \text{ m/sec},$$

$$p = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}193}{1} = 0{,}193 \text{ m/sec}^2,$$

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \,.\, t_1 = \frac{0{,}193}{2} \cdot 1 = 0{,}096 \text{ m},$$

also Beschleunigungswiderstand $\frac{(1500 + 300 + 100)}{9{,}81} \cdot 0{,}193 = 37{,}4$ kg,

und dessen Moment in bezug auf die Trommel bei 174 mm Trommeldurchmesser und 0,9 Wirkungsgrad der linken Leitrolle

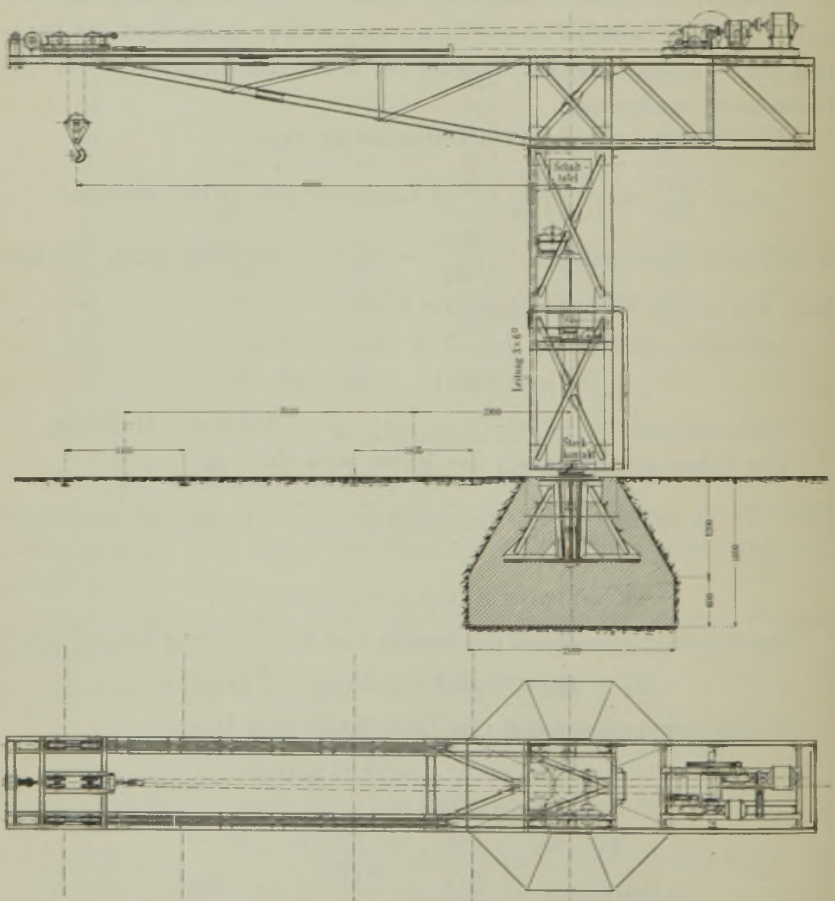
$$M_L = \frac{37{,}4 \,.\, 0{,}174}{0{,}9 \,.\, 2} = 3{,}62 \text{ kgm}.$$

Das erforderliche Anzugmoment des Ankers wird dann

$$M_{max|A} = 0{,}252 + \frac{3{,}62}{0{,}4 \,.\, 30} + \frac{166 \,.\, 0{,}174}{0{,}4 \,.\, 30 \,.\, 2} = 1{,}75 \text{ kgm}.$$

Das vorhandene Anzugmoment ist jedoch $3 \,.\, 0{,}95 = 2{,}85$ kgm. Der Motor ist also reichlich bemessen.

Fig. 995 u. 996.



Elektrisch betriebener Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.
Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

Elektrisch betriebener, feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G. (vgl. Fig. 995 u. 996).

Allgemeine Anordnung.

Der hammerförmig ausgebildete Ausleger ist mit seinem vertikalen Teil über die feststehende Kransäule gestülpt und trägt in einer Höhe von 2 m über Fußboden den Führerstand. Hub- und Katzenfahrwerk sind auf dem rückseitigen Teil des Auslegers gelagert und tragen somit zur Entlastung der Kransäule bei.

Das Hubwerk besitzt zweitrümige Seilanordnung mit Ausgleichrolle nach umstehendem Schema. Die Drahtseiltrommel — mit rechts- und linksgängigem Gewinde versehen — erhält ihren Antrieb durch ein Schneckengetriebe und ein Stirnradvorgelege. Die Motorkupplung ist als Magnetlüftbremse ausgebildet. Der Motor wird vom Führerstand aus durch Fernsteuerung gesteuert.

Das Fahren der Laufkatze erfolgt durch endloses Seil und Trommel, die ihren Antrieb durch Schneckengetriebe und Zahnradvorgelege vom Fahrmotor aus erhält.

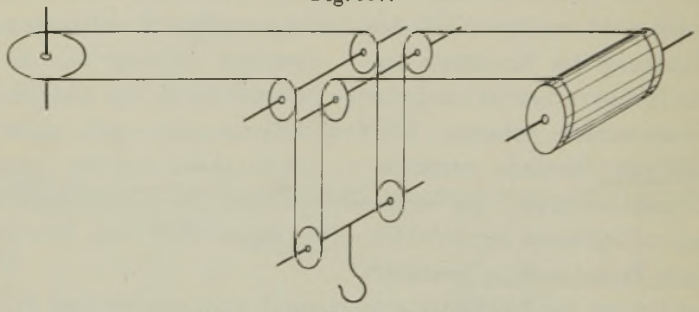
Das Schwenkwerk besteht aus dem auf dem Führerstand stehenden Schwenkmotor und einem Schneckengetriebe, dessen Schneckenrad auf dem Säulenkopf aufgekeilt ist. Örtlicher Verhältnisse wegen kann der Kranhaken nur etwa 300° bestreichen. Die Stromzuführung findet deshalb nicht durch Schleifring, sondern durch das mehrmals um die Säule gewickelte Kabel statt.

Ausführungseinzelheiten.

Stromart: Drehstrom 225 Volt. 50 Per.
Hubwerk: Motor 2,0 PS, $n = 930$.
Bezugsquelle der elektrischen Ausrüstung: Bergmann E. W.
Kontroller: Umschalter mit Ölfüllung.
Schnecke: eingängig, $d = 49$ mm, $\alpha = 8^0\,10'$, Material: Stahl.
Schneckenrad: $z = 33$, $t = 7\,\pi$, $D = 231$ mm, Material: Bronze.
Stirnrädervorgelege: $z = {}^{12}/_{72}$, $t = 8\,\pi$, $d = {}^{96}/_{576}$, Material: Stahlguß.
Hubgeschwindigkeit: 3,7 m/min.
Anfahrzeit: 3 bis 4 Sekunden.
Haltebremse: } Bandbremse 160 mm Durchmesser mit Bremsmagnet 18 cmkg.
Regulierbremse: }
Fahrtriebwerk der Katze: Motor 0,65 PS, $n = 925$.
Schnecke: eingängig, $d = 45$ mm, Stahl.
Schneckenrad: $z = 40$, $t = 18{,}45$ mm, $D = 235$ mm, Guß.
Stirnradvorgelege: $z = {}^{12}/_{34}$, $t = 8\,\pi$, $d = {}^{96}/_{272}$, Guß.
Kontroller: Umschalter mit Ölfüllung.
Fahrgeschwindigkeit: 5 m/min.

Schwenkwerk: Motor 0,65 PS, $n = 925$.
Schnecke: eingängig, $d = 45$ mm, Stahl.
Schneckenrad: $z = 40$, $t = 18{,}45$ mm, $d = 235$ mm, Guß.
Schnecke: eingängig, $d = 60$ mm, Stahl
Rad: $z = 36$, $t = 10\,\pi$, $D = 360$ mm, Stahlguß } an der Säule.
Kontroller: Umschalter mit Ölfüllung.
Schwenkgeschwindigkeit: 24 m/min.
Flaschengewicht $\sim$ 100 kg, Katzengewicht $\sim$ 150 kg.
Gewicht des drehbaren Teiles 3850 kg.

Fig. 997.



Schema der Hubseilanordnung.

Vorteile der Drehkrane mit Laufkatze.

Durch das Verlegen des Triebwerkes außerhalb der Katze erhält diese ein geringes Eigengewicht und eine geringe Baulänge. Die Last wird genau horizontal bewegt.

Nachteile.

Der Fahrwiderstand fällt durch die Anordnung der Zugketten und Leitrollen der Lastkette oder des Lastseiles sehr groß aus. Die Fahrbahn wird auf Biegung beansprucht, deshalb wird der Ausleger schwerer wie bei reiner Zug- und Druckbeanspruchung des Fachwerkes.

2. Drehkrane mit Laufwinde.

Hubwindwerk und Fahrtriebwerk sind hier in die Katze eingebaut. Ausführungen Fig. 869 (S. 526) und unter „Laufkrane“. Die Vorteile bestehen neben der genauen Horizontalbewegung der Last in dem geringeren Fahrwiderstand (Berechnung derselben nach S. 225), weil hier die Seil- oder Kettenreibung wegfällt. Als Nachteile machen sich die größere Baulänge und das große Eigengewicht bemerkbar. Der Ausleger wird in seiner Fahrbahn auf Biegung beansprucht und daher schwer.

Da die Beschleunigungskräfte bei hohen Geschwindigkeiten sehr groß ausfallen, so eignet sich diese Anordnung nur für geringere Fahrgeschwindigkeiten der Laufwinde.

3. Drehkrane mit Wippausleger.

Der Ausleger wird an seinem unteren Ende mit einem Gelenk versehen, so daß seine Neigung verändert werden kann. Die Veränderung der Neigung erfolgt entweder durch einen am Auslegerkopfe angebrachten Rollenzug oder durch eine bzw. zwei Schraubenspindeln. Bei dieser Radialbewegung der Last findet gleichzeitig eine Hub- bzw. Senkbewegung statt.

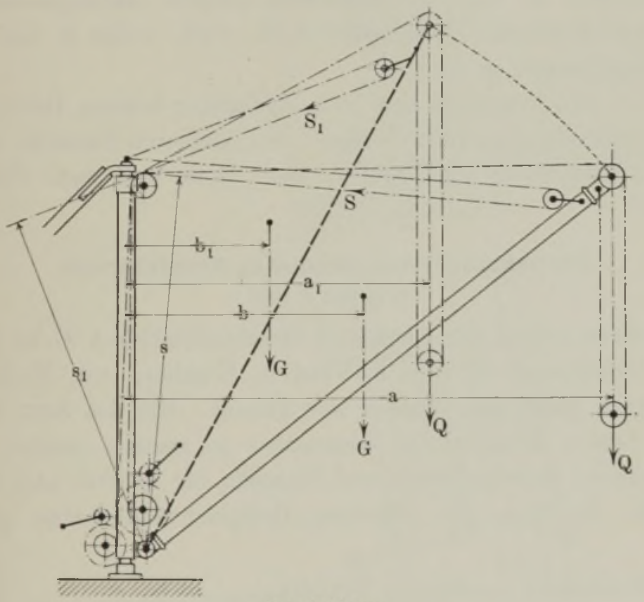
Vorteile: Der Ausleger wird leichter wie bei den Kranen mit Laufkatze, weil die Biegung in Wegfall kommt.

Nachteile: Die überflüssige Hub- und Senkbewegung bei der Radialbewegung der Last ist bei Zusammensetzung von Maschinen hinderlich und vermehrt den Widerstand beim Einziehen wesentlich.

Derrickkrane.

Diese gestatten außer der Wippbewegung des Auslegers auch noch eine Drehung desselben. Es ist hier also Drehkran und Wippkran

Fig. 998.



Derrickkran.

kombiniert. Derrickkrane finden namentlich in England auf Schiffswerften und Hafenplätzen oder als Kaikrane zur Montage und Verladung der Schiffskessel, Maschinen und Masten, ferner auf Bauplätzen und in Steinbrüchen Verwendung.

Nachteil der Derricks ist der geringe Schwenkwinkel des Auslegers (180 bis 250°), welcher durch die Stellung des Dreifußgerüstes gegeben ist.

Bezeichnet[1]):

S und S_1 die Zugkraft für Wippen bei Beginn und zu Ende des Wippens in kg,
s und s_1 deren Hebelarm für den Drehpunkt der Strebe in cm,
Q die Last in kg,
a, a_1 deren Hebelarme,
G das Eigengewicht des drehbaren Teiles,
b, b_1 dessen Hebelarm in bezug auf die Drehachse,
Q_1 den Zug in der Lastkette,
c und c_1 dessen Hebelarme,

so ist

$$S = {}^1/_2\left(Q\frac{a}{s} + G\frac{b}{s} - Q_1\frac{c}{s}\right), \quad S_1 = {}^1/_2\left(Q\frac{a_1}{s_1} + G\frac{b_1}{s_1} - Q_1\frac{c_1}{s_1}\right).$$

Die Windentrommel für das Wippen des Auslegers muß eine konische Form erhalten, so daß das bedeutend größere Anfangsmoment SR gleich dem kleineren Endmoment S_1R_1 wird, wobei R und R_1 die Trommelhalbmesser in cm.

Bis zu 10 t Tragkraft und 10 m Ausladung können Derricks noch mit Handbetrieb ausgeführt werden. Bei kleineren Derricks wird für Ausleger, Mittelsäule und Streben auch Holz, und zwar Pitch-pine, verwendet.

Derrickkran[2]) von 100 000 kg Tragfähigkeit.

(Fig. 999 u. 1000.)

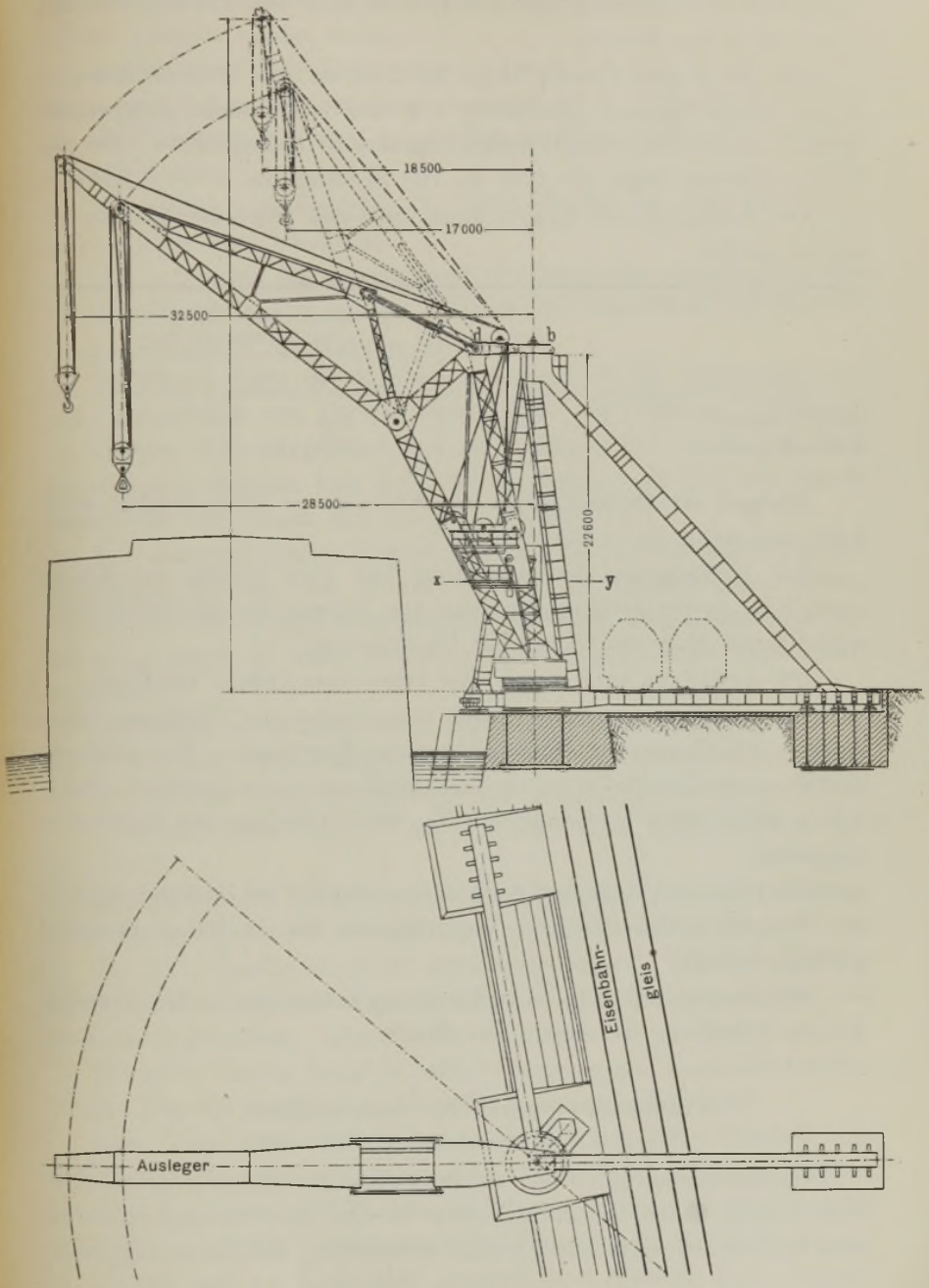
Der Kran ist von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg für die Schiffswerft Blohm & Voss in Hamburg zur Montage der Schiffskessel, Maschinen, Masten usw. gebaut. Um den Kran auch für kleinere Lasten wirtschaftlich verwendbar zu machen, besitzt derselbe zwei getrennte Hubwindwerke und Flaschen für 100 000 und 30 000 kg Tragkraft. Es kann mit folgenden Hubgeschwindigkeiten gearbeitet werden:

Großes Windwerk:	Lasten bis 50 000 kg	2,6 m/min
	Lasten von 50 000 bis 100 000 kg . . .	1,3 „
Kleines Windwerk:	Lasten bis 10 000 kg	12,0 „
	Lasten von 10 000 bis 30 000 kg . . .	4,0 „

[1]) Nach „Taschenbuch der Hütte".

[2]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 437. Vgl. ferner ebenda 1906, S. 1606.

Fig. 999 u. 1000.



Derrickkran von 100 000 kg Tragkraft.

Hierzu dient eine gemeinschaftliche Zwillingsdampfmaschine mit Klugscher Umsteuerung, 240 mm Durchmesser und 450 mm Hub mit $n = 180$ in der Minute.

Bei der großen Flasche hängt die Last an acht Drahtseilsträngen, wobei zwei Seilstränge gleichzeitig von zwei Seiltrommeln aufgewickelt werden, um die Seile möglichst gleichmäßig zu beanspruchen. Bei der kleinen Flasche hängt die Last an vier Seilsträngen.

Die Ausladung des Kranes kann innerhalb folgender Grenzen geändert werden:

	Ausladung von der Drehmittelachse des Auslegers in Meter	
	größte	kleinste
Große Flasche	28,5	17,0
Kleine Flasche	32,5	18,5

Abstand der Drehachse von der Kaikante = 2,5 m, folglich nutzbare Ausladung 32,5 — 2,5 = 30 m.

Zur Veränderung der Ausladung und zum Drehen des Kranes dient eine zweite Zwillingsmaschine von 210 mm Zylinderdurchmesser und 300 mm Hub mit Klugscher Umsteuerung.

Die Ausladung wird durch zwei Schraubenspindeln verändert.

Der Vertikaldruck wird durch eine kreisrunde Gleitbahn (nach Art der Führungen von Hobelbankbetten) abgefangen. Der stählerne Unterbau der Gleitbahn ist als Triebstock mit auswechselbaren Stahlbolzen ausgebildet, in die gleichzeitig zwei Trieblinge des Drehwerkes eingreifen.

Die Drehgeschwindigkeit des Auslegers beträgt bei 180 Umdrehungen der Dampfmaschine 30 m min, gemessen am kleinen Haken in seiner größten Auslage.

Den Dampf von 4 bis 6 at Spannung liefert das in der Nähe des Kranes befindliche Kesselhaus der Werft.

Hammerwippkran für 150 t Nutzlast[1]).

(Vgl. Fig. 1001 bis 1003 auf S. 598 u. 599.)

Die Eisenkonstruktion der von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. ausgeführten neuen Kranform besteht wie bei den Hammerkranen aus zwei Hauptteilen: dem feststehenden Stützgerüst, welches so ausgebildet

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1605.

ist, daß die Schwenkachse des Auslegers bis auf 2 m an die Uferkante heranrückt, und dem drehbaren Ausleger, dessen Lastarm durch Spindelantrieb verstellt werden kann.

Der größte Schwenkhalbmesser beträgt bei 50 t Belastung 27 m, der kleinste, bei ganz eingezogenem Ausleger, 8,5 m. Die höchste Stellung der 50 t-Unterflasche beträgt bei größter Ausladung 28 m, bei kleinstem Abstand 43,25 m.

Die größte Ausladung für die 150 t-Flasche ist 14 m, bei 29,5 m größter Höhe über Uferkante.

Die Fußpunkte des Stützgerüstes sind nicht fest verankert, sondern ruhen in Kugelpfannen auf den Fundamenten, um bei einseitigen Senkungen schädliche Spannungen fernzuhalten.

Im oberen Teile des Gerüstes befindet sich das Rollenlager mit sechs Druckrollen von 750 mm Durchmesser und 170 mm Randbreite, bei 234 mm Nabenlänge und 160 mm Zapfenstärke. Dicht unterhalb dieser Rollen befindet sich der Triebstockkranz von 5913 mm Durchmesser, mit 108 Bolzen und 172 mm Teilung.

Der doppelte Schwenkantrieb erfolgt durch zwei hintereinander geschaltete Motoren von je 12,5 PS bei 500 Umdrehungen mittels Schnecken- und Zahnrädergetrieben. Die Schneckenräder sind zur Sicherung gegen zu hohe Belastung mit Reibkupplungen (vgl. S. 207) versehen.

Die beiden Lastwinden für 50 und 150 t werden von einem 110-PS-Motor mit 480 Umdrehungen nach Bedarf angetrieben. Der Motor arbeitet auf eine Hauptantriebswelle, von welcher die Bewegung mittels eines verschiebbaren Ritzels auf die eine oder andere Winde geleitet wird.

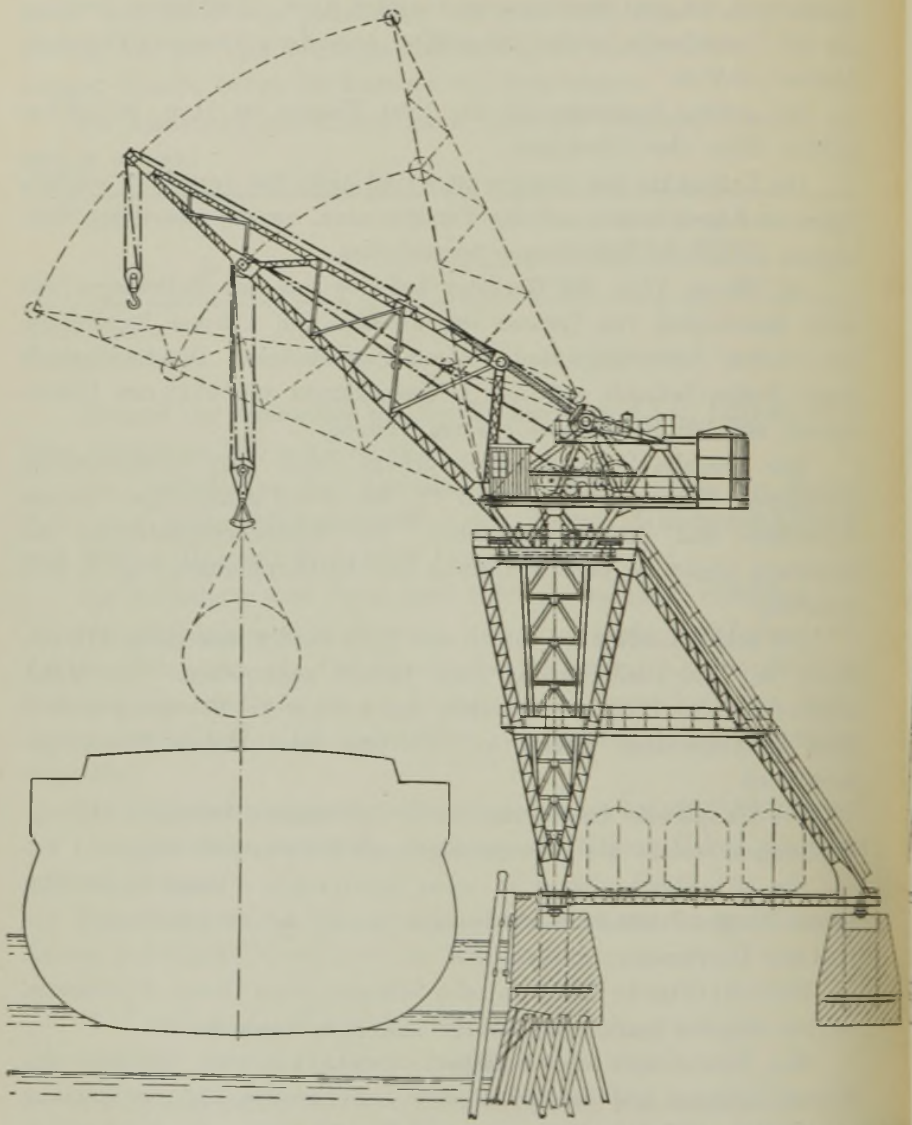
Die Hauptwelle trägt eine durch Lüftmagnet betätigte Schlingbandbremse, welche als Verzögerungs- und Haltebremse dient.

Die 50 t-Flasche hängt in sechs Seilsträngen. Beide Enden des 34 mm starken Drahtseiles werden gleichzeitig auf zwei Trommeln von 1464 mm Durchmesser aufgewickelt.

Die 150 t-Flasche hängt in zehn Strängen eines 46 mm-Drahtseiles, welches dieselbe Seilführung wie bei der 50 t-Winde besitzt.

Das Einziehwerk des Auslegers besteht aus zwei Spindeln von 315 mm äußerem und 245 mm innerem Durchmesser, 82,5 mm Steigung und 1000 mm Länge mit Rechts- und Linksgewinde, die durch einen 57-PS-Motor bei 500 Umdrehungen pro Minute unter Vermittelung von Stirnrädern und als Kegelräder ausgebildeten Muttern ihren Antrieb erhalten.

Fig. 1001.



Hammerwippkran für 150 t Nutzlast der

Fig. 1002.

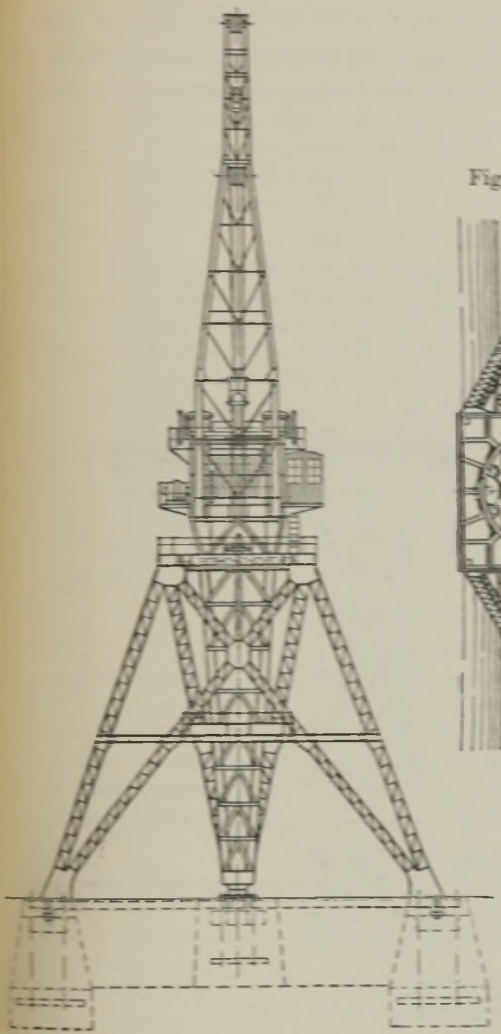
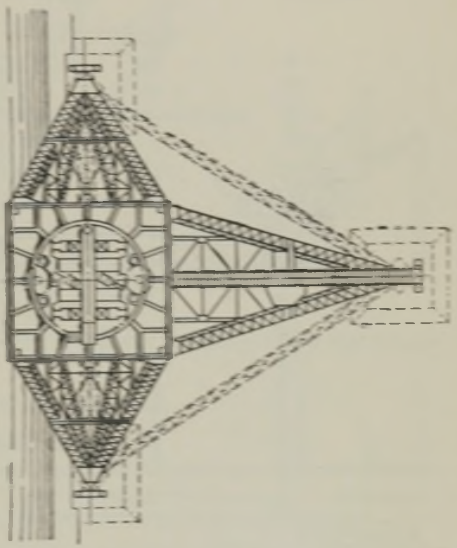


Fig. 1003.



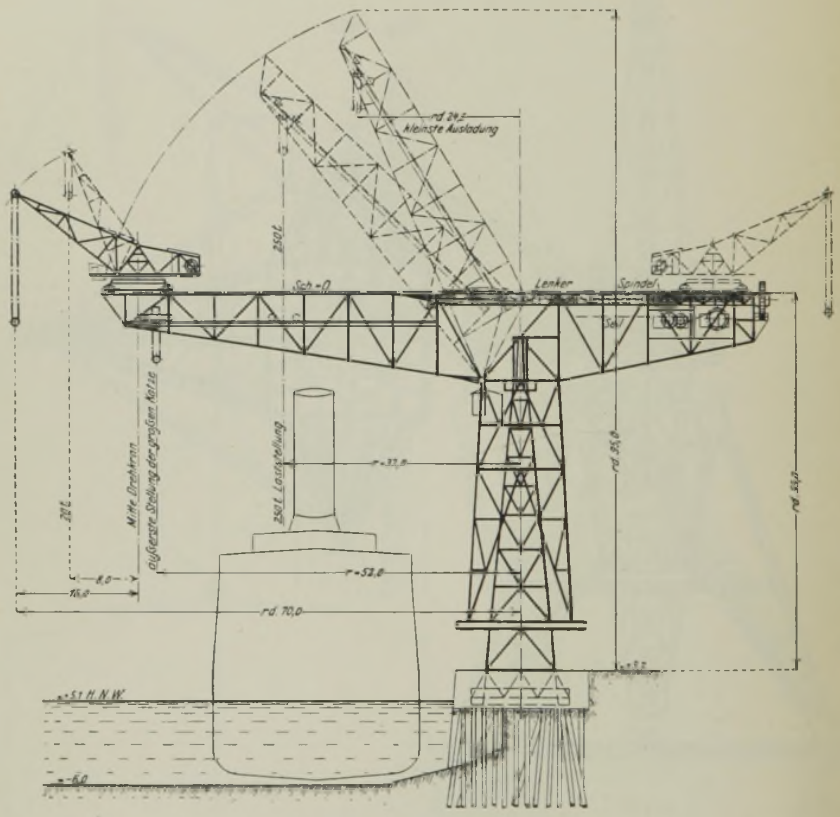
Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg.

250 t-Hammerwippkran.

Mechanischer Teil gebaut von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg.
Elektrische Ausrüstungen von den Siemens-Schuckertwerken.

Der Kran, der für eine Tragkraft von 250 t bestimmt ist, also den zurzeit größten Kran der Welt darstellt, ist gleichzeitig Hammerdrehkran und Wippkran. Bei Benutzung als Hammerdrehkran steht der

Fig. 1004.



250 t-Hammerwippkran
der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg.

um eine feststehende Säule drehbare Teil horizontal. Er wird von einer Laufkatze oder einem 20 t-Drehkran befahren.

Bei Benutzung als Wippkran wird der 20 t-Drehkran bis zur äußersten Stellung auf dem Gegengewichtsarm ausgefahren, die Katze auf dem vorderen Ende des Auslegers festgestellt und der Ausleger aufgerichtet.

250 t-Hammerkran.

Tragkraft bei 50 m Ausladung	100 t
Tragkraft bei 32 m Ausladung	250 t
Hubhöhe bei wagerechtem Ausleger	49 m
Ausladung bei wagerechtem Ausleger	52 m
Höhe von Wasserspiegel bis Spitze des aufgerichteten Auslegers	100 m
Kleinste Ausladung bei aufgerichtetem Ausleger	24,5 m
Hubgeschwindigkeit bei 250 t	1,6 m/min
Hubgeschwindigkeit bei 100 t	4 „
Zeitdauer für Drehen mit 250 t	12 min
Zeitdauer für Einziehen ohne Belastung	30 bis 35 min
Katzfahrgeschwindigkeit bei Belastung	12 m/min

20 t-Drehkran auf dem Ausleger.

Tragkraft bei 8 m Ausladung	20 t
Tragkraft bei 16 m Ausladung	10 t
Höhe von Wasserspiegel bis Oberkante der Laufschiene	60 m
Hubhöhe über Wasser bei 10 t Last	80 m
Durchmesser des Arbeitsfeldes bei 10 t Last	140 m
Hubgeschwindigkeit bei 20 t	10 m/min
Hubgeschwindigkeit bei 10 t	20 „
Zeitdauer für Drehen mit 20 t	2 min
Zeitdauer für Einziehen mit 10 t	4 „
Fahrgeschwindigkeit	40 m/min

Hubseil 52 mm Durchmesser und 1500 m Länge; Gesamtgewicht des Kranes 2000000 kg.

Elektrische Ausrüstung.

250 t-Hammerkran.

	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
2 Hub- und Einziehmotoren in Reihe je	95	400	offen	Gleichstrom
2 Katzfahrmotoren „ „ „	38	700	geschlossen	von
2 Drehmotoren „ „ „	38	400	„	440 Volt

20 t-Drehkran auf dem Ausleger.

	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
Hubmotor	71	610	geschlossen	Gleichstrom
Drehmotor	11,5	590	„	von
Einziehmotor	39	430	„	440
Fahrmotor	61	470	„	Volt

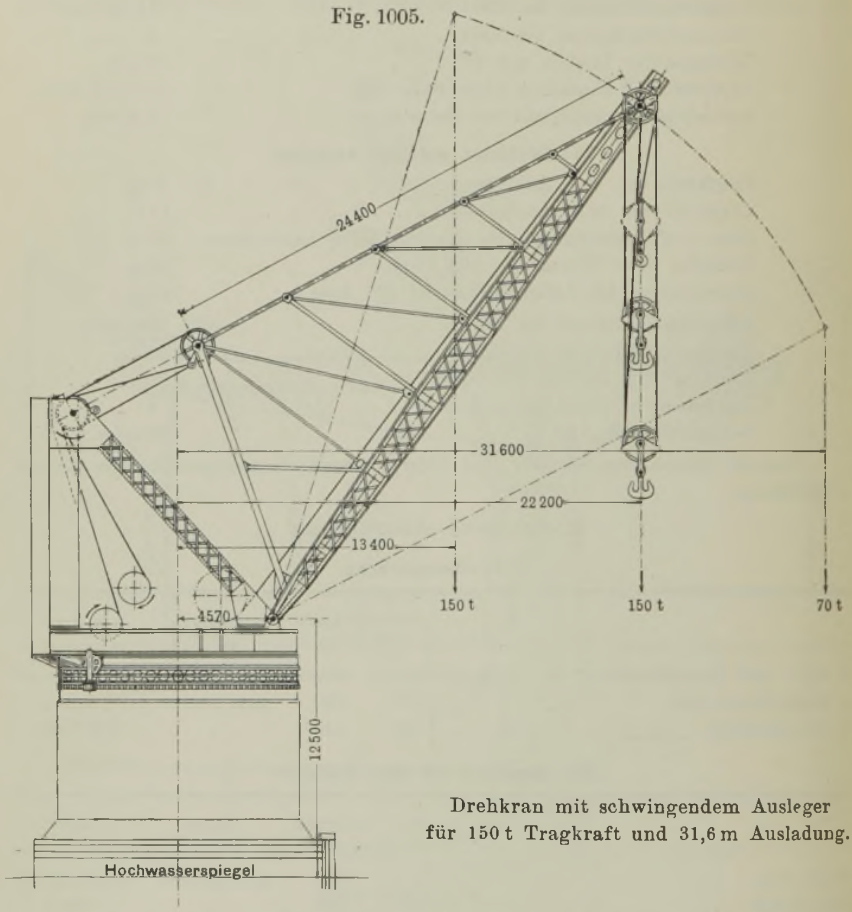
Die Motoren werden durch zwei Gleichstrom-Steuermaschinen mit Leonardschaltung gesteuert, von denen die eine als Reserve dient. Die Steuermaschinen sind, ebenso wie die Hub- und Einziehmotoren des 250 t-Krans, auf dem rückwärtigen Teil des Hammers aufgestellt. Jede Steuermaschine enthält:

1 Steuermotor von 360 PS, 440 Volt,
1 Steuerdynamo von 160 KW, 440 Volt,
1 „ „ 65 „ 440 „

Drehkran mit schwingendem Ausleger[1]) für 150 t Tragkraft und 31,6 m größte Ausladung in Newport.

Der eiserne Unterbau des Kranes besteht aus 16 in einem Kreise von 11 m Durchmesser angeordneten und unter sich verspannten Säulen, welche aus je zwei U-Eisen NP 38 hergestellt sind und auf

Fig. 1005.



Drehkran mit schwingendem Ausleger für 150 t Tragkraft und 31,6 m Ausladung.

der Pfahlgründung stehen. Der Kran ist als Drehscheibenkran mit 11 m mittlerem Rollenbahndurchmesser ausgebildet und bewegt sich auf 63 kegelförmigen Stahlgußrollen von 508 mm mittlerem Durchmesser, während ein 400 mm starker Mittelzapfen den Horizontaldruck aufnimmt.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 1481.

Der Ausleger ist ein dreieckförmiger Fachwerkträger, welcher um einen 250 mm starken Zapfen drehbar ist. Bei der tiefsten Lage beträgt die Ausladung 31,6 m, in der höchsten Stellung 13,4 m.

Tragfähigkeit 150 t bei 22,2 m Ausladung,
„ 70 t bei 31,6 m „

Für die Drehung des Kranes, dessen Gesamteigengewicht 775 t beträgt, sind zwei 20pferdige Hauptstrommotoren vorgesehen. Diese arbeiten auf doppelgängige Schneckengetriebe, welche ihrerseits wieder Stirnräder antreiben, die in eine eiserne Kreiszahnstange an der Außenseite des eisernen Unterbaues eingreifen. Eine Umdrehung des Kranes erfolgt in 3 bis $3^1/_2$ Minuten.

Für das Heben und Senken des Auslegers sind zwischen Ausleger und Krangestell zwei Rollenzüge mit 32 mm starken Stahldrahtseilen eingeschaltet, deren Enden zu je einem Trommelpaare geführt werden. Jeder Rollenzug hat 11fache Übersetzung und 22 tragende Trums. Rechts sind daher auf einem 250 mm starken Bolzen 22 Rollen, und links 24 Rollen von 1500 mm Durchmesser angeordnet. Jedes Trommelpaar wird durch einen besonderen 100pferdigen Hauptstrommotor angetrieben.

Für die eigentliche Lasthebung dienen drei Flaschenzüge, zwei davon für je 75 t Tragkraft und einer für 20 t. Die Hauptflaschenzüge arbeiten mit 12facher Übersetzung und haben 12 tragende Trums von je 32 mm Durchmesser (Stahldrahtseil), deren Enden am Ausleger entlang zu den auf der Plattform aufgebauten Trommeln von 2600 mm Durchmesser geführt sind. Jede Trommel wird mittels Räderübersetzung durch einen 100pferdigen Hauptstrommotor angetrieben.

Die Hubgeschwindigkeit für die größte Last beträgt 2,15 m/min. Gesamtwirkungsgrad 51 Proz. Um die Bremsscheibe von 750 mm Durchmesser ist ein Bremsband von 75 bzw. 30 mm Breite (der Beanspruchung entsprechend) $4^1/_2$mal geschlungen.

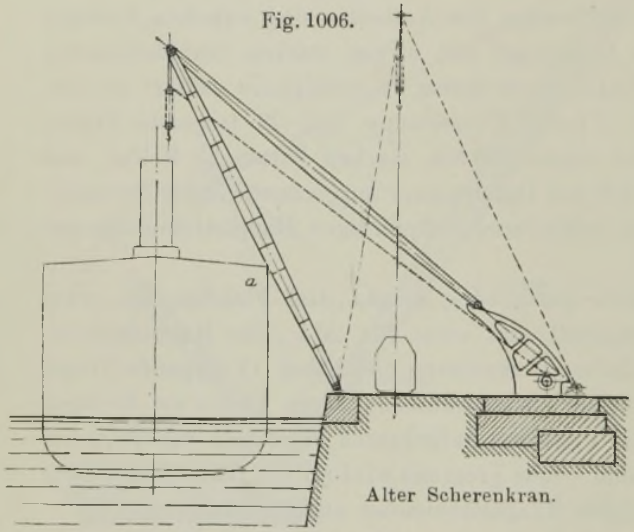
Scherenkrane.

Scherenkrane alter Konstruktion sind nur Wippkrane. Sie können also nicht im Kreise geschwenkt werden. Zwei nach unten weit auseinandergehende Streben sind mittels Gelenk direkt auf dem Fundament gelagert. Der dritte längere Mast wird wie früher durch Rollenzug oder Schraubenspindel verlängert oder verkürzt. Zum Heben und Senken der Last dient ein am Auslegerkopf angebrachter mehrrolliger Flaschenzug, dessen Seil oder Kette von einer Dampfwinde oder elektrisch betriebener Winde auf- oder abgewickelt wird.

Scherenkrane sind aus den gewöhnlichen Dreifußkranen, die häufig in Fabrikhöfen als Hebevorrichtung gebraucht werden, entstanden. Der Name Scherenkran rührt von der scherenartigen Bewegung der Vorderstreben und des Hintermastes beim Wippen her.

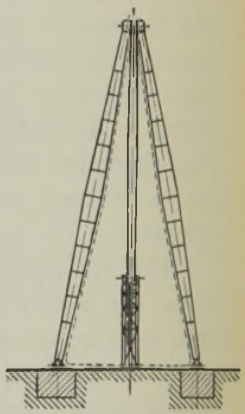
Die Scherenkrane dienen namentlich zur Förderung großer Lasten auf große Höhen, insbesondere zum Aufstellen der Masten, zum Einbauen von Kesseln und Maschinen in Schiffe an Hafenplätzen. Die drei Schenkel des Scherenkranes werden als Blechrohre aus einzelnen Schüssen oder als Stützen mit kastenförmigem Querschnitt vollwandig oder mit Gitterwerk hergestellt. In beiden Fällen verjüngen sich die Streben nach den Enden hin.

Fig. 1006.



Alter Scherenkran.

Fig. 1007.



Bei einem in Govan (Schottland) aufgestellten Scherenkran[1]) für 130 t Tragkraft mit Dampfbetrieb sind folgende Verhältnisse vorhanden.

Streben aus weichem Martineisen mit kastenförmigem Querschnitt:

	Länge 39,4 m.	In der Mitte	1575 × 1475 mm
		an den Enden	680 × 600 mm
Ausleger:	Länge 49,0 m.	In der Mitte	1980 × 1475 mm
		an den Enden	750 × 750 mm

Schraube: Stahl, 250 Durchmesser, 21 m lang, 18,3 m Mutterverschiebung.

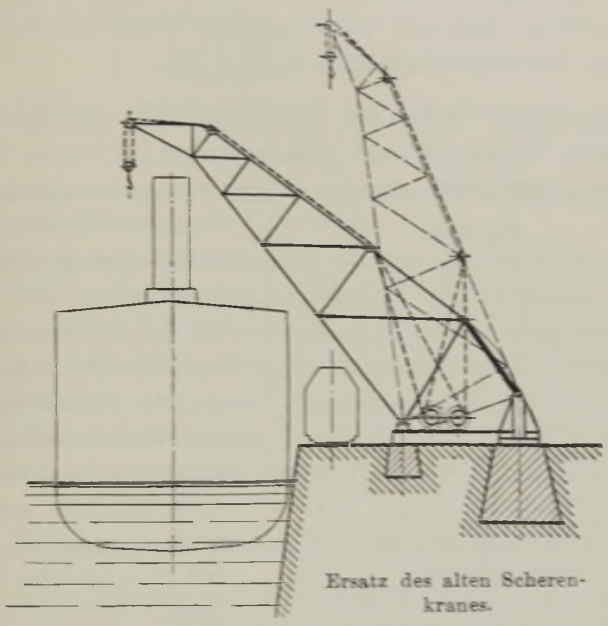
Scherenkrane der beschriebenen Form besitzen den großen Nachteil, daß die nutzbare Ausladung des Kranes nicht zur Geltung kommt. Der Grund liegt in der Berührung der vorderen Bordkante *a* mit den Streben, wobei nach Fig. 1006 das Schiff von Kaikante abgerückt ist.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1130. Vgl. ferner ebenda S. 1474: Mehrtens, Die Mastenkrane der Weichselbrücke in Dirschau, Marienburg und Fordon.

Ferner müssen alle Lasten am Lande hinter den Füßen der beiden vorderen Streben aufgenommen und zwischen ihnen nach außen durchgeschwenkt werden. Durch die verjüngt nach oben zusammenlaufenden Streben werden aber die Abmessungen der Gegenstände beschränkt und das Einsetzen langer Gegenstände, wie Masten und Kamine, wird erschwert.

Zur Vermeidung dieser Übelstände hat die Duisburger Maschinenbau-A.-G. eine neue Scherenkrankonstruktion entworfen, die in Fig. 1008 dargestellt ist. Der Schiffskörper kann hier bis dicht an die Kaimauer

Fig. 1008.



Ersatz des alten Scherenkranes.

gerückt werden, so daß trotz der Zurücklegung der Kranfüße auf der Kaimauer an nutzbarer Ausladung nichts verloren geht. Diese Zurückstellung der vorderen Kranfüße ermöglicht dann aber auch das Absetzen und Aufnehmen der Lasten vor dem Kran, so daß ein Durchschwenken durch die vorderen Streben nicht mehr erforderlich ist. Der schnabelförmig vorkragende Ausleger läßt die volle Hubhöhe des Kranes ausnutzen.

c) Fahrbare Drehkrane.

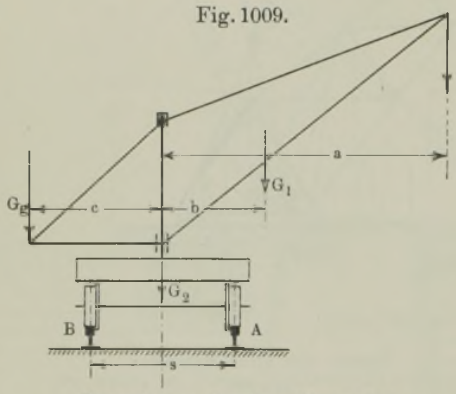
Gerüstform. Durch Verbindung der Drehkrane mit einem fahrbaren Untergestell wird außer der Vertikal- und Schwenkbewegung noch eine Längsverschiebung der Last möglich. Beachtenswert ist hier

wieder der Übergang der vollen Säule bei kleinen Ausführungen zur Fachwerksäule bei größeren Ausführungen. Diese und der Unterbau können, wie aus den nachfolgenden Abbildungen hervorgeht, den jeweiligen örtlichen Verhältnissen entsprechend, verschiedene Formen annehmen; z. B. die Befestigung der Säule auf einem gewöhnlichen Wagen, dann auf einem Volltor oder Halbtor.

Fahrwerk. Bemessung der Laufräder nach S. 222; bei Raddrücken unter 20 t genügen vier Räder, darüber hinaus sind acht Räder mit Balancierlagerung gebräuchlich. Große Fahrgeschwindigkeiten erfordern federnde Lagerung der Laufradachsen. Leichte Krane erhalten Normalspur = 1,493 m, Kaikrane 2,5 m, schwere Krane bis 3 m Spurweite. Berechnung des Fahrwiderstandes nach S. 225.

Standfestigkeit. Mittel zur Verringerung des Gegengewichtes sind Seitenstützen, Stützrollen und Schienenzangen. Letztere können nur als Sicherung betrachtet werden, weil bei Beanspruchung derselben im normalen Betriebe die Schienenbefestigung leidet. Sind Seitenstützen oder Stützrollen für die Standfestigkeit erforderlich, dann kann der Kran nur bei Anwendung derselben geschwenkt werden. Soll die angehobene Last von dem Kran weiter gefahren werden, dann ist dieser erst so zu drehen, daß die Last über Mitte Gleis hängt. Hierauf erst können die Seitenstützen hochgezogen werden. Bei Stützrollen sind an den Stellen, wo der Kran gedreht werden soll, außerhalb der Fahrschienen noch besondere Stützschienen für die Stützrollen erforderlich.

Fig. 1009.



Berechnung der Standfestigkeit.

Es gelten folgende Beziehungen:

Kran belastet. Kippunkt in A.

$$Q\left(a-\frac{s}{2}\right)+G_1\left(b-\frac{s}{2}\right)-G_2\frac{s}{2}-G_g\left(c+\frac{s}{2}\right)=0,$$

$$\frac{s}{2}\geqq\frac{Q\,.\,a+G_1\,.\,b-G_g\,.\,c}{Q+G_1+G_2+G_g}.$$

Als Sicherheit ist eine Kipplast = 1,5 bis 2 Q für Q zu setzen.

Kran leer. Kippunkt in B.

$$G_1\left(b+\frac{s}{2}\right)+G_2\frac{s}{2}-G_g\left(c-\frac{s}{2}\right)=0,$$

$$\frac{s}{2}\geqq\frac{G_g\,.\,c-G_1\,.\,b}{G_1+G_2+G_g}.$$

Auch hier ist wieder zur Sicherheit 1,5 G_g bis 2 G_g zu setzen.

Beispiel. Gegeben $Q=2\,\mathrm{t}$, $G_1=0{,}5\,\mathrm{t}$, $G_2=1\,\mathrm{t}$, $a=5\,\mathrm{m}$, $b=1{,}6\,\mathrm{m}$, $c=2\,\mathrm{m}$.

Ausbalanciert wird das halbe Kranmoment, also

$$G_g\,.\,2=\frac{2\,.\,5+0{,}5\,.\,1{,}6}{2};\quad G_g=2{,}7\,\mathrm{t}.$$

Kran belastet: Zweifache Sicherheit, also $Q=4\,\mathrm{t}$,

$$\frac{s}{2}=\frac{4\,.\,5+0{,}5\,.\,1{,}6-2{,}7\,.\,2}{4+0{,}5+1+2{,}7}=1{,}88\,\mathrm{m}.$$

Kran leer: Ebenfalls zweifache Sicherheit, also $G_g=5{,}4\,\mathrm{t}$

$$\frac{s}{2}=\frac{5{,}4\,.\,2-0{,}5\,.\,1{,}6}{0{,}5+1+5{,}4}=1{,}45\,\mathrm{m}.$$

Erforderliche Schienenentfernung demnach $s=3{,}76\,\mathrm{m}$, bzw. bei Normalspur Seitenstützen oder Stützrollen mit Hilfsschienen.

Verwendung. Im Hafenverkehr ist für die Kaikrane eine Verschiebung des ganzen Kranes erforderlich, um denselben über der Schiffsluke einstellen zu können. Hierbei genügt eine geringe Fahrgeschwindigkeit. Als Stahlwerkskrane erhalten fahrbare Drehkrane eine Geschwindigkeit bis zu 2 m/sec. Eisenbahnkrane, welche mit Puffern und Zughaken versehen werden, besitzen keine Eigenbewegung. Die Fahrbarkeit dient nur gelegentlichem Transport.

1. Fahrbare elektrisch betriebene Drehkrane.

Fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung

von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N. (Fig. 1010 bis 1012).

Zur Verfügung steht Drehstrom von 220 Volt, 50 Perioden.

Hubwerk.

Hubgeschwindigkeit 30 m/min. Hubmotor 22,5 PS, $n=575$.
Lose Rolle; Stirnradvorgelege $z=15:180$, $t=8\,\pi$.

Schwenkwerk.

Schwenkgeschwindigkeit 120 m/min. Schwenkmotor 4,5 PS, $n=940$.
Schneckengetriebe: Schnecke doppelgängig, $t=6\,\pi$, $d=57$ mm.
Schneckenrad $z=73$, $t=6\,\pi$, $D=438$ mm.
Triebling und Zahnkranz $z=12:180$, $t=14{,}5\,\pi$.

Fahrtriebwerk.

Fahrgeschwindigkeit 45 m/min, Fahrmotor 6,5 PS, $n=720$.
Motorvorgelege $z=15:88$, $t=5{,}5\,\pi$.
Laufradvorgelege $z=12:50$, $t=10\,\pi$.

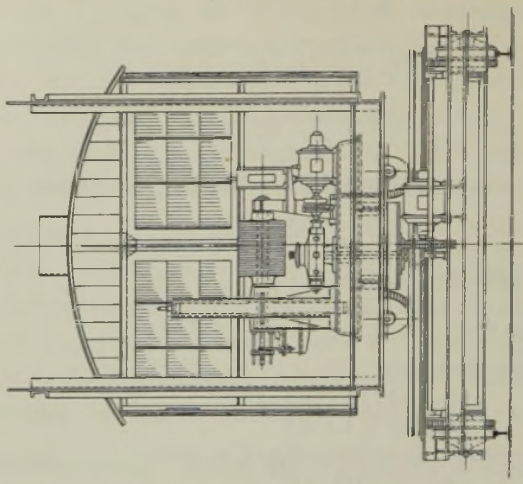


Fig. 1012. Elektrisch betriebener, fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

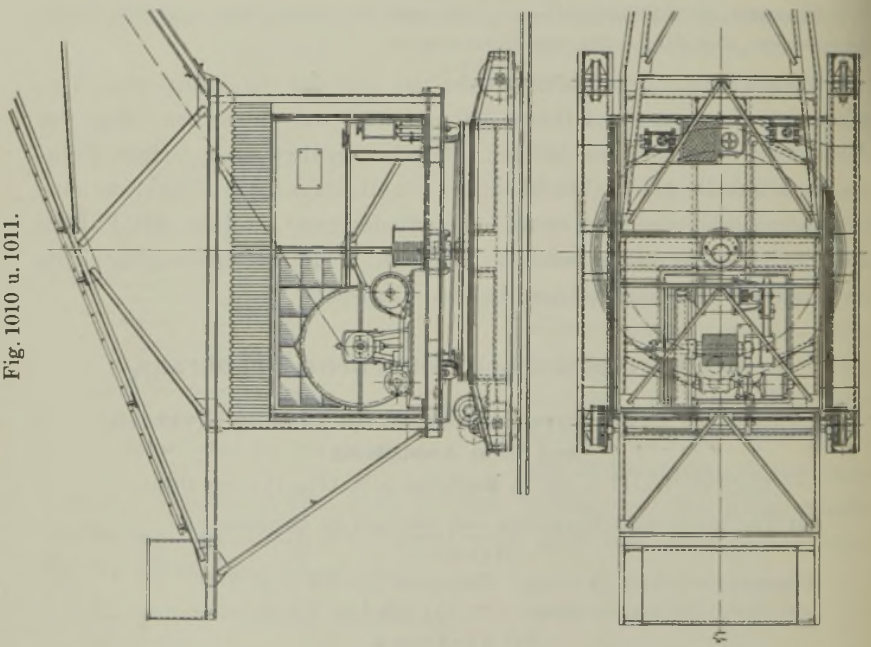
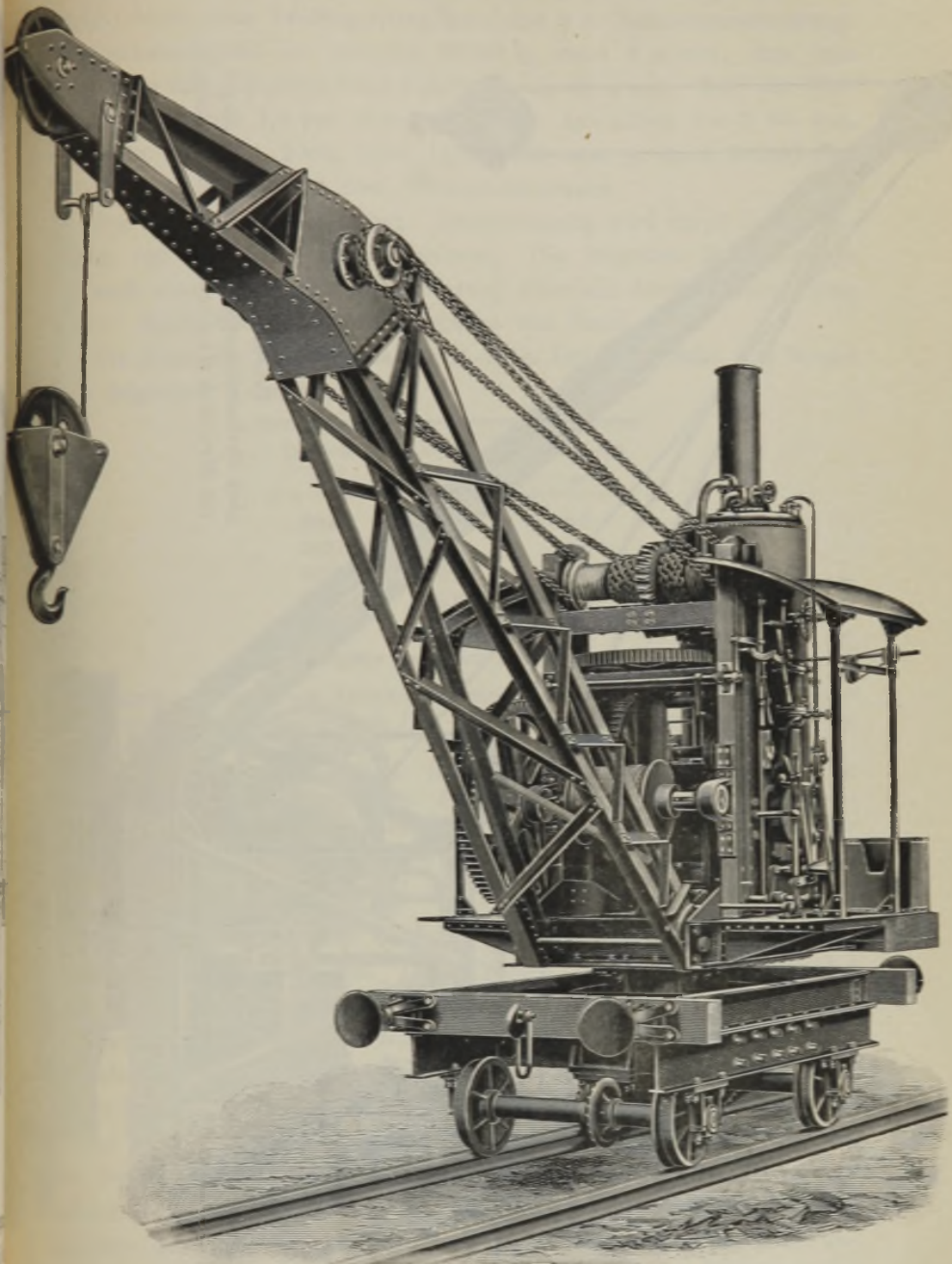


Fig. 1010 u. 1011.

2. Fahrbare Dampfdrehkrane.

Für den Antrieb gilt das auf S. 296 Gesagte. Die Fortbewegung erfolgt durch Hand- oder Dampfantrieb. Im letzteren Falle sind die Krane als Lokomotivkrane verwendbar, so daß sie das Rangieren einzelner Wagen und ganzer Züge ausführen können.

Fig. 1013.



Fahrbarer Dampfkran nach dem Säulensystem mit veränderlicher Ausladung von Menck & Hambrock in Altona-Hamburg.

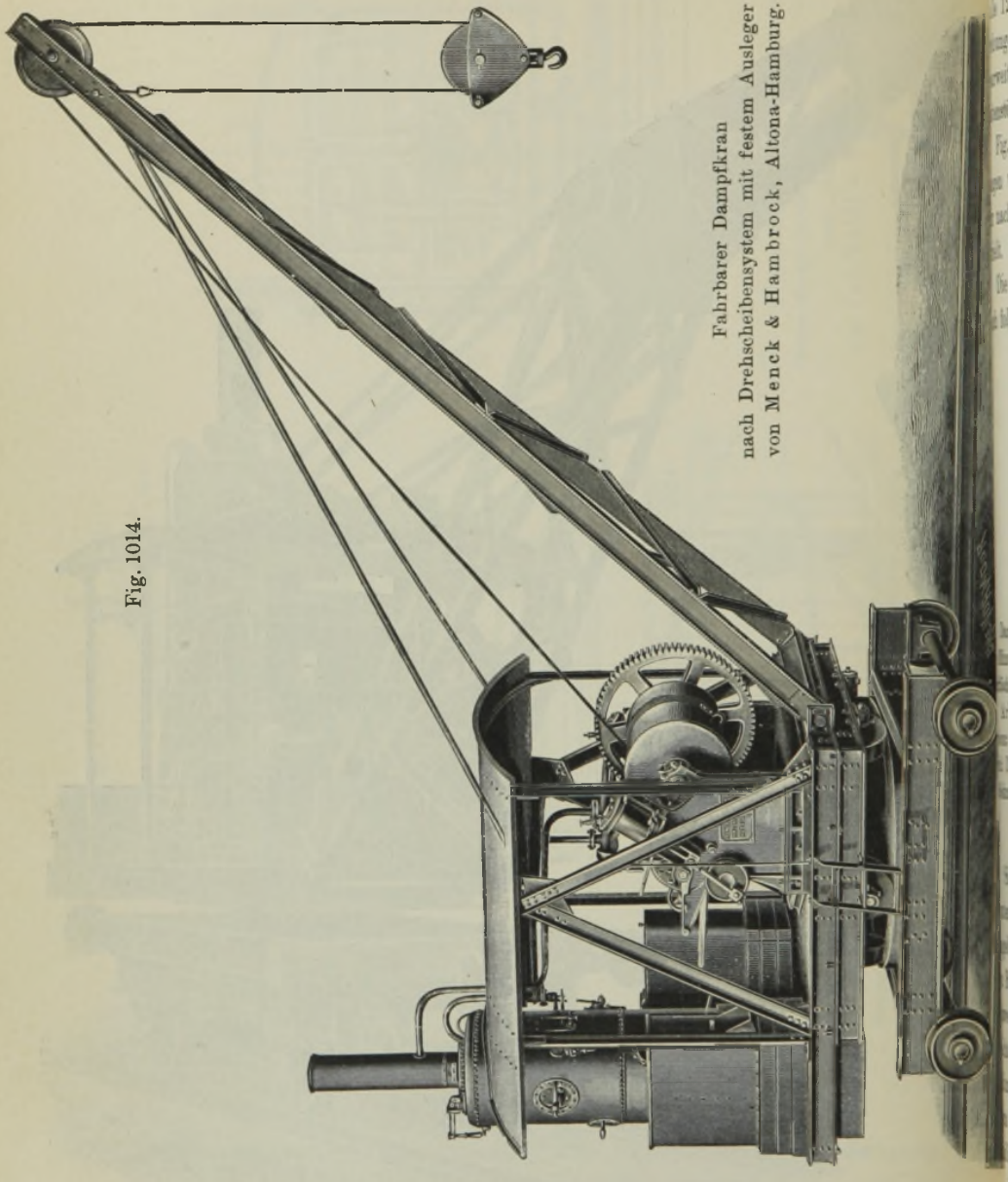


Fig. 1014.

Fahrbarer Dampfkran
nach Drehscheibensystem mit festem Ausleger
von Menck & Hambrock, Altona-Hamburg.

Fig. 1013 ist ein Säulendrehkran. Heben, Schwenken und Fahren erfolgt durch eine Zwillingsdampfmaschine mit Kulissenumsteuerung. Hubgeschwindigkeit bei 1000 bis 12 000 kg rund 6 m/min, ohne lose Rolle 12 m/min. Fahrgeschwindigkeit 40 bis 60 m min, Zahl der Umdrehungen 2,6 bis 1,6 pro Minute bei einer Ausladung von 3 bis 8 m. Spurweite 750, 900, 1000, 1250, 1435, 1525 und je nach Erfordernis Seitenstützen, Stützrollen oder Schienenklammern.

Fig. 1014 Drehscheibenkran. Drehbewegung wird durch Reibkupplungen von der Kurbelwelle abgeleitet. Die Maschine läuft deshalb nur nach einer Richtung. Hubbewegung ebenfalls durch Reibkupplung erzielt. Sperradbremse. Fahren erfolgt von Hand.

Die Deutsche Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg stellt ihre Krane nach folgenden Normalien her:

Tragkraft kg	Ausladung m	Rollenhöhe m
6000	4,0	9,0
5000	4,5	8,8
3000	6,5	7,7
2000	8,0	6,2
1500	9,0	4,6

Größter Raddruck 15 000 kg.

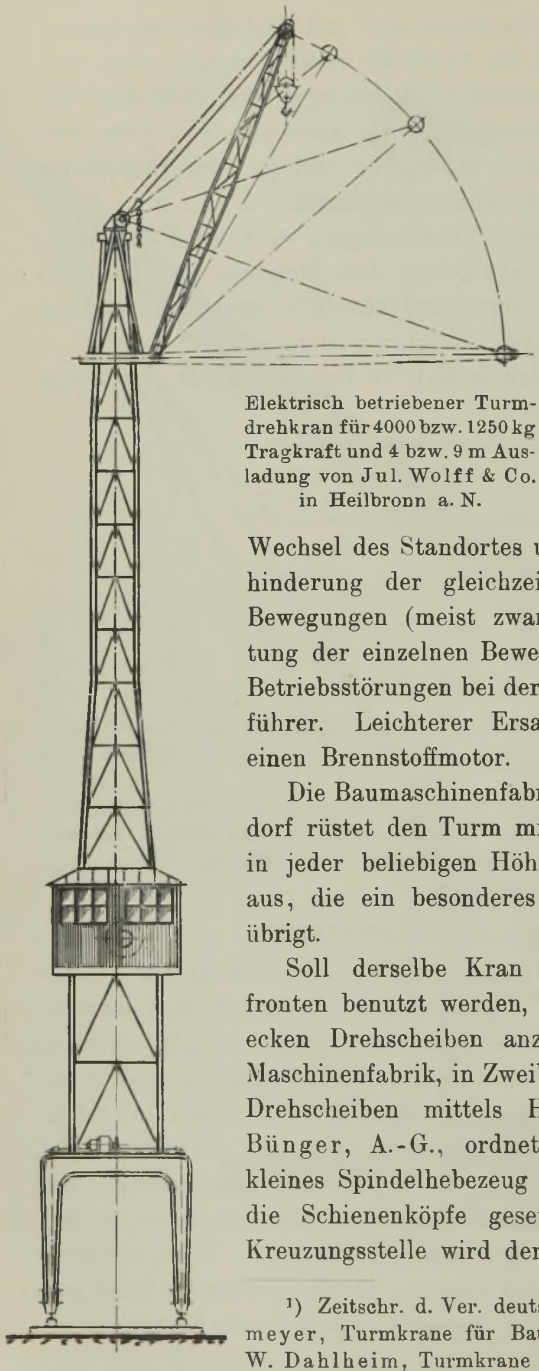
Dampfmaschine 160 mm Zylinderdurchmesser, 180 mm Hub, 180 Umdrehungen pro Minute mit Umsteuerung nach Joy. Dampfkessel 8 at Überdruck, etwa 7 qm Heizfläche und 0,35 qm Rostfläche.

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben 3000 kg 20 m/min, 6000 kg 10 m/min. Drehen: 2,5 Umdrehungen pro Minute. Fahren: 50 bis 70 m pro Minute. Einziehwerk: Dauer der Bewegung des Auslegers von der tiefsten bis zur höchsten Lage 50 Sekunden.

3. Fahrbare Turmdrehkrane.

Sie finden zunächst als Baukrane Verwendung, die an den Außenfronten entlang fahrbar sind. Das fahrbare Untergestell wird torartig ausgebildet, so daß der Raum zwischen den Schienen für die Lagerung von Baumaterialien oder als Durchgang freibleibt. Der Ausleger wird entweder mit drehbarer oder mit feststehender Säule ausgeführt. Um leichte Lasten mit großer Ausladung, große Lasten mit geringerer Ausladung heben zu können, wird er als Wippausleger eingerichtet. Zu dem Zweck wird das Hubseil soweit angezogen, bis sich ein daran befindlicher Anschlagnocken an den Auslegerkopf legt. Durch weiteres Anziehen des Hubseiles wird der Ausleger in die gewünschte Lage gebracht, worauf das den Ausleger tragende Zugseil durch Einhängen in Ösen verkürzt wird.

Fig. 1015.



Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Tragkraft und 4 bzw. 9 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

Die Standfestigkeit wird bei hohen Kranen hauptsächlich durch den Winddruck beeinflußt. Die Windflächen sind deshalb namentlich oben klein zu halten und die großen durch den Führerstand bedingten Flächen möglichst tief zu legen.

Bei diesen Kranen wird das Einmotorsystem bevorzugt. Heben, Schwenken und Fahren werden durch Kupplungen von einem Motor abgeleitet. Grund: Häufiger Wechsel des Standortes und damit der Stromart; Verhinderung der gleichzeitigen Ausführung mehrerer Bewegungen (meist zwangweise Hintereinanderschaltung der einzelnen Bewegungen) zur Vermeidung von Betriebsstörungen bei der geringen Schulung der Kranführer. Leichterer Ersatz des Elektromotors durch einen Brennstoffmotor.

Die Baumaschinenfabrik Bünger, A.-G.[1]), in Düsseldorf rüstet den Turm mit einer vom Führerstand aus in jeder beliebigen Höhe einstellbaren Arbeitsbühne aus, die ein besonderes Gerüst vor der Fassade erübrigt.

Soll derselbe Kran an verschiedenen Gebäudefronten benutzt werden, dann sind an den Gebäudeecken Drehscheiben anzuordnen. Karl Peschke, Maschinenfabrik, in Zweibrücken führt den Kran ohne Drehscheiben mittels Hilfsschiene um die Ecken. Bünger, A.-G., ordnet neben jedem Laufrad ein kleines Spindelhebezeug an, das mit einer Klaue auf die Schienenköpfe gesetzt werden kann. An der Kreuzungsstelle wird der Kran gleichmäßig um rund

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 211, Wintermeyer, Turmkrane für Bauausführungen. Daselbst, S. 585, W. Dahlheim, Turmkrane für Bauausführungen.

30 mm gehoben, die Rollen werden um 90° gedreht, gesichert, und der Kran wieder mit Hilfe der Spindeln auf die Fahrbahn herabgelassen. Dieses Umsetzen dauert 10 bis 15 Minuten. Nachteile der Drehscheiben: Besondere Aufnahmegruben und Gründungen, etwas größerer Abstand der Kranbahn vom Gebäude.

Für das Gegengewicht ist ein vollständig geschlossener Kasten mit Sandfüllung oder gußeiserne Platten zu wählen. Lose Bausteine können leicht zu Entlastungen des Kranes führen.

Eine weitere ausgedehnte Verwendung finden Turmkrane auf Hellingen (s. Abschnitt „Laufkrane").

Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Tragkraft und 4 bzw. 9 m Ausladung

der Maschinenfabrik Jul. Wolff & Co. in Heilbronn.

(Fig. 1015 bis 1021.)

Der Ausleger schwenkt am obersten Teile des Gerüstes um ein Rollenlager und ein Stützlager. Von einem Mitdrehen des Führerhauses ist abgesehen worden, da dies nur mittels eines drehbaren Mastes erzielt werden kann, welcher aber einer großen Durchbiegung unterliegt.

Hubwerk. Der Trommelantrieb erfolgt vom Motor durch drei Stirnräderpaare KH, ED, CB, welche sämtlich gefräst sind. Da die Volllast sehr selten mit dem Kran gehoben wird, so sind in das Hubwerk Satzräder eingebaut, um Lasten bis 2000 kg doppelt so schnell wie die Maximallast heben zu können. Es werden also die Räder GF eingerückt und ED ausgerückt.

Um den leeren oder leicht belasteten Haken schnell ablassen zu können, ist eine sogenannte Schnellablaßvorrichtung eingebaut. Hierbei wird Rad C ausgerückt, so daß die Trommel unter Abschaltung sämtlicher Vorgelege läuft. Der Motor bleibt in Ruhe. Um bei Versagen des elektrischen Stromes weiter arbeiten zu können, kann der Kran durch Aufstecken von Kurbeln von Hand bedient werden.

Als Bremse dient eine holzarmierte Bandbremse mit Lüftmagnet. Zur Regulierung der Senkgeschwindigkeit wird dieselbe Bremse mittels Handhebels entsprechend gelüftet. Bei Gleichstrom Senkbremsschaltung.

Schwenkwerk. Der Motor arbeitet auf ein Schneckengetriebe, dessen vertikale Welle ein Stirnrad trägt, welches an der Kranspitze in den Zahnkranz des Auslegers eingreift. Das auf derselben Welle befindliche große Kegelrad N für den Handkurbelantrieb kann durch Klauenkupplung mit der Welle verbunden werden.

Fig. 1016 u. 1017.

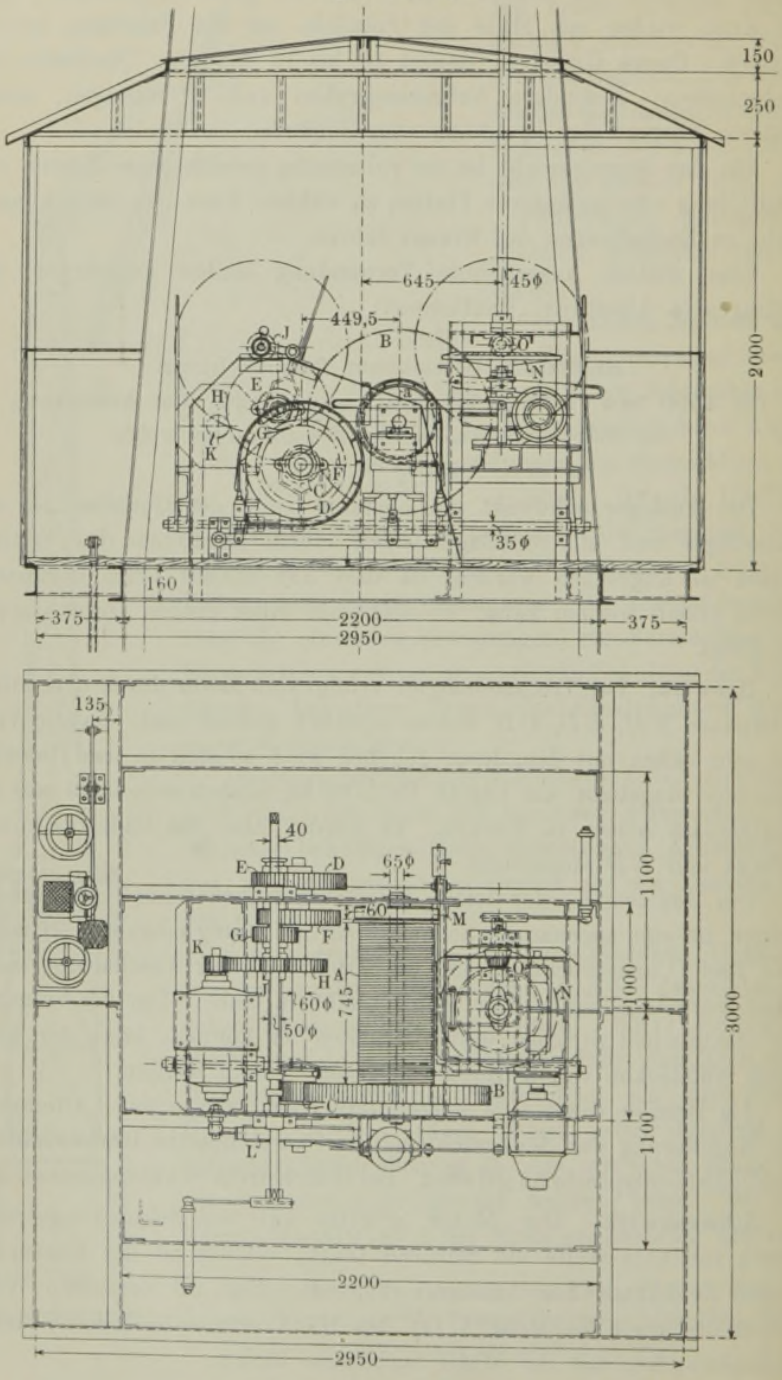


Fig. 1018.

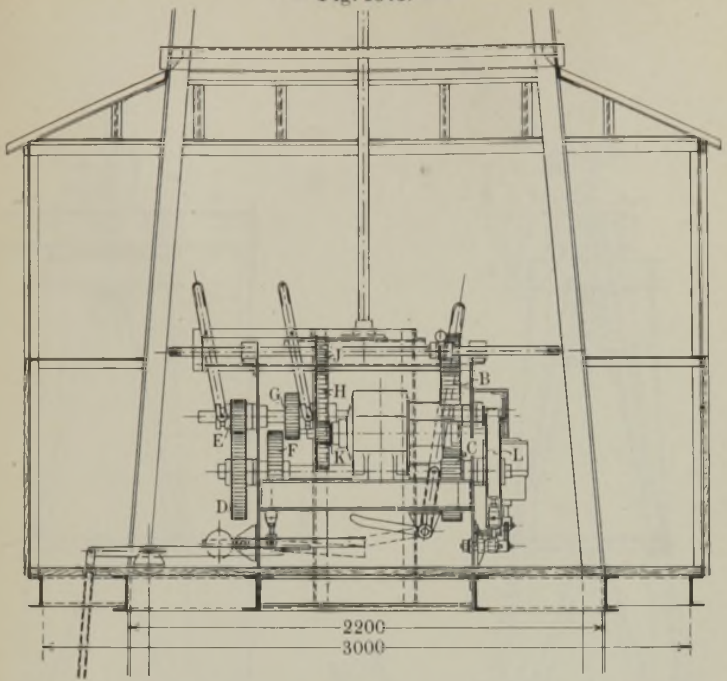
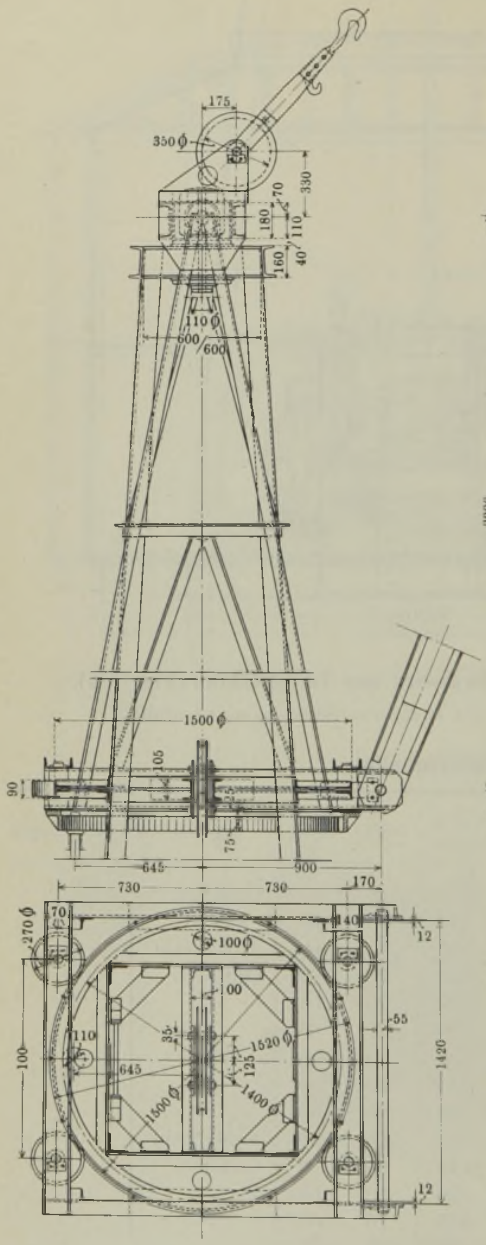


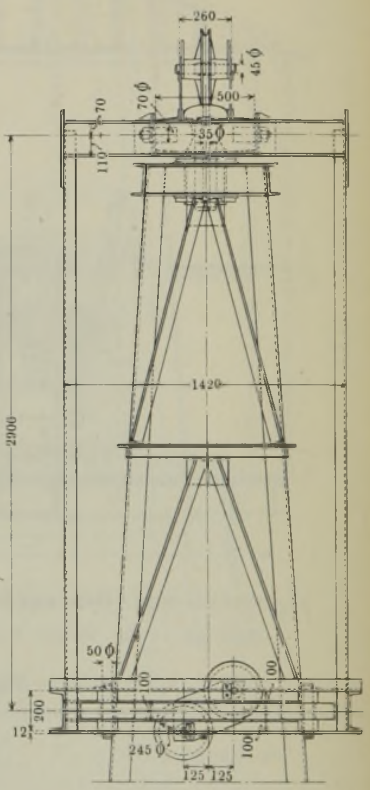
Fig. 1016 bis 1018. **Hub- und Drehwerk zum Turmdrehkran** (Fig. 1015).
Maßstab 1 : 10. Heben 6 bis 12 m/min, Schwenken 40 m/min.

Rädertabelle.

Pos.	Gegenstand	Tlg.	Z	Durchmesser	Breite	Bohrg.	Material	Bemerkungen
A	Trommel . .	—	—	350	745	65	Gußeisen	
B	Stirnrad . .	12 π	70	840	90	65	„	
C	Ritzel . . .	12 π	12	144	95	60	S.-M.-Stahl	
D	Stirnrad . .	10 π	42	420	70	60	Gußeisen	
E	Ritzel . . .	10 π	13	130	70	55	„	
F	Stirnrad . .	10 π	36	360	70	60	„	
G	Ritzel . . .	10 π	19	190	70	55	„	Hubwerk
H	Stirnrad . .	5 π	95	475	60	55	„	
I	Ritzel . . .	5 π	26	130	60	40	„	
K	Ritzel . . .	5 π	20	100	65	40	S.-M.-Stahl	
L	Bremsscheibe	—	—	510	68	60	Gußeisen	
M	Bremsscheibe	—	—	330	60	65	„	
N	Kegelrad . .	23 mm	65	475	70	45	„	
O	Kegelrad . .	23 mm	13	95	70	35	„	
P	Schneckenrad	3 π	104	312	50	50	Bronze	
Q	Schnecke . .	3 π	2	40	100	—	S.-M.-Stahl	Drehwerk
R	Zahnkranz .	10 π	140	1400	75	—	Gußeisen	
S	Ritzel . . .	10 π	11	110	75	45	S.-M.-Stahl	

Fig. 1019 bis 1021.



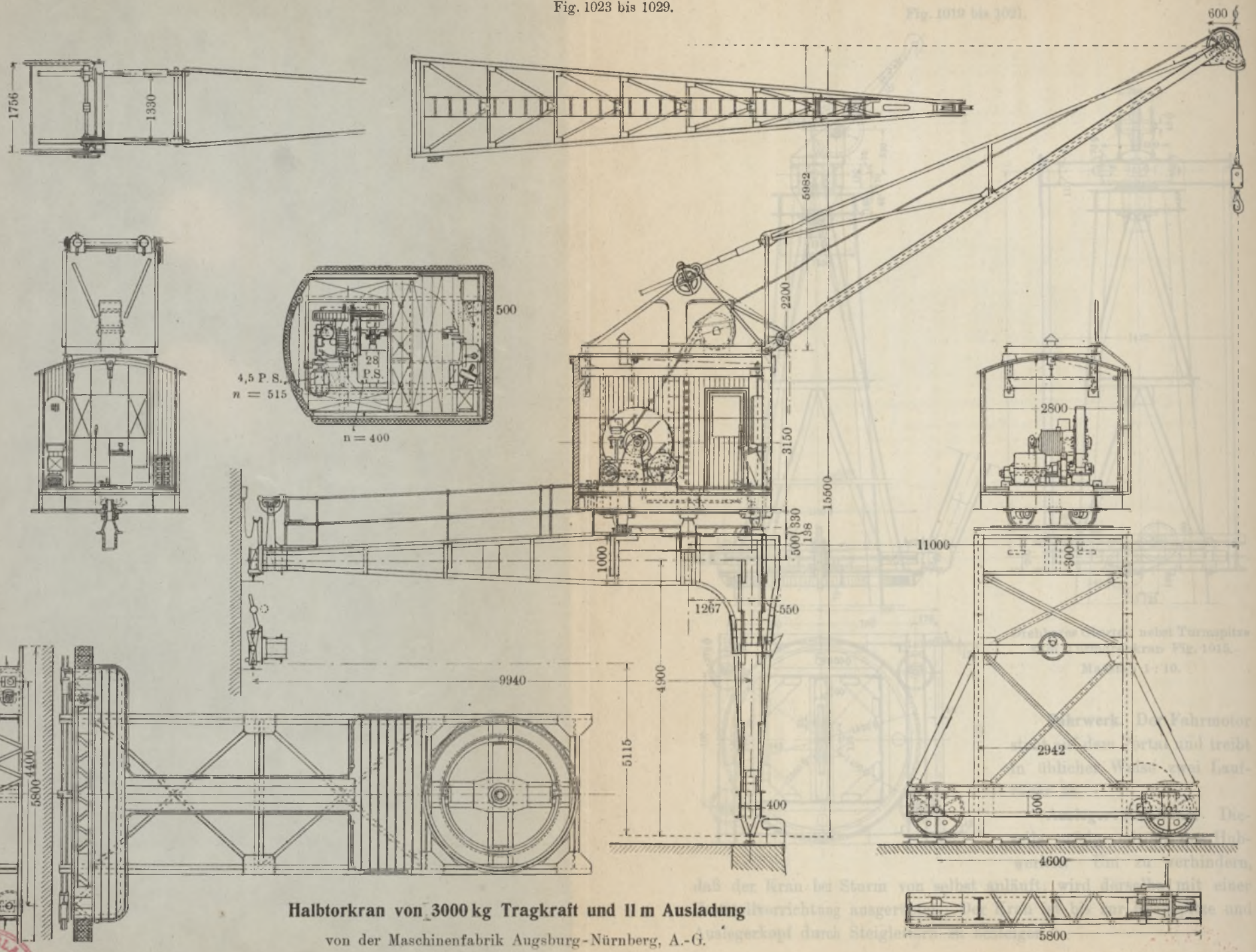


Drehbares Oberteil nebst Turmspitze zum Turmdrehkran Fig. 1015.
Maßstab 1 : 10.

Fahrwerk. Der Fahrmotor steht auf dem Portal und treibt in üblicher Weise zwei Laufräder an.

Auslegerverstellung. Dieselbe erfolgt mittels des Hubwerkes. Um zu verhindern, daß der Kran bei Sturm von selbst anläuft, wird derselbe mit einer Feststellvorrichtung ausgerüstet. Der Kran ist bis zur Kranspitze und Auslegerkopf durch Steigleitern zu besteigen.

Fig. 1023 bis 1029.



Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung

von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Normal-Ausführung.

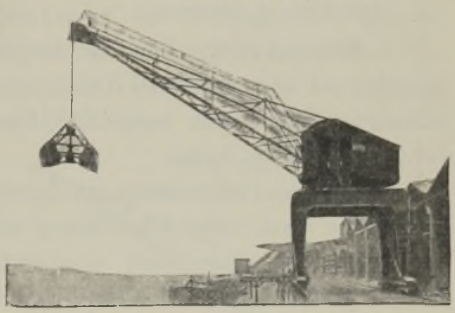
4000 kg	Tragkraft bei	4,0 m	Ausladung.	Hubgeschwindigkeit .	6—12 m/min
2800 „	„	„ 5,0 „	„	Schwenken	50 „
1800 „	„	„ 7,0 „	„	Fahren	25 „
1250 „	„	„ 9,0 „	„	Spurweite	3,0 m

Höchste Hubhöhe = 26 m.

4. Volltor- und Halbtorkrane.

Bei dieser Konstruktion steht ein Drehkran auf einem fahrbaren Gerüst, durch das Eisenbahnwagen hindurchfahren können. Sie dienen zur Umladung von Gütern aus den Schiffen in die Eisenbahnwagen und in die Warenschuppen, welche an der am Kai entlang gehenden Fahrstraße bzw. an den Eisenbahngeleisen stehen.

Fig. 1022.



Fahrbarer, elektrisch betriebener Volltordrehkran von 5 t Tragfähigkeit und 17 m Ausladung für Selbstgreiferbetrieb von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg.

Torkrane stellen heute den in Häfen vorherrschenden Krantyp dar. Ihre Verbreitung verdanken sie dem geringen Raumbedarf. Das Verfahren dieser Krane wird in vollkommenerer Weise statt durch Handfahrwerk durch ein elektrisch betriebenes Fahrwerk erreicht, wobei in den meisten Fällen eine kleine Geschwindigkeit genügt. Durch gleichzeitiges Drehen und Fahren kann man jedem Mast oder Schornstein ausweichen und Waggons lassen sich be- und entladen, ohne dieselben zu verschieben.

Handfahrwerk ist nur da angebracht, wo viele Krane dicht nebeneinander stehen.

Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung

von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

(Fig. 1023 bis 1029.)

1. Hubwerk. Der Hauptstrommotor treibt direkt mittels angekuppelten Ritzels ein mit der Drahtseiltrommel zusammengegossenes Stirnrad, dessen Gußkörper mit einem gefrästen Spezialstahlkranz versehen ist, welcher in einem gußeisernen Gehäuse im Ölbade läuft. Die Kupplung ist als einfache mit Holz gefütterte Bandbremse ausgebildet, deren Gewichtshebel das Halten der Last in jeder Stellung bewirkt.

Das Lastsenken erfolgt durch entsprechendes Lüften der Bremse mittels Handhebels, welcher neben dem Hubkontroller angeordnet ist. Die Bremse ist demnach zu gleicher Zeit Haltebremse und Regulierbremse. Die Hubbegrenzung ist in der Weise ausgebildet, daß von einer kleinen, an die Windentrommel angegossenen Trommel mittels Drahtseilübertragung eine vertikale Stange bewegt wird, welche den Endausschalter betätigt.

Hauptstrom-Gleichstrommotor für 550 Volt, 28 PS und 400 Umdr./min.
Kontroller: Verbundkontroller für Heben und Drehen.
Bezugsquelle der elektrischen Ausrüstung: Allgem. Elektrizitäts-Gesellschaft.
Stirnradübersetzung: $z = 336 : 19$, $t = 4\,\pi$, $d = 1344 : 76$ mm, Material des kleinen Rades: Chromnickelstahl.
Trommel 550 mm Durchmesser, Drahtseil: 20 mm (doppelflachlitzig).
Fördergeschwindigkeit: 0,6 m/sec.
Anlaufzeit: 3 bis 4 sec.

2. Schwenkwerk. Der Hauptstrommotor treibt durch Schneckengetriebe auf eine vertikale Welle, deren Ritzel in einen auf dem Portal befestigten Zahnkranz eingreift. Die Stromzuführung erfolgt hierbei durch bewegliche Kabel.

Die Schwenkbegrenzung ist durch die Vorschrift gegeben, daß der Kranführer nach einer Umdrehung wieder zurück drehen muß.

Als Stoppbremse dient eine einfache Backenbremse, welche vom Führerstand aus durch Fußtritthebel betätigt wird.

Hauptstrommotor: $N = 4{,}5$ PS, $n = 515$ pro min.
Schneckengetriebe: Schnecke zweigängig, $d = 55$, $\alpha = 1^1/_4''$ Steig., Material: Gußstahl.
Schneckenrad: $z = 48$, $t = 1^1/_4''$, $d = 485$ mm, Material: Bronze (Nabe Stahlguß).
Schwenkritzel: $z = 10$, $t = 19\,\pi$, $d = 190$ mm, Material: Stahl.
Zahnkranz: $z = 128$, $t = 19\,\pi$, $D = 2432$ mm, „ Gußeisen.
Schwenkgeschwindigkeit: 2 m/sec.
Anlaufzeit: 3 bis 4 sec.

3. Veränderung der Auslegerneigung. Zweck: Einstellung auf Schiffsluken. Die Auslegerzugstangen sind durch einen Gelenkbolzen mit zwei Schraubenspindeln verbunden, deren als Schneckenräder ausgebildete Muttern durch Schnecken mittels Haspelkette angetrieben werden. Der Spindelzug wird durch Kugellager aufgenommen. Die Spindeln sind in Röhren eingeschlossen.

Spindeldurchmesser: $d_a = 63$ mm, $d_i = 55$ mm, Fl. Gewinde, zweigängig, $1^1/_2$ Gang auf $1''$ engl.
Schneckengetriebe:
$d = 58$ mm Durchm. $t = 8\,\pi$, dreigängig, r. u. l., Material: S.-M.-Stahl.
$D = 224$ mm „ $z = 28$, Material: Gußstahl.
Haspelraddurchmesser: 430 mm.

4. Antrieb des Halbportales. Derselbe erfolgt durch Handkurbeln am Portalfuß und am wagerechten Teil.

Übersetzung unten:

1. Stirnrädervorgelege $z = 11:44$, $t = 9\pi$, $d = 99:396$ mm.
2. „ $z = 11:84$, $t = 12\pi$, $d = 132:1008$ mm.

Laufraddurchmesser: 1000 mm, Schienenbreite = 58 mm.

Übersetzung oben:

1. Kegelräderpaar $z = 14:28$, $t = 10\pi$, $d = 140:280$ mm.
2. „ $z = 14:28$, $t = 12\pi$, $d = 168:336$ mm.

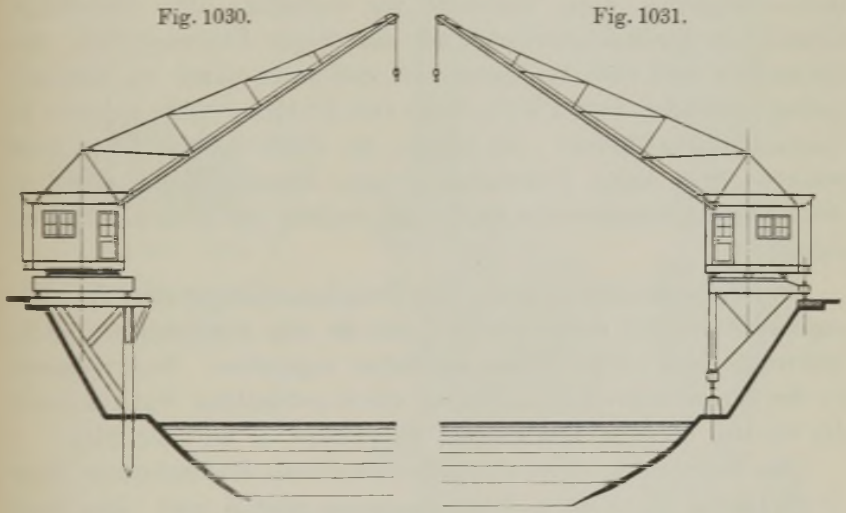
Stirnrädervorgelege $z = 11:42$, $t = 12\pi$, $d = 132:504$ mm.

Laufraddurchmesser: 500 mm, Schienenbreite = 58 mm.

Die Stromzuführung zum Kran findet nach dem jeweiligen Verfahren durch Steckkontakt statt.

Der Drehkran ist als Drehscheibenkran mit vier Laufrädern und Königszapfen ausgebildet. Die Rückwand des Führerhauses besteht aus einem großen Gußstück, welches als Gegengewicht dient. Die übrige Verkleidung ist aus Holz hergestellt. Das Halbportal wird gegen Abheben durch Schienenzange geschützt.

Fig. 1030. Fig. 1031.



Anordnung von fahrbaren Drehkranen an Böschungen.

Häufig läßt man Drehkrane, um den Platz möglichst auszunutzen, über der schrägen Böschung eines Hafenbeckens laufen. Bei Fig. 1030 wird die Fahrbahn der Parterre-Drehkrane von einem hölzernen Gerüst getragen. Um das kostspielige Gerüst zu sparen, paßt man vielfach den Unterbau des Kranes der schrägen Böschung an (vgl. Fig. 1031) und legt eine Fahrschiene auf die Berme, und die andere auf die obere Abdeckplatte des Böschungspflasters.

5. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane.

Der Wagen besitzt nur zwei hintereinander liegende Laufräder, die sich auf einem einschienigen Geleise bewegen, während am oberen Teile des Krangestelles eine Führungsrolle für zwei Leitschienen, oder zwei Führungsrollen für eine Leitschiene angebracht sind.

Zweiradkrane eignen sich für lange schmale Werkstätten oder für den Transport in schmalen Gängen zwischen den Werkzeugmaschinen.

Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, Chemnitz-Gablenz.
(Fig. 1032 bis 1034.)

Betriebsstrom ist Drehstrom. Ausgebildet als Säulendrehkran mit feststehender geschmiedeter Stahlsäule, die zwecks Durchführung der Fahr- und Drehmotorenleitung durchbohrt ist. Eine schmiedeeiserne Rohrverlängerung dient einesteils zur Aufnahme der Schleifringe, anderenteils für das Querhaupt mit den oberen Führungsrollen. Das Krangerüst wird oben am Querhaupt und unten durch ein Halslager geführt; außerdem in der Mitte durch eine Traverse, welche zugleich die Vertikalkräfte aufnimmt. Da infolge der durch örtliche Verhältnisse bedingte ganz kurze Rollenabstand eine Standsicherheit nicht gewährt, ist ein Gegengewicht angeordnet, welches das halbe Lastmoment ausgleicht.

Das Hubwerk arbeitet direkt ohne Zwischenschaltung einer Flaschenzugübersetzung mit doppeltem Seil und ist zum Ausgleich der beiden Seilstränge eine Ausgleichrolle am Haken angeordnet. Bemerkenswert ist die automatische Endausrückung durch rotierenden Walzenschalter, der für den höchsten und tiefsten Hakenstand in Wirkung tritt.

Als Haltebremse dient eine doppeltwirkende Backenbremse, deren Gewichtshebel durch einen Elektromagneten gelüftet wird. Eine Senkregulierung ist nicht vorhanden, da durch den Betrieb mit Drehstrom eine konstante Senkgeschwindigkeit vorhanden ist und eine feinere Regulierung für den vorliegenden Betrieb nicht nötig war.

Drehwerk: Drehung infolge der Schleifringe unbegrenzt. Da der Motor stets sowohl beim leeren Kran als auch beim belasteten fast voll in Anspruch genommen wird, so läßt sich eine Regulierung durch einen einfachen Umkehrkontroller bewerkstelligen. Zum besonders schnellen Halten kann Gegenstrom gegeben werden.

Fig. 1682.

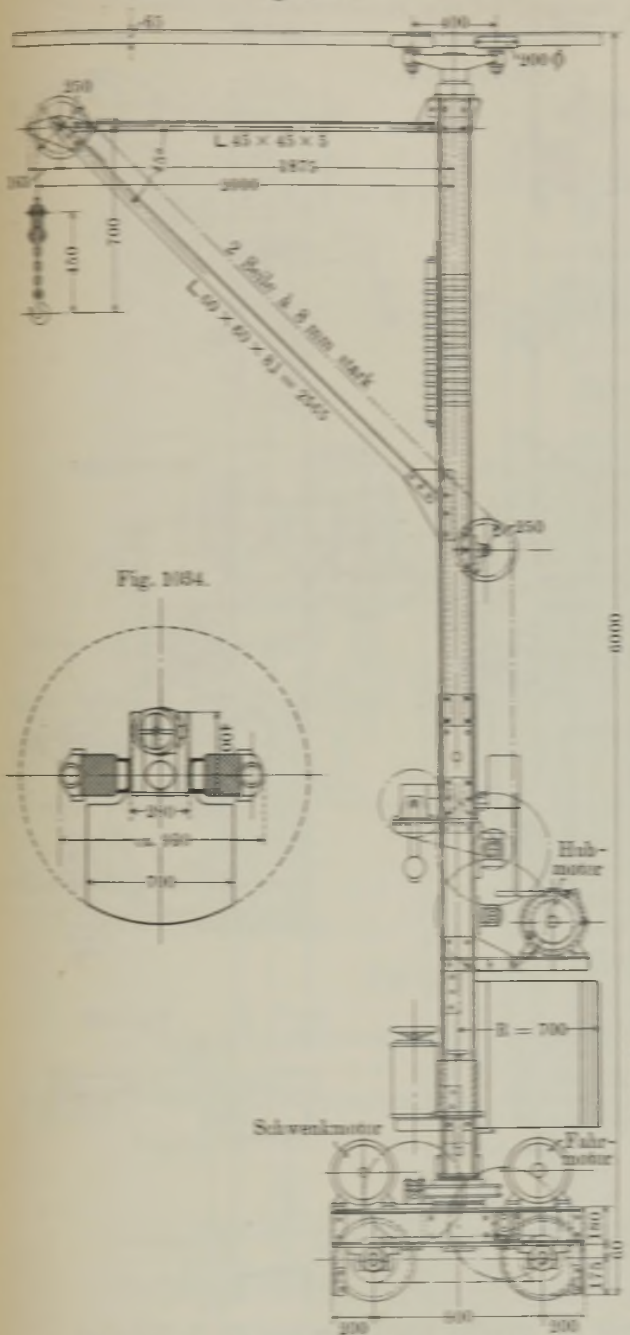


Fig. 1683.

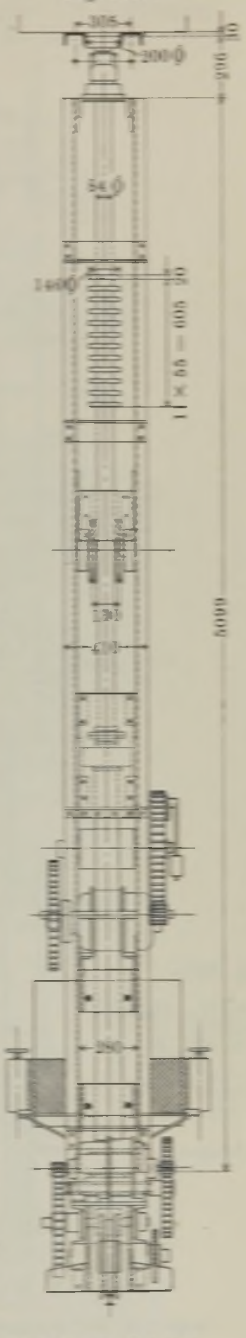
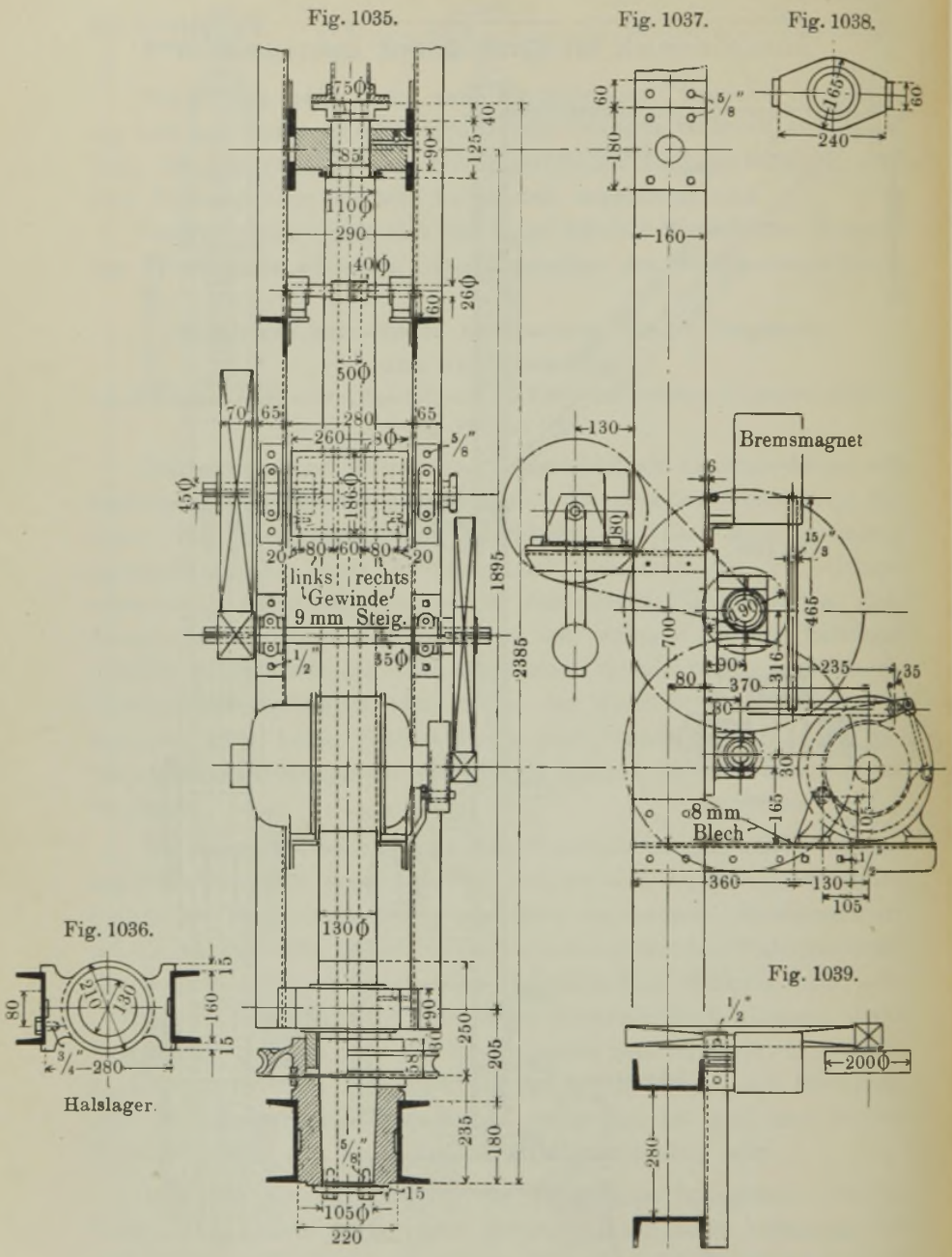


Fig. 1684.

Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 9 m Ausladung von C. Herrm. Flindelsen in Chemnitz-Gablenz.



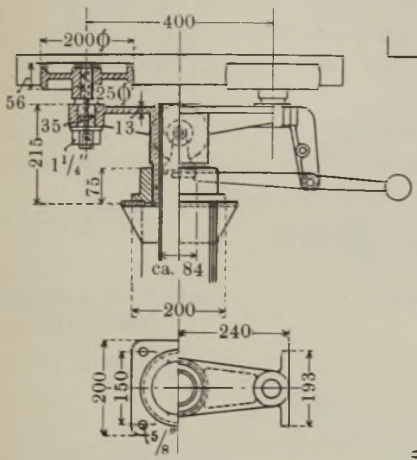
Lagerung der Kransäule und Hubwerk zum Zweiradkran für 5 t Tragkraft zu Fig. 1032 u. 1033.

Einzelheiten zum Zweiradkran von 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

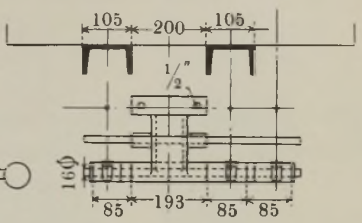
(Fig. 1040 bis 1050.)

Fig. 1040 u. 1041.



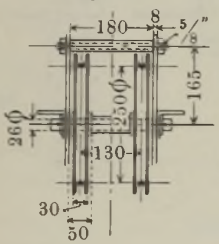
Stromabnehmer.

Fig. 1042.



Stromabnehmer.

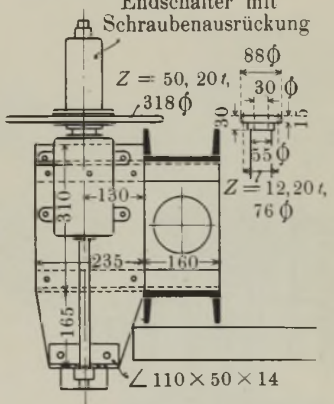
Fig. 1043.



Auslegerrollen.

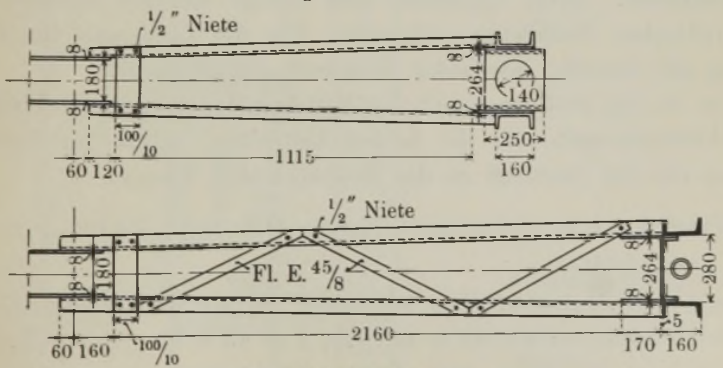
Fig. 1044.

Endschalter mit Schraubenausrückung



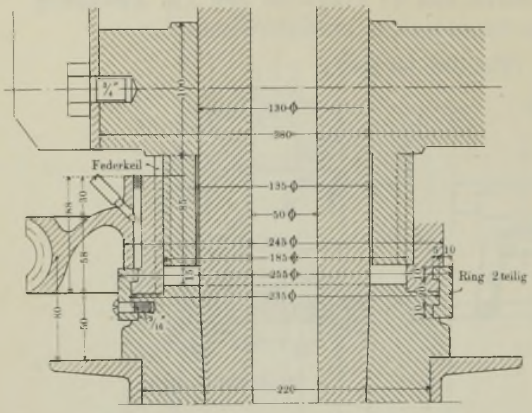
Anordnung des Endschalters mit Spindelausrückung.

Fig. 1045 u. 1046.



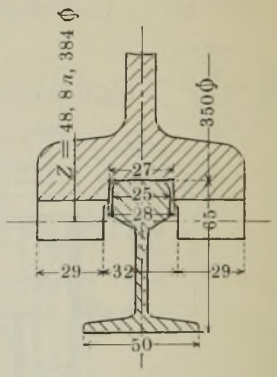
Grundriß des Auslegers.

Fig. 1047.



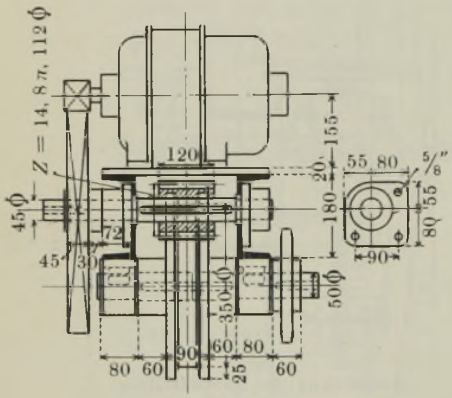
Anordnung des Schneckenrades für das Schwenkwerk.

Fig. 1049.



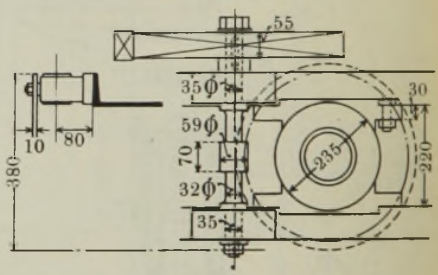
Laufrad mit angegossenen Zahnkränzen.

Fig. 1048.



Fahrtriebwerk.

Fig. 1050.



Grundriß des Schwenktriebwerkes.

Fahrwerk: Beide Laufräder sind infolge sicherer Fortbewegung mit Gallscher Treibkette verbunden. Für die Bremsung und Regulierung gilt dasselbe, was unter Drehwerk gesagt wurde.

Die in Fig. 1035 unterhalb des Mittelzapfens gezeichnete Welle ist die Ableitrollenwelle für die beiden Leitrollen, welche zur Seilüberleitung von der Trommel zu den Schnabelrollen dienen.

Hubwerk: $v = 11{,}7$ m/min. Motor: DK 30/6, 2,4 PS, $n = 940$.

Zahnräder:

$z = 12$: 67, $t = 8\,\pi$, $D = 96 : 536$, $b = 70$ u. 80 Grauguß/Stahl.

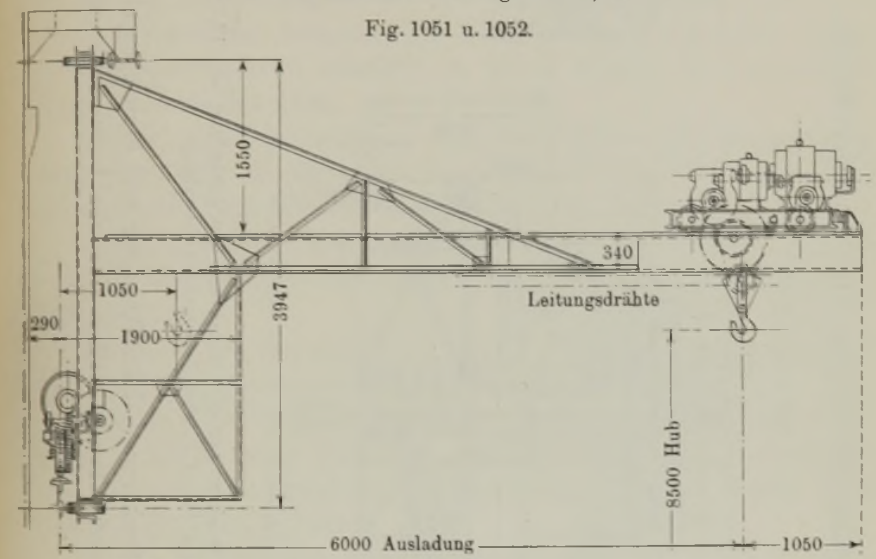
$z = 15 : 130$, $t = 4\,\pi$, $D = 60 : 520$, $b = 45$ u. 55 „ Bronze.

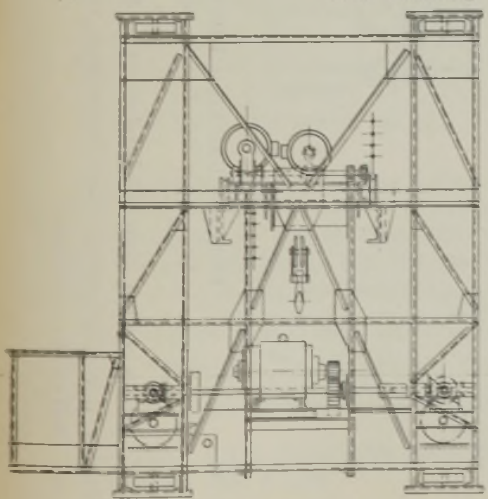
Gesamtübersetzung: $i = 1 : 48{,}5$.

Drehwerk: $v = 41{,}5$ m/min. Motor: DK 20/6, 1,55 PS, $n = 930$.
Zahnräder:
$z = 13:158$, $t = 3\pi$, $D = 39:474$ mm, $b = 56/65$ Grauguß/Bronze.
Schneckenrad: $z = 46$, $t = 25{,}4$ mm, 370 mm Durchmesser.
Schnecke: 2gängig, 50,5 mm Steigung, 48 mm Durchmesser.
Gesamtübersetzung: $i = 1:280$.

Fahrwerk: $v = 34{,}5$ m/min. Motor: DK 20/6, 1,55 PS, $n = 930$.
Zahnräder:
$z = 14:48$, $t = 8\pi$, $D = 112:384$ mm, $b = 90/120$ Stahlguß/Stahl.
$z = 15:130$, $t = 4\pi$, $D = 60:520$ mm, $b = 45/55$ mm Grauguß/Bronze.
Gesamtübersetzung: 1:29,7.

Fig. 1051 u. 1052.

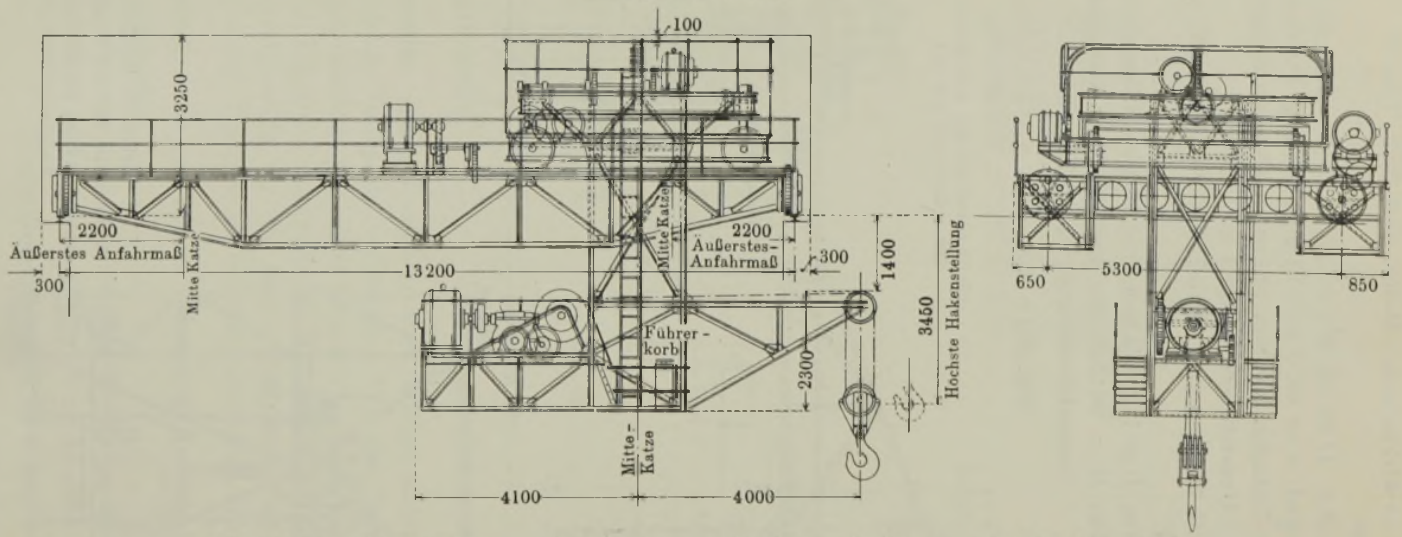




Elektrisch betriebener Konsolkran für 3 t Tragkraft und 6 m Ausladung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

6. Hängende Drehkrane oder Laufdrehkrane.

Fig. 1053 u. 1054.



Elektrisch betriebener Laufdrehkran von 30 t Tragkraft, 4 m Ausladung und 13,2 m Spannweite der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Diese stellen eine Verbindung von Drehkran und Laufkran dar und bezwecken eine Vergrößerung des Arbeitsfeldes der Laufkrane. Der Drehstrom wird entweder mittels einer drehbaren Säule oder mit einer Drehscheibe an die Laufwinde gehängt.

7. Schwimmkrane.

Schwimmkrane dienen im Hafenverkehr zum Überschlagen von Gütern aus einem Schiff in ein anderes, zum Leichtern, Bekohlen, Aus- und Einladen reparaturbedürftiger Maschinen oder Maschinenteilen und Heben von versunkenen Gegenständen. Manches Mal sind auch die Uferverhältnisse für die Anlage eines festen oder fahrbaren Kranes ungeeignet, so daß nur ein Schwimmkran in Frage kommt.

Schwimmende Krane werden auf breiten eisernen Pontons montiert und entweder als Scherenkrane ausgeführt, oder es erhebt sich aus dem Ponton ein turmartiges Gerüst, von welchem ein langer horizontaler Arm mit Laufkatze ausgeht. Die Pontons werden mit wasserdichten Abteilungen (Schotten) versehen, in welche Wasser als Gegengewicht eingepumpt werden kann.

Früher stand der Ausleger stets fest. Heute geht man vielfach dazu über, auch die schwersten Krane drehbar auszuführen und solche von geringer Tragkraft sind meist drehbar und fahrbar.

Als Antriebskraft kommt gewöhnlich Dampf in Frage, doch gibt es auch Schwimmkrane mit elektrischem Antrieb oder Antrieb durch Benzinmotoren.

Die Nachteile der alten Scherenkrane sind durch die neue Bauart der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. vermieden worden.

Die Fig. 1055 und 1056 geben einen Vergleich der alten und neuen Bauart. Der in dieser Weise von obiger Firma ausgeführte Schwimmkran von 100 t Tragkraft für die Kaiserliche Werft in Danzig weist folgende Abmessungen auf[1]):

Pontonlänge 27 m, Breite 20 m, Höhe 3 m.

Hubgeschwindigkeiten

für das 100 t-Windwerk bis 40 t	3,5 m/min,
von 40 bis 100 t	1,5 m,
für das 20 t-Windwerk bis 10 t	15 m,
von 10 bis 20 t	8 m.

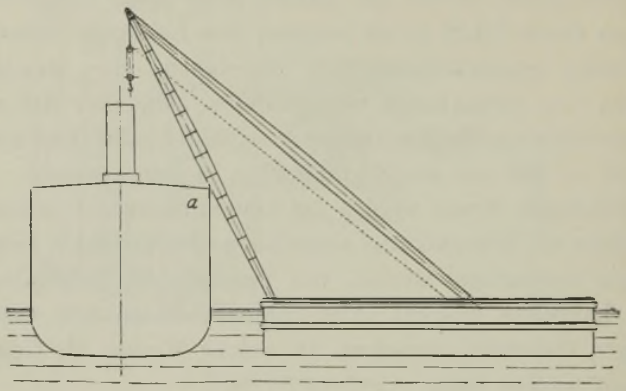
Die Antriebsmaschine für das Hubwerk und die Spindelbewegung ist eine Zwillingsdampfmaschine, welche bei 280 mm Zylinderdurchmesser, 450 mm Hub, 9 at Eintrittsspannung und 120 Uml.-Min. 120 PS leistet. Der für die Ausbalanzierung dienende Wassertank faßt 129 cbm Wasser und wird durch eine Dampfpumpe mit 1 bis 1,2 cbm Minutenleistung gefüllt.

Eine andere Bauart zeigt der von der Maschinenfabrik J. v. Petravič & Co. in Wien für Triest gebaute Schwimmkran von 25 t Tragkraft (Fig. 1057 u. 1058), welcher zum Zusammenbau der Schlachtschiffe dient[2]).

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 987.

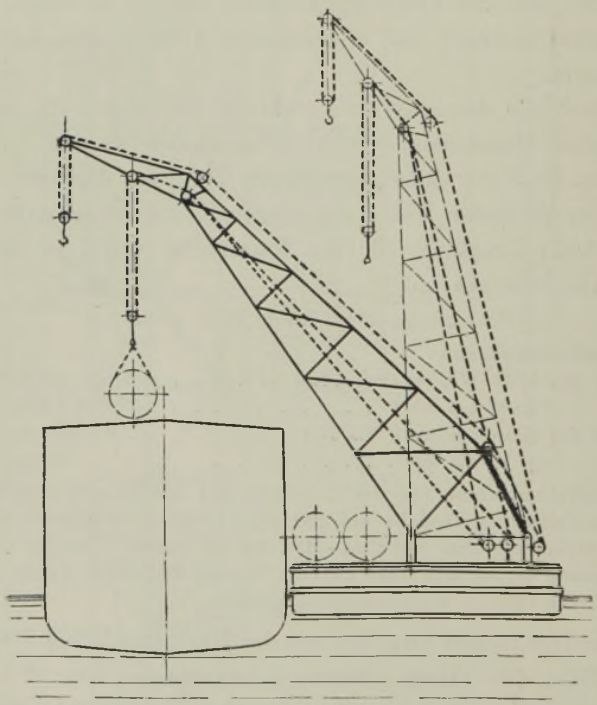
[2]) Daselbst 1906, S. 1404.

Fig. 1055.



Schwimmkran: alte Bauart.

Fig. 1056.



Schwimmkran: neue Bauart.
Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.

Fig. 1057.

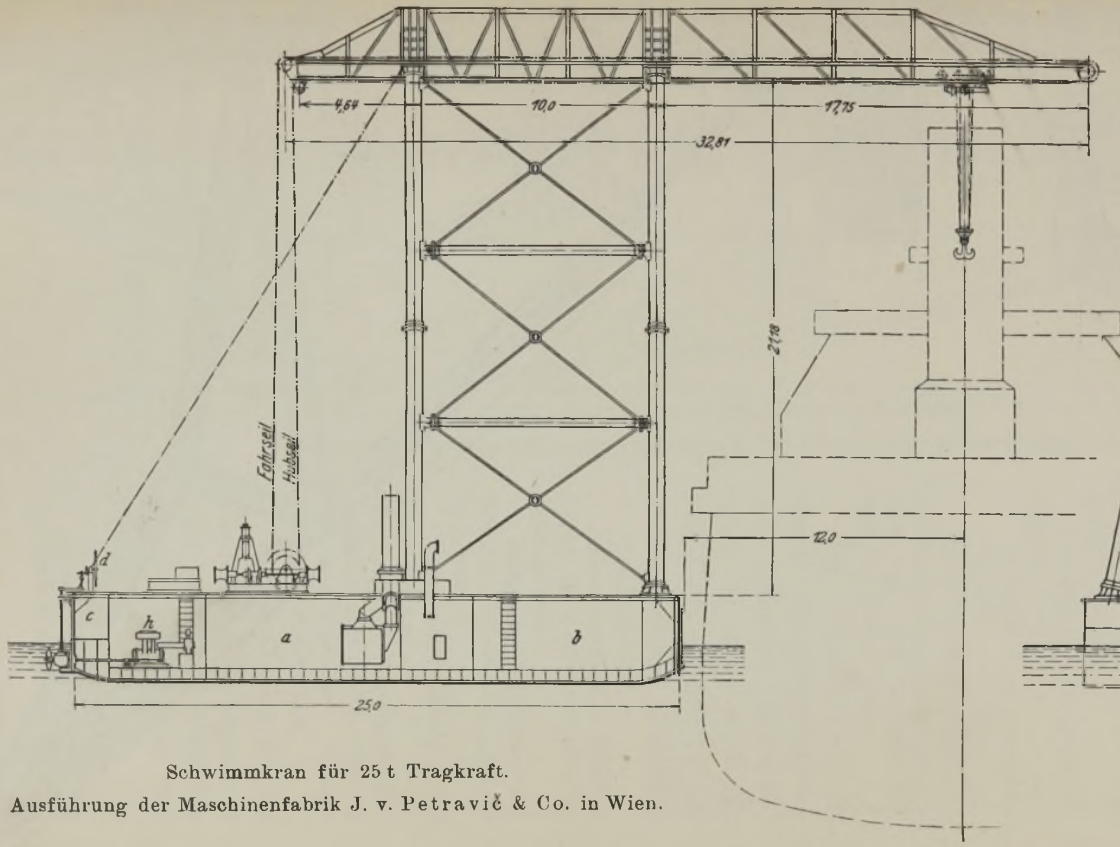
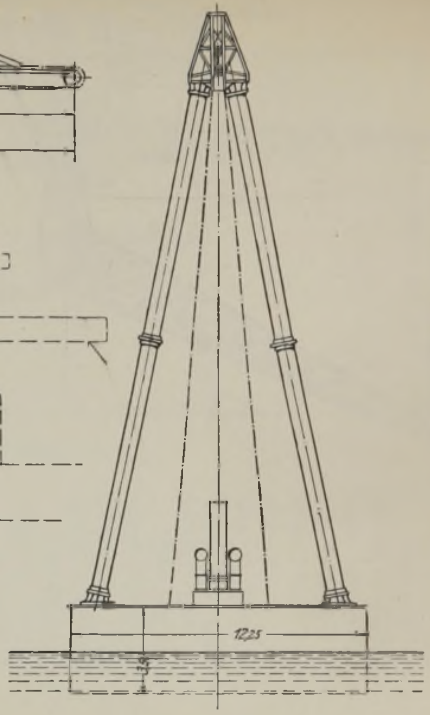
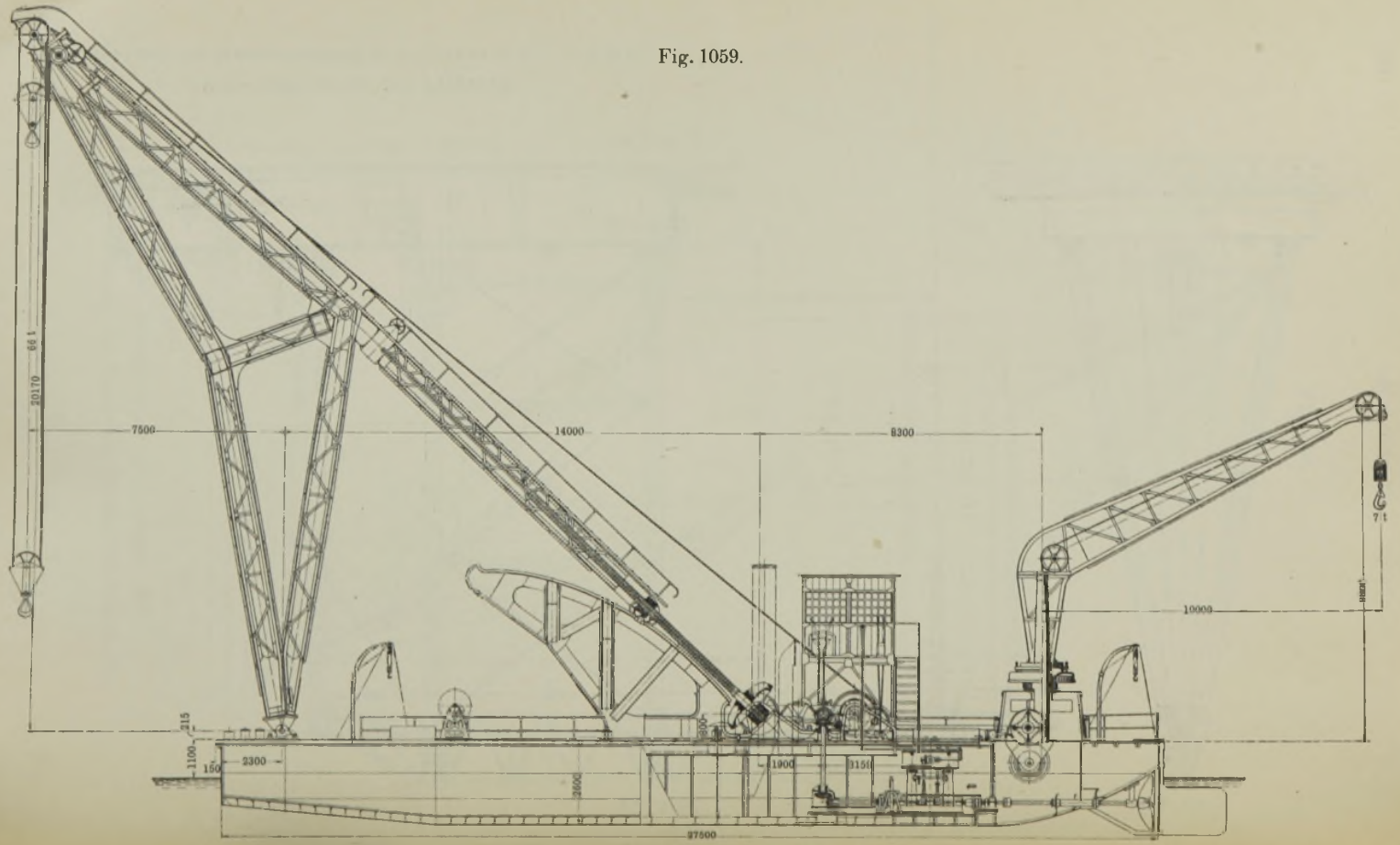


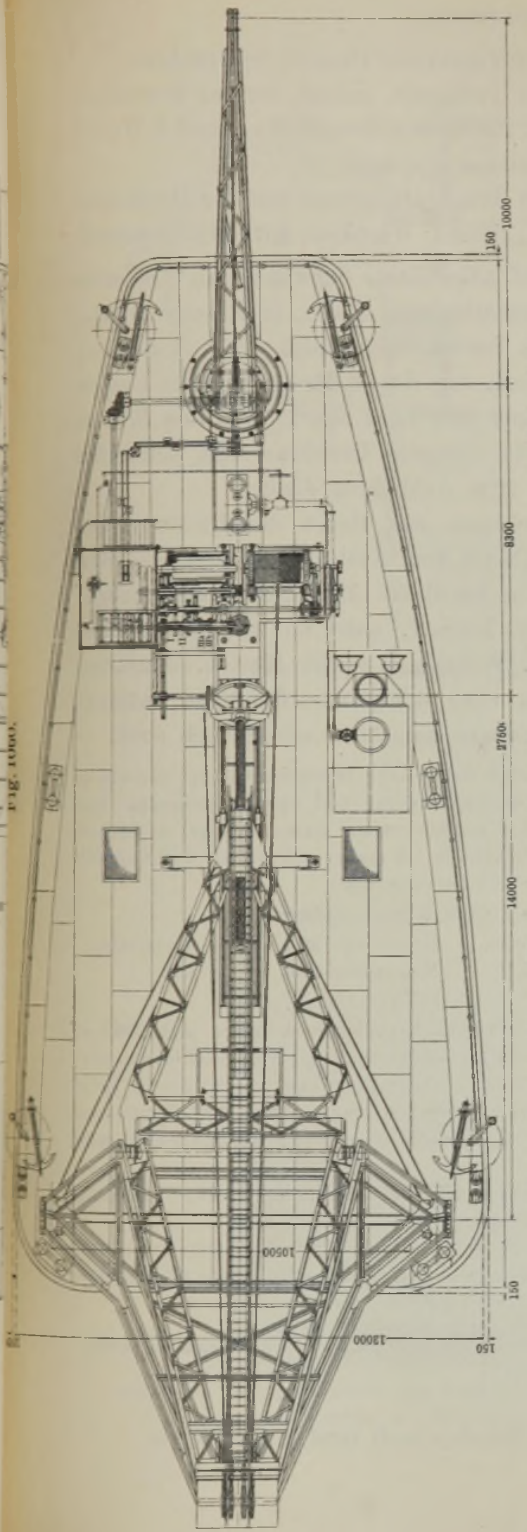
Fig. 1058.



Schwimmkran für 25 t Tragkraft.
Ausführung der Maschinenfabrik J. v. Petravič & Co. in Wien.

Fig. 1059.


7500
14000
8300
10000
20170
64 t
7 t
215
1100
150
2300
2800
1900
3150
27500



Schwimmkran für 60 t Tragkraft. Ausführung der Hüttenwerke Kramatorskaja, A.-G.

Das bockförmig gestaltete Gerüst ist mit horizontalem Ausleger versehen, auf welchem sich eine Laufkatze verschiebt. Das Ponton hat eine Länge von 25 m, eine Breite von 12,25 m und eine Raumtiefe von 3,5 m. Der Tiefgang beträgt bei voller Belastung 1,5 m.

Die Ausladung über Bordwand beträgt 12 m, die Höhe der Katzenbahn über Deck 21,18 m bei 21 m Hubhöhe.

Die Hubgeschwindigkeit beträgt für Lasten von

10 bis 25 t . . 1,21 m/min,
bis 10 t . . . . 2,72 m.

In der Fig. 1057 bezeichnet *a* den Maschinenraum, *b* den Laderaum und *c* den Wasserballasttank für 70 cbm Inhalt.

Ein Schwimmkran in ähnlicher Ausführung ist von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. für die Werft von J. W. Klawitter in Danzig geliefert worden[1]).

Tragkraft 60 t.

Abmessungen des Pontons: Länge 22,16 m, Breite 15,5 m, Höhe 2,12 m.

Hubgeschwindigkeiten bei 60 t 1 m, bei 10 t 6 m, bei 5 t 12 m/min.

Fahrgeschwindigkeit der Katze 8 m/min.

Antrieb: Zwillingsdampfmaschine von 25 PS, 250 mm Zylinderdurchmesser, 200 mm Hub und 200 Uml./min.

In der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907 sind ferner noch folgende Schwimmkrane veröffentlicht worden:

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1589.

Seite 184: Schwimmkran von 40 t Tragkraft; Bauart: Scherenkran.

„ 396: Schwimmkran für 150 t Tragkraft, gebaut von der Benrather Maschinenfabrik, A.-G., für die Schiffswerft Harland & Wolff in Belfast; Bauart: Hammerwippkran.

„ 1476: Schwimmkran für 200 t Tragkraft, gebaut von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.; Bauart: Wippkran mit Spindelantrieb.

Der in den Fig. 1059 und 1060 abgebildete Schwimmkran[1]) ist eine Ausführung der Hüttenwerke Kramatorskaja, A.-G., in Kramatorskaja, welche im Hafen der Stadt Riga Verwendung findet. Der Schwimmkörper ist mit zwei Kranen versehen, von denen der große Kran Lasten von 20, 50 und 60 t bei Ausladungen über Bord von 13,75 m bzw. 9,15 m bzw. 5 m heben soll, während der kleinere Drehkran zum schnellen Verladen von Lasten bis 7 t bei 10 m Ausladung dient.

Die geknickte Form des Auslegers war durch den Umstand bestimmt, daß Lasten noch auf Deck vor dem Ausleger abgestellt werden können, und daß Schiffe von 5,5 m Bordhöhe über dem Wasserspiegel dicht am Schwimmkörper anlegen können, ohne mit den Masten des großen Kranes zusammenzustoßen. Wählt man gerade Masten, so müßten die Fußpunkte der Vordermasten etwa 4,5 m vom Bordrand entfernt sein, während bei geknicktem Ausleger nur 2,5 m erforderlich sind.

Das Einziehen des Auslegers erfolgt durch eine Schraubenspindel von 9,6 m Länge, 260 mm äußerem, 220 mm Kerndurchmesser und 86 mm Steigung. Der Führungsbock, auf den sich die Mutter mittels zweier kleiner Wagen stützt, ist 8,5 m lang und 5,1 m hoch. Die Führungsbahn ist derart gekrümmt, daß Zugstab und Spindelrichtung stets in eine Gerade zusammenfallen.

Die Arbeitsgeschwindigkeiten des großen Kranes betragen:

Heben von 66 t . . .	2,2 m/min,	Heben von 20 t . . .	7,5 m/min,
„ „ 50 t . . .	3,0 „	Masteneinziehen . . .	2,5 „

gemessen in horizontaler Richtung.

Die Zwillingsdampfmaschine von 300 mm Zylinderdurchmesser und 250 mm Kolbenhub ist mit Stephensonscher Kulissensteuerung und Kolbenschiebern versehen. Sie leistet bei 150 Uml./min, 7,5 at Eintrittsspannung und 20 bis 80 Proz. Füllung 35 bis 124 PS. Die Enden der Kurbelwelle tragen Klauenkupplungen, so daß die Maschine entweder mit der Propellerwelle oder mit den Krantriebwerken verbunden werden kann.

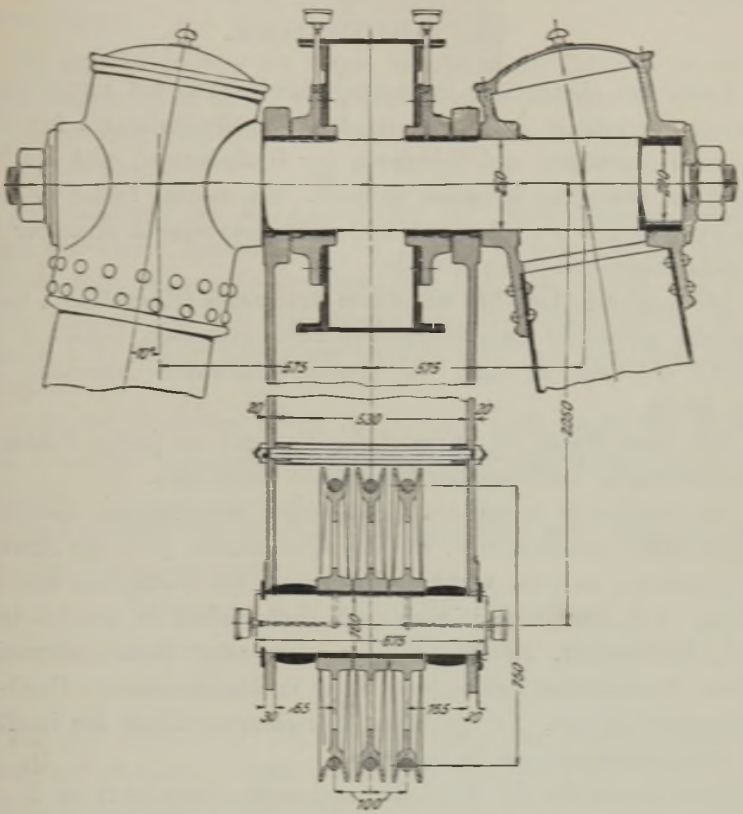
Der Röhrendampfkessel von 50 qm Heizfläche ist mit Gaufrier-Feuerung versehen und arbeitet mit 8 at Überdruck.

Drei Wassertanks vermögen zusammen 60 t Wasserballast aufzunehmen und können durch eine Zentrifugalpumpe, welche mit einer schnellaufenden Einzylinderdampfmaschine gekuppelt ist, in 15 Minuten gefüllt werden.

Fig. 1061 zeigt noch den oberen Stützsäulenanschluß eines Scherenschwimmkranes von 40 t Tragkraft[2]).

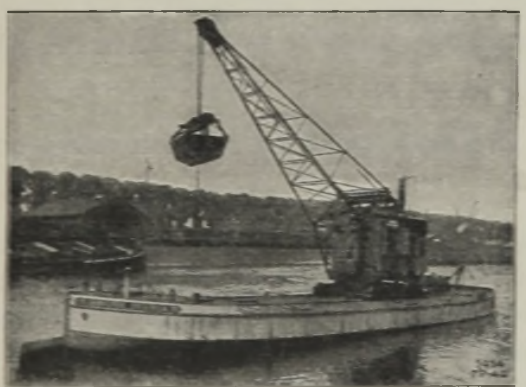
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1. — [2]) Daselbst 1907, S. 188.

Fig. 1061.



Stützsäulenanschluß eines Scherenschwimmkranes.

Fig. 1062.



Fahrbarer Dampfdrehkran mit Selbstgreifer und einziehbarem Ausleger, auf einem Ponton, 4 t Tragfähigkeit bei 16 m Ausladung.
Deutsche Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg.

B. Laufkrane.

Laufkrane eignen sich namentlich für Werkstätten zum Transport schwerer Werkstücke nach den einzelnen Arbeitsmaschinen, für Gießereien zum Anhängen und Dirigieren der Gießpfannen, und bei Hochbauten zur Bewegung schwerer Bauteile. Sie werden ferner in großen Maschinenhäusern zur Montage und zum Auswechseln einzelner Teile der Betriebsmaschinen angebracht.

Die Laufkrane bestehen aus einem Kranwagen (Kranbühne), welcher senkrecht zu seiner Längsachse auf hoch gelegenen Schienen läuft, während die Last an einer auf diesem Kranwagen fahrenden Laufkatze hängt.

Auf diese Weise ist es möglich, die Last an jedem Punkte der vom Kranwagen überspannten Werkstätte abzusetzen.

Die Laufkrane haben drei Bewegungen auszuführen, nämlich die Bewegung des Längsfahrens, die des Querfahrens (d. i. die Bewegung der Laufkatze) und die vertikale Bewegung des Lasthebens und Lastsenkens. Die Laufkrane können ganz nach Bedarf für Betrieb mittels Hand, Elektrizität, Dampf, Wasser, Gas oder Benzin eingerichtet werden. In Betracht kommt jedoch nur in der Hauptsache Hand- und elektrischer Antrieb. Die anderen Antriebsarten haben für Laufkrane nur eine untergeordnete Bedeutung.

Bestimmend für die Wahl der geeigneten Betriebsart ist in erster Linie die Leistung, welche man von der Krananlage fordert. Wird dieselbe nur wenig benutzt und handelt es sich nur um geringe Lasten und um kleine Hubhöhen, so wird Handbetrieb vollständig genügen, während eine schnelle Bewegung großer Lasten nur mit Kraftbetrieb zu erzielen ist.

1. Kranträger und Kraneinzelheiten.

A. Vollwandige Träger.

Die **Spannweite** des Kranes, das ist das Maß von Mitte bis Mitte Laufschiene der Fahrbahn, richtet sich nach der Breite der Werkstätte, für die der Kran bestimmt ist, und beträgt in der Regel 6 bis 20 m, unter Umständen auch 20 bis 30 m.

Die **Tragkraft** ist durch die Gewichte der größten zu hebenden Werkstücke von vornherein bestimmt und beträgt bis zu 25 t. Doch kommen auch Lasten vor, die 50, 75 und selbst 150 t schwer sind.

Krane für größere Tragkräfte, etwa von 10 t ab, bezeichnet man als schwere Krane.

Der **Kranwagen** oder die Bühne besteht in der Hauptsache aus den beiden Längsträgern oder der Katzenfahrbahn, aus den an den Enden der Längsträger angebrachten Kopfträgern, aus den Laufrädern und dem Triebwerke.

Der **Radstand** ist die Entfernung der hintereinander liegenden Bühnenlaufräder. Derselbe ist mit Rücksicht auf das während der Fahrbewegung auftretende Bestreben zum Ecken zu wählen. Je größer die Spannweite und die Fahrgeschwindigkeit, desto größer ist die Neigung zum Ecken und desto größer muß der Radstand gewählt werden.

Außerdem wird das Ecken des Kranes noch durch das Bremsen, durch einseitige Laststellung und verschiedene Glätte der Laufschienen beeinflußt.

Das Verhältnis von Radstand zur Spannweite kann gewählt werden:

bis 10 m Spannweite:

$$\text{Radstand} = {}^1/_4 \text{ bis } {}^1/_5 \text{ der Spannweite,}$$

über 10 m Spannweite:

$$\text{Radstand} = {}^1/_5 \text{ bis } {}^1/_6 \text{ der Spannweite.}$$

Für den Kranträger bis zu einer Höhe von 450 mm werden im allgemeinen gewalzte Träger verwendet. Außer den Normalprofilen kommen noch die breitflanschigen Differdinger (Grey-) Träger (s. Anhang) in Betracht, die namentlich bei Spannweiten über 8 m und bei Motorantrieb zweckmäßige Verwendung finden.

Fig. 1063.

Versteifter I-Träger.

Gewöhnliche I-Träger werden bei Motorantrieb durch aufgenietete ⌐-Eisen versteift (Fig. 1063). Ob sich noch gewalzte Träger von 450 bis 500 mm verwenden lassen, ist Sache der Kalkulation. Unter Umständen stellen sich bei dieser Höhe schon genietete Träger billiger.

Querschnittsberechnung. Die Beanspruchung der Kranträger erfolgt:

a) durch Vertikalkräfte: Last und Eigengewicht,

b) durch Horizontalkräfte: Schräger Lastzug, horizontale Trägheitswiderstände beim Anfahren und Bremsen.

Die Rechnung erfolgt zunächst nur unter Berücksichtigung der Vertikalkräfte. Die Zusatzspannungen durch die Horizontalkräfte werden durch Einsetzung eines geringeren Wertes für k_1 berücksichtigt. Je

größer die Spannweite, Fahrgeschwindigkeit und Häufigkeit der Grenzlast Q_{max}, um so niedriger ist k_b zu wählen.

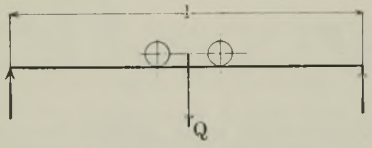
Bei **Motorantrieb** wird daher $k_b \leqq$ **600 bis 750 kg/qcm,**
bei **Handbetrieb** $k_b =$ **800 kg/qcm und darüber** gesetzt.

Bezeichnet

Q die halbe auf einen Träger entfallende Nutzlast einschl. halbes Katzen-, Ketten- und Hakengewicht,
Q' den Raddruck,
G das zu schätzende Eigengewicht des ganzen Trägers,
l die Spannweite,

so ist bei mittlerer Stellung der Last für Überschlagsrechnungen genügend genau

Fig. 1064.



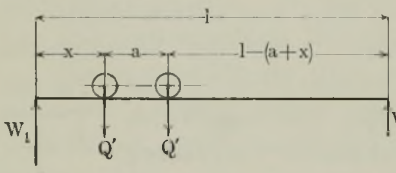
Annähernde Berechnung der Fahrbahn.

$$\frac{Q\,l}{4} + \frac{G\,l}{8} = W k_b.$$

Bei genauer Rechnung für die Ausführung ist jedoch der Radstand a der Laufkatze zu berücksichtigen.

Ist x die Entfernung des linken Rades vom linken Auflager mit der Beschränkung, daß $x \leqq \frac{l}{2}$, so ist zunächst der Auflagerdruck

Fig. 1065.



Ermittelung der Katzenstellung für M_{max}.

$$W_1 = \frac{Q'}{l}[(l-x)+(l-a-x)],$$

und daher das im Abstande x vorhandene größte Biegungsmoment

$$M_x = \frac{Q'}{l}[l-x+l-a-x]x$$
$$= \frac{Q'}{l}[2l-2x-a]x,$$

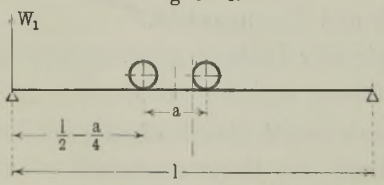
oder

$$M_x = \frac{Q'}{l}(2lx-2x^2-ax) = f(x).$$

M_x erreicht ein Maximum für

$$\frac{dM}{dx} = 2l-4x-a = 0, \quad \text{woraus} \quad x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

Fig. 1066.



Katzenstellung für M_{max}.

Dieser Wert ist wirklich ein Maximum, denn $\frac{dM''}{dx} = -4 < 0$.

Bei genauer Rechnung ist also das größte Biegungsmoment der beweglichen Last

$$M_b = W_{1\left(\text{für } x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right)} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right).$$

Die **Durchbiegung** soll bei größter Belastung nicht mehr als $^1/_{600}$ der Spannweite betragen. Bezeichnet

δ die größte Durchbiegung des Kranträgers,
Q die Nutzlast in der Trägermitte,
G das Eigengewicht,
J das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnittes,
E den Elastizitätsmodul,

so bestimmt sich die Durchbiegung mit genügender Genauigkeit nach der Formel

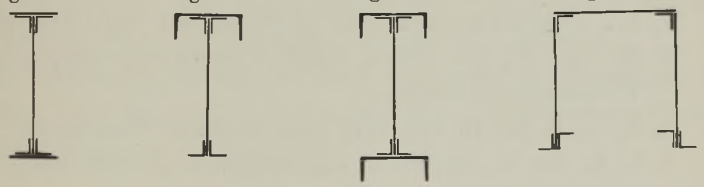
$$\delta = \left[\frac{Q + {}^5/_8 G}{E.J}\right] \frac{l^3}{48}.$$

Bei schweren Konstruktionen und großen Spannweiten ist es unerläßlich, neben der Festigkeit auch die Durchbiegung zu untersuchen, weil sonst bei Überschreitung der zulässigen Durchbiegungsgröße die Widerstände für die Bewegung der Katze sehr groß ausfallen und der Kran starken Schwankungen ausgesetzt ist.

Genietete Kranträger.

Dieselben bestehen aus dem Stehblech (Steg), den vier Gurtungswinkeleisen und den Gurtplatten (Kopfplatten). Mit Rücksicht auf

Fig. 1067. Fig. 1068. Fig. 1069. Fig. 1070.



Querschnittformen genieteter Träger.

Fig. 1071. Fig. 1072.

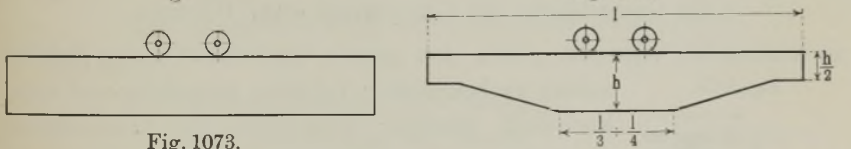
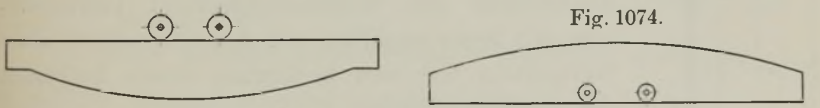


Fig. 1073. Fig. 1074.



Längsansichten genieteter Kranträger.

Materialersparnis macht man meistens die Trägerhöhe den kleiner werdenden Biegungsmomenten entsprechend nach beiden Enden zu kleiner. Die üblichen Formen der genieteten Träger sind durch die

Fig. 1067 bis 1074 im Querschnitt und in der Längsansicht dargestellt. Für die Wahl der Form ist die Anordnung der Laufkatze auf Ober- oder Untergurt, ferner die Sicherung des gedrückten Obergurtes gegen seitliches Ausknicken namentlich bei Motorantrieb maßgebend.

Man wählt je nach der Spannweite:

Trägerhöhe in der Mitte bis 10 m Spannweite $h = \frac{1}{7} l$,

Trägerhöhe in der Mitte über 10 m Spannweite $h = \frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{15} l$,

Trägerhöhe an den Enden . . . . . $= \frac{h}{2}$.

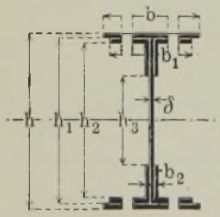
a) Ermittelung des Trägheits- und Widerstandsmomentes.

Nach entsprechender Annahme der Trägerhöhe und der übrigen Querschnittsdimensionen nach den unter b) bis d) gemachten Angaben handelt es sich darum, das Widerstandsmoment des gewählten Querschnittes mit dem erforderlichen Widerstandsmoment in Übereinstimmung zu bringen. — Bezeichnet

J das erforderliche Trägheitsmoment des Trägerquerschnittes,
J' das Trägheitsmoment des vorläufig angenommenen Querschnittes,
J_0 das Trägheitsmoment des Querschnittes ohne Gurtplatten,
W, W' und W_0 die diesen Trägheitsmomenten entsprechenden Widerstandsmomente,
h, h_1, h_2, h_3 die in Fig. 1075 eingetragenen Höhenmaße,
b, b_1, b_2 die in die Figur eingetragenen Breiten nach Abzug der Nietlöcher,
δ die Stegdicke,
s die Gesamtdicke der Gurtplatten einer Gurtung,

so können wir entweder gleich den ganzen Querschnitt unter Zuhilfenahme nachstehender Tabellen annehmen und unter Vorbehalt etwaiger Korrektion der Querschnittsdimensionen das Widerstandsmoment bestimmen, oder wir legen zunächst nur den Querschnitt ohne Gurtplatten fest und bestimmen durch Rechnung die Gurtplattendicke.

Fig. 1075.



Berechnungsquerschnitt.

Im **ersten Falle** wird die Rechnung immer mehrere Male durchgeführt werden müssen, bis durch entsprechende Änderung der Querschnittsdimensionen das Widerstandsmoment des Querschnittes dem verlangten Widerstandsmoment gleich

wird. Mit Rücksicht auf Fig. 1075 können wir dazu die Formel[1])

$$J' = \frac{b\,(h^3 - h_1^3) + b_1\,(h_1^3 - h_2^3) + b_2\,(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12} \quad \cdot 1)$$

benutzen. Das Widerstandsmoment W' ist dann $W' = \frac{J'}{h:2}$.

Es muß nun so lange am Querschnitt geändert und gerechnet werden, bis $J' \sim J$ ist.

Im **zweiten Falle** bestimmen wir das Trägheitsmoment des Querschnittes ohne Gurtplatten J_0 nach der Gleichung

$$J_0 = \frac{b_1(h_1^3 - h_2^3) + b_2\,(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot 2)$$

und die dann noch erforderliche Gesamtdicke s der Gurtungsplatten einer Gurtung annähernd aus

$$J = J_0 + 2\,b\,s\left(\frac{h_1}{2}\right)^2, \quad \text{woraus} \quad s = \frac{2}{b\,h_1^2}(J - J_0),$$

oder, da $W_0 = \frac{J_0}{h_1:2}$ und annähernd auch $W = \frac{J}{h_1:2}$,

$$s = \frac{W - W_0}{b\,h_1} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot 3)$$

wenn wir statt der Trägheitsmomente die Widerstandsmomente einsetzen.

Ergibt sich ein ganz ungeeigneter Wert für s, so ist am besten durch Veränderung der Trägerhöhe Abhilfe zu schaffen.

Für **Überschlagsrechnungen** sind nachstehende Ausdrücke recht brauchbar. Bedeutet q den Gurtungsquerschnitt einer Gurtung (Lamellen und Winkeleisen), so ist annähernd

$$J = q\,\frac{h^2}{2} \quad \text{und} \quad W = q \cdot h.$$

Näherungsrechnung für genietete Träger[2]).

Bezeichnet

F die Querschnittsfläche der Gurtung,
F_1 die Querschnittsfläche des Steges,
δ dessen Dicke,
h_0 den Abstand der Gurtungsschwerpunkte,

so ist das Trägheitsmoment der Gurtungen $J_1 \simeq 2\,F\left(\frac{h_0}{2}\right)^2 = \frac{F \cdot h_0^2}{2}$

und das Trägheitsmoment des Steges $J_2 = \frac{\delta\,h_0^3}{12} = \frac{F_1\,h_0^2}{12}$, folglich

[1]) Vgl. auch die Berechnungsweise S. 520 und 699.
[2]) Lauenstein, Technische Mechanik.

$$J = J_1 + J_2 = \frac{h_0^2}{2}\left(F + \frac{1}{6}F_1\right) \quad \text{und} \quad W = h_0\left(F + \frac{1}{6}F_1\right).$$

Beispiel: Das Widerstandsmoment eines genieteten Trägers soll $W = 2900\,\text{cm}^3$ betragen. Die Trägerhöhe sei $h = 72\,\text{cm}$ und danach schätzungsweise $h_0 = 66\,\text{cm}$; Stehblechstärke $\delta = 1\,\text{cm}$. Es sollen die erforderlichen Gurtungswinkeleisen berechnet werden.

Die Querschnittsfläche des Stehbleches ist angenähert

$$F_1 = \delta . h_0 = 1 . 66 = 66\,\text{qcm}.$$

Daher nach der entwickelten Gleichung

$$2900 = 66\left(F + \frac{1}{6}\cdot 66\right), \text{ woraus } F = \frac{2900}{66} - 11 = 33\,\text{qcm}.$$

Jedes Gurtungswinkeleisen erfordert demnach einen Querschnitt $\frac{1}{2}F = 16{,}5\,\text{qcm}$ und bei Nieten von 2 cm Durchmesser den Gesamtquerschnitt $f = 16{,}5 + 2 . 1 = 18{,}5\,\text{qcm}$. Dem entspricht ein Winkeleisen $100 \times 100 \times 10$ mit $f = 19\,\text{qcm}$. Für diesen Querschnitt würde bei genauer Berechnung mit Hilfe der Winkeleisentabellen

$$J = 4\,(177 + 19{,}2 . 33{,}18^2) + \frac{1 . 72^3}{12} - 2\underbrace{\left(\frac{3 . 2^3}{12} + 3 . 2 . 30{,}5^2\right)}_{\text{Nietabzug}} = 105\,226\,\text{cm}^4$$

und

$$W = \frac{105\,226}{36} = 2922\,\text{cm}^3.$$

b) Stehblech.

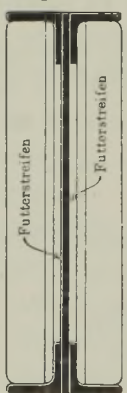
Mit Rücksicht auf die erforderliche Steifigkeit der Träger und mit Rücksicht auf das Durchrosten des Bleches wählt man

die Stehblechdicke δ mindestens $= 5\,\text{mm}$,
meist 7 und 8 mm,
bei besonders schweren Konstruktionen
$\delta = 12$ bis 15 mm.

Fig. 1076.

Mit gekröpften Winkeleisen.

Fig. 1077.



Mit Futterstreifen (besser der einfach. Ausführ. wegen).

Als Stehblech verwendet man meist Blechtafeln von 4 bis 5 m Länge. Ist hingegen die Trägerhöhe kleiner als 80 cm, dann benutzt man zweckmäßig Universaleisen, welche in Normallängen von 8 m und mit Preisaufschlag bis 14 m zu haben sind.

Um die Träger gegen zufällige einseitige Belastungen zu sichern und um die Seitenschwankungen zu verringern, müssen die Stehbleche auf beiden Seiten in Abständen von 1 bis 1,5 m mit vertikalen Winkelversteifungen versehen werden (vgl. Fig. 1076 und 1077).

Die Profile dieser Winkeleisen, welche sich einer Berechnung entziehen, nimmt man in der Dicke um 1 bis 2 mm und in der Schenkel-

breite um 10 bis 15 mm schwächer als die Gurtungswinkel. Die Schenkelkante soll entweder mit den Gurtungswinkeln abschneiden oder um 5 bis 10 mm zurückliegen.

Für starke Träger nehme man für jede Seite zwei Winkeleisen:

Nietstärke etwa $= 2\,\delta$,
Nietteilung = 6- bis 8fache Nietstärke.

c) Gurtungswinkeleisen.

Man wählt hierzu Winkeleisen Nr. 6 bis Nr. 12, je nach der Trägergröße. Als Anhaltswert kann benutzt werden

Winkeleisendicke . . $= \delta$,
Schenkellänge . . . $\leqq 8\,\delta$.

Bei Verwendung ungleichschenkeliger Winkeleisen ist stets der kürzere Schenkel senkrecht, der längere wagerecht zu legen.

Das Stoßen der Winkeleisen kann meist vermieden werden, da die normale Länge der Winkeleisen 8 m beträgt und dieselben gegen Preisaufschlag bis 14 m zu erhalten sind.

Die Stoßlaschen auf einer Stoßseite müssen denselben Querschnitt haben wie das betreffende Winkeleisen, die Niete einen $^4/_3$mal so großen.

d) Gurtplatten oder Lamellen.

Man macht dieselben nicht stärker als 10 bis 14 mm. Erhält man durch die Rechnung größere Werte, so legt man mehrere Lamellen übereinander. Die Breite der Gurtplatten ist so zu wählen, daß dieselben auf jeder Seite etwa 1 cm, höchstens 3 cm über die Winkeleisen vorstehen.

e) Nietdurchmesser und Nietteilung.

Den Nietdurchmesser wähle man im allgemeinen

$$d = 2\,\delta,$$

worin δ die größte Eisenstärke bedeutet. Gebräuchlich ist auch

$$d = \delta + 6\,\text{mm}\,[1]),$$

worin δ = Mittelwert der Eisenstärken. Die Werte sind auf 13, 16, 20 und 23 mm abzurunden.

Bestimmung der Nietteilung t.

a) Nieten zwischen Stehblech und Winkeln. Ist J das Trägheitsmoment des Blechbalkens, M_1 und M_2 die Biegungsmomente in den Querschnitten I und II, y der Schwerpunktsabstand des an-

[1]) Anton Böttcher, Krane.

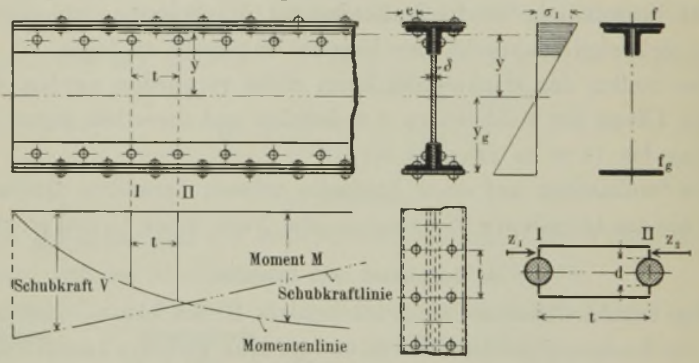
zunietenden Gurtquerschnittes f von der neutralen Achse, dann ist die durchschnittliche Beanspruchung im angeschlossenen Gurtquerschnitt f:

$$\text{im Querschnitt I: } \sigma_1 = \frac{M_1}{J/y} = \frac{M_1 y}{J}$$
$$\text{„ „ II: } \sigma_2 = \frac{M_2}{J/y} = \frac{M_2 y}{J} \quad \Big| \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 1)$$

Im Gurtquerschnitt f wirkt also eine Kraft:

$$\text{im Querschnitt I: } Z_1 = f.\sigma_1 = f\,\frac{M_1 y}{J}$$
$$\text{„ „ II: } Z_2 = f.\sigma_2 = f\,\frac{M_2 y}{J} \quad \Big| \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 2)$$

Fig. 1078 bis 1083.



Berechnung der Nietteilung.

Beide Kräfte sind verschieden groß, der Niet muß, damit Gleichgewicht besteht, die Kraft $P = Z_2 - Z_1$ aufnehmen:

$$P = Z_2 - Z_1 = \frac{f \cdot y}{J}(M_2 - M_1) \quad \ldots\ldots\ldots 3)$$

Nun ist allgemein der Differentialquotient $\frac{d\,M}{d\,x}$ des Biegungsmoments gleich der Schubkraft V, oder hier:

$$\frac{M_2 - M_1}{t} = V, \quad \text{also} \quad M_2 - M_1 = V.t.$$

Eingesetzt in Gleichung 3)

$$P = Z_2 - Z_1 = \frac{f\,y}{J}(M_2 - M_1) = \frac{f \cdot y}{J} \cdot V.t \quad \ldots\ldots 4)$$

Im allgemeinen ist bei der vorliegenden zweischnittigen Nietung der Lochleibungsdruck maßgebend, da meist $d > 1{,}25\,\delta$. Dann ist

$$P = d\,\delta\,k_l = 2\,d\,\delta\,k_s,$$

also folgt aus Gleichung 4)

$$2\,d\,\delta\,k_s = \frac{f\,y}{J}\,V\,.\,t,$$

oder Nietteilung $$t = \frac{2\,d\,\delta\,k_s\,.\,J}{f\,.\,y\,.\,V}.$$

Anmerkung: Ist die Abscheerfestigkeit maßgebend, so ist

$$P = 2\,\frac{d^2\pi}{4}\cdot k_s, \quad \text{also} \quad 2\,\frac{d^2\pi}{4}\cdot k_s = \frac{f\,y}{J}\cdot V\cdot t,$$

oder Nietteilung $$t = \frac{2\,d^2\pi\,.\,k_s\,.\,J}{4\,.\,f\,.\,y\,.\,V}.$$

Die Schubkraft V ist am Auflager am größten, dort wird also die Nietteilung t am kleinsten.

Meist zwei Nietteilungen ausgeführt, eine für die Mitte, eine für die Seiten. Damit die Bleche gut aufeinanderliegen, wird $t \leqq 6\,d$ gemacht, wenn auch die Rechnung größere Werte erlaubt. Kleinster Nietabstand mit Rücksicht auf die Kopfbildung $t \geqq 2{,}5\,d$.

b) Nieten zwischen Gurtblechen und Winkeln (Fig. 1078 bis 1083). Im gleichen Querschnitt sitzen zwei einschnittige Nieten, für die die Abscheerfestigkeit maßgebend ist. Rechnung genau wie vorher, es wird:

$$P = 2\,(d^2\pi/4\,.\,k_s) = \frac{f_g\,.\,y_g}{J}\,.V\,.\,t,$$

also $$t = \frac{2\,d^2\pi\,.\,k_s\,.\,J}{4\,.\,f_g\,.\,y_g\,.\,V}.$$

Es wird dieselbe Teilung t wie bei den Stehblechnieten ausgeführt, beide Teilungen werden gegeneinander versetzt.

Abstand der Nieten vom Blechrand $e = 3\,d$.

f) Stoßfugenüberlaschung im Stehblech.

Der Stoß im Stehblech wird durch Laschen bewirkt, die auf beiden Seiten aufgenietet werden. Der Querschnitt beider Laschen muß mindestens gleich dem Stehblechquerschnitt sein, deshalb wird die Laschendicke gleich $^2/_3\,\delta$ bis δ gemacht. Ferner muß das gesamte Widerstandsmoment der Laschen mindestens gleich dem Widerstandsmoment des Stehblechs sein. Die auf einer Seite des Stoßes gelegenen Nietquerschnitte sind mindestens gleich $^4/_3$ des Stehblechquerschnittes zu machen.

Die Nietverbindung an der Stoßstelle wird auf Biegung beansprucht (s. S. 481), die Nieten dürfen keine unzulässigen Beanspruchungen dadurch erleiden.

Beispiel: Der skizzierte Kran (Fig. 1085) erleidet in der Mitte ein Biegungsmoment $M = 1\,800\,000$ kgcm bei einem Widerstandsmoment $W = 2690$ cm³ (s. Tabelle 81 bis 83, S. 647). Das Stehblech ist in der Mitte gestoßen, Winkel und Gurtbleche sind einteilig. Die Vernietung ist zu berechnen. Nietdurchmesser $d = 2$ cm.

Größte Beanspruchung: $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1800000}{2690} = \mathbf{670}$ kg/qcm.

Widerstandsmoment des Stehbleches: $W_0 = \frac{1 \cdot 60^2}{6} = \mathbf{600}$ cm³.

Also wird durchs Stehblech das Moment übertragen:

$$M_0 = W_0 \cdot \sigma = 600 \cdot 670 = \mathbf{402\,000}\ \text{kgcm}.$$

Der Abstand der äußersten Nieten ist nach Fig. 1084: $h_1 = 51$ cm; bei einer Teilung $a_2 \sim 4\,d \sim 85$ mm lassen sich sieben Niete in eine Reihe setzen. Dann folgt aus Gleichung 3) S. 482 bei Nietanordnung b) und zwei Nietreihen die Nietbeanspruchung:

$$\sigma = \frac{M_0}{2\,d\,\delta\,.\,h_1\,.\,c} = \frac{402\,000}{2\,.\,2\,.\,1\,.\,51\,.\,3{,}12} = \mathbf{634}\ \text{kg/qcm},$$

was noch zulässig ist.

Die Summe der Nietquerschnitte soll $= \frac{4}{3} \cdot$ Stehblechquerschnitt $= \frac{4}{3} \cdot 60 \cdot 1$ $= 80$ qcm sein, sie ist bei den verwendeten 14 Nieten gleich $2\,.\,14\,\frac{2^2\,\pi}{4} = 88$ qcm, also genügend.

Fig. 1084.

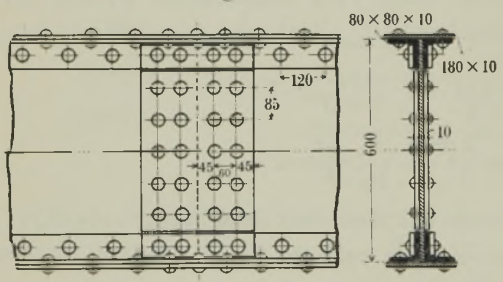
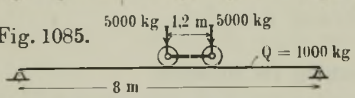


Fig. 1085.



Skizze zum Beispiel.

Der Querschnitt der aufgenieteten Laschen (2 auf das Stehblech von 430 . 8 mm, 4 auf die Winkeleisen von 70 . 8 mm) ist:

$$F_l = 2\,.\,43\,.\,0{,}8 + 4\,.\,7\,.\,0{,}8 = 91{,}2\ \text{qcm},$$

also größer als der Stehblechquerschnitt.

Das Widerstandsmoment der Laschen ist:

$$W_l \simeq \frac{57^2\,.\,(2\,.\,0{,}8)}{6} = 867\ \text{cm}^3,$$

also größer als das des Stehblechs.

Steht die Katze unmittelbar rechts von der Mitte, so entsteht im Schnitt eine Schubkraft von 4250 kg, dieselbe ist durch 14 doppelschnittige Nieten und durch die Winkeleisen und Gurtblechquerschnitte aufzunehmen; die dadurch entstehende zusätzliche Beanspruchung ist so gering, daß sie vernachlässigt werden kann.

g) Stoßfugenüberlaschung im Gurt.

Der Stoß der Winkel und Gurtbleche ist möglichst zu vermeiden, bis 14 m Länge ist es möglich, da so lange Eisen geliefert werden. Winkeleisen werden durch eingelegte Winkeleisenstücke oder durch auf beide Flanschen gelegte Flacheisen gelascht, die Gurtbleche durch aufgelegte Flacheisen von Gurtblechbreite. Querschnitt und Wider-

standsmoment der Laschen soll mindestens gleich dem des zu laschenden Stückes sein. Die Nietzahl n auf einer Stoßseite ist so zu wählen, daß der Gesamtquerschnitt der Nieten $= {}^4/_3$ des zu stoßenden Querschnittes f ist:

$$n \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{4}{3} f, \quad \text{also} \quad n = \frac{4}{3} \frac{f}{d^2 \pi 4}.$$

Die Gurtlasche ist häufig zweiteilig, je eine Hälfte auf beiden Seiten der Laufschiene, auszuführen.

Beispiel: Bei einem 20 t-Laufkran von 14 m Spannweite entfällt bei einem Gewicht der Laufkatze von 4000 kg auf einen Träger eine bewegliche Last von 12000 kg. Schätzen wir das Eigengewicht des Trägers vorläufig auf 170 kg pro laufenden Meter, so ist nach S. 636 das Biegungsmoment annähernd

$$M_b = \frac{12\,000 \,.\, 1400}{4} + \frac{14 \,.\, 170 \,.\, 1400}{8} = 4\,200\,000 + 416\,500 = 4\,616\,500 \text{ kgcm},$$

und das erforderliche Widerstandsmoment bei 750 kg/qcm zulässiger Beanspruchung

$$W = \frac{4\,616\,500}{750} = 6155 \text{ cm}^3.$$

Nach S. 638 kann die Trägerhöhe ${}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{15}$ der Spannweite betragen. Wir wählen

eine Trägerhöhe (ohne Gurtplatten) $h_1 = \frac{1}{12} l = \frac{14\,000}{12} = 1166 \sim 1200$ mm,
an jeder Gurtung zwei Winkeleisen $80 \times 80 \times 10$,
Stehblech von 10 mm Dicke,
Nieten von 20 mm Durchmesser

und erzielen damit ohne Gurtplatten nach Gleichung 2 (S. 639) ein Trägheitsmoment

$$J_0 = \frac{13\,(120^3 - 118^3) + 3\,(118^3 - 104^3) + 1 \,.\, 104^3}{12} = 281\,996 \text{ cm}^4,$$

bzw. ein Widerstandsmoment

$$W_0 = \frac{J_0}{h/2} = \frac{281\,996}{60} = 4700 \text{ cm}^3.$$

Nach Gleichung 3 (S. 639) wird dann die erforderliche Dicke der Gurtplatten, deren Breite wir zu 180 mm annehmen,

$$s = \frac{W - W_0}{b \,.\, h_1} = \frac{6155 - 4700}{14 \,.\, 120} = 0{,}86 \sim 1 \text{ cm},$$

womit sämtliche Querschnittsdimensionen bestimmt sind.

Zur Kontrolle rechnen wir das nun vorhandene Widerstandsmoment nochmals nach.

Es ist nach Gleichung 1 (S. 639)

$$J' = \frac{14\,(122^3 - 120^3) + 13\,(120^3 - 118^3) + 3\,(118^3 - 104^3) + 1 \,.\, 104^3}{12} = 384\,652 \text{ cm}^4$$

und

$$W' = \frac{384\,652}{61} = 6300 \text{ cm}^3,$$

Das vorhandene Widerstandsmoment W' ist also annähernd gleich dem geforderten Widerstandsmoment W.

Das Gewicht des Trägers pro laufenden Meter setzt sich nun wie folgt zusammen:

Gurtungsplatten $180 \times 10 \ldots\ldots 2 \times 14$	$= 28{,}00$ kg
Gurtungswinkeleisen $80 \times 80 \times 10 \ldots 4 . 11{,}78$	$\sim 47{,}12$ kg
Stehblech 10 mm dick $\ldots\ldots\ldots\ldots$	93,36 kg
Zusammen	168,48 kg

also ziemlich übereinstimmend mit unserer Schätzung von 170 kg pro Meter.

Auf S. 636 wurde außer der angenäherten Biegungsgleichung $\frac{Q\,l}{4} + \frac{G\,l}{8} = W k_b$ noch die genauere Gleichung mit Berücksichtigung des Radstandes der Laufkatze entwickelt. Dieselbe lautete für die bewegliche Last

$$W_1\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right) = W k_b.$$

Nehmen wir nun an, daß

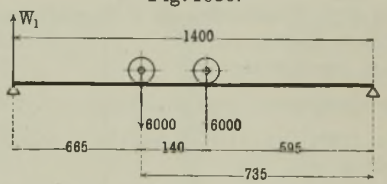
der Raddruck $Q' = \frac{20\,000 + 4000}{4} = 6000$ kg,
das Eigengewicht pro Meter . . . $= 170$ kg,
der Laufkatzenradstand . . . . $a = 1400$ mm,

so erhalten wir zunächst

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = \frac{1400}{2} - \frac{140}{4} = 665 \text{ cm}.$$

Damit wird nach Fig. 1086

Fig. 1086.



Katzenstellung für genaue Laststellung.

$$W_1 = \frac{6000 . 735 + 6000 . 595}{1400} = 5700 \text{ kg},$$

also

$$M_b = 5700 . 665 = 3\,790\,500 \text{ kgcm},$$

und

$$W' = \frac{3\,790\,500}{750} = 5054 \text{ cm}^3.$$

Der vorher berechnete Annäherungswert $W' = 6155$ cm³ ist also um 1101 cm³ zu hoch, k_b wird also kleiner als 750 kg/qcm.

Die Durchbiegung unseres Trägers beträgt nach S. 637

$$\delta = \left[\frac{Q + {}^5/_8\, G}{E . J}\right] \frac{l^3}{48} = \left[\frac{12\,000 + {}^5/_8 . 14 . 170}{2\,000\,000 . 384\,652}\right] \frac{1400^3}{48} = 1{,}0 \text{ cm}.$$

Der zulässige Wert der Durchbiegung ist hingegen bei $^1/_{600}$ der Spannweite

$$\delta = \frac{1400}{600} = 2{,}33 \text{ cm};$$

folglich genügt der Träger auch in dieser Hinsicht den Anforderungen.

b) Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern.

Tabelle 81.

2 Gurtungswinkeleisen 80 × 80 × 10 mm
Stehblechdicke = 10 mm
Nietdurchmesser = 20 mm

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 180 × 10 mm		2 Gurtplatten 180 × 10 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1000	78	1580	106	2 100	134
45	1260	82	1840	110	2 420	138
50	1470	86	2160	114	2 760	142
55	1680	90	2460	118	3 110	146
60	1900	94	2690	122	3 470	150
65	2140	98	2990	126	3 840	154
70	2380	102	3300	130	4 200	158
75	2630	105	3600	133	4 600	161
80	2880	109	3940	137	5 000	165
85	3150	113	4270	141	5 400	169
90	3430	117	4610	145	5 800	173
95	3710	121	4970	149	6 220	177
100	4000	125	5320	153	6 650	181
105	4300	129	5700	157	7 090	185
110	4610	133	6070	160	7 530	188
115	4930	136	6460	164	7 980	192
120	5250	140	6850	168	8 450	196
125	5590	144	7250	172	8 920	200
130	5930	148	7660	176	9 400	204
135	6280	152	8080	180	9 880	208
140	6640	156	8500	184	10 370	212
145	7000	160	8940	188	10 860	216
150	7380	164	9380	192	11 400	220

Die zugehörigen Trägheitsmomente erhält man durch Multiplikation der Widerstandsmomente mit der halben Trägerhöhe.

Tabelle 82.

2 Gurtungswinkeleisen 90 × 90 × 12 mm
Stehblechdicke = 10 mm
Nietdurchmesser = 24 mm

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 200 × 12 mm		2 Gurtplatten 200 × 12 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1290	94	1 950	131	2 610	169
45	1620	98	2 370	135	3 090	173
50	1770	102	2 600	139	3 440	177
55	2080	106	2 950	143	3 870	181
60	2300	110	3 300	147	4 310	185
65	2560	114	3 660	151	4 760	189
70	2850	118	4 030	155	5 230	193
75	3140	121	4 410	158	5 700	196
80	3440	125	4 800	162	6 170	200
85	3750	129	5 200	166	6 650	204
90	4070	133	5 600	170	7 150	208
95	4400	137	6 020	174	7 650	212
100	4730	141	6 440	178	8 160	216
105	5067	145	6 870	182	8 680	220
110	5430	149	7 310	186	9 200	224
115	5780	153	7 760	190	9 740	228
120	6140	157	8 220	194	10 300	232
125	6520	160	8 680	197	10 840	235
130	6900	164	9 150	201	11 400	239
135	7300	168	9 640	205	11 980	243
140	7700	172	10 130	209	12 560	247
145	8110	176	10 630	213	13 140	251
150	8530	180	13 740	217	13 740	255

Die Verjüngung der Kranträger nach beiden Enden hin kann man dadurch berücksichtigen, daß man für die verjüngten Teile nur $^2/_3$ der oben angegebenen Gewichte in Rechnung setzt.

Tabelle 83.

2 Gurtungswinkeleisen 100 × 100 × 15 mm
Stehblechdicke = 10 mm
Nietdurchmesser = 26 mm

Trägerhöhe ohne Gurtplatten	Ohne Gurtplatten		1 Gurtplatte 220 × 13 mm		2 Gurtplatten 220 × 13 mm	
	Widerstandsmoment W_0	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter	Widerstandsmoment W	Gewicht pro laufenden Meter
cm	cm³	kg	cm³	kg	cm³	kg
40	1460	107	2 200	157	3 160	207
45	1740	111	2 680	161	3 650	211
50	2020	115	3 070	165	4 150	215
55	2300	119	3 480	169	4 660	219
60	2600	123	3 890	173	5 180	223
65	2920	127	4 310	177	5 710	227
70	3230	130	4 740	180	6 260	230
75	3560	134	5 180	184	6 800	234
80	3900	138	5 630	188	7 360	238
85	4240	142	6 080	192	7 930	242
90	4600	146	6 550	196	8 510	246
95	4960	150	7 030	200	9 100	250
100	5330	154	7 500	204	9 700	254
105	5700	158	8 000	208	10 300	258
110	6090	162	8 500	212	10 900	262
115	6480	166	9 000	216	11 530	266
120	6890	169	9 500	219	12 160	269
125	7300	173	10 040	223	12 800	273
130	7720	177	10 580	227	13 440	277
135	8150	181	11 130	231	14 100	281
140	8600	185	11 670	235	14 760	285
145	9030	189	12 230	239	15 450	289
150	9480	193	12 790	243	16 120	293

Die Werte für die Widerstandsmomente sind abgerundet. Genauere Werte finden sich in dem kleinen Werke H. Zimmermann, „Genietete Träger". Verlag von Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin und im Taschenbuch der Hütte.

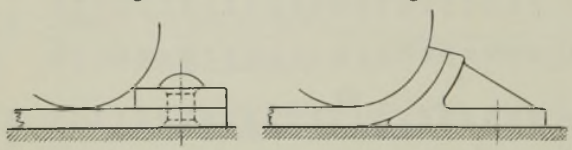
i) Begrenzung der Fahrbahn.

Die Laufkranschienen erhalten an den Fahrgrenzen einen Anschlag nach den Fig. 1087 bis 1089.

Bei den Beschickkranen ist die Begrenzung der Laufkatze besonders wichtig, da sonst leicht das an der Katze hängende Gestell gegen den Ofen fährt. Außer Hemmschuhen, Holzklötzen werden bei größeren Geschwindigkeiten Bufferfedern verwendet. Einen Buffer mit Öl- oder Glyzerinfüllung nach Art der Bremszylinder stellt Fig. 1090 dar.

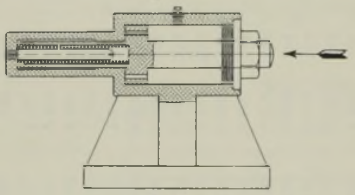
Er wird auf den Kranträger aufgeschraubt; das Katzengestell drückt gegen den vorstehenden Kolben und schiebt ihn in den Zylinder hinein.

Fig. 1087. Fig. 1088. Fig. 1089.

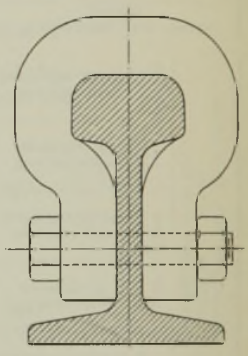


Fahrbahnbegrenzung.

Fig. 1090.



Buffer.



Fahrbahnbegrenzung.

Die Spiralfeder in dem kleineren Zylinderansatz schiebt den Kolben, nachdem die Katze zurückgezogen ist, wieder in die Arbeitsstellung zurück. Vielfach werden auch zur allmählichen Aufnahme der Bewegungsenergie Holzbohlen in der Weise hintereinander angeordnet, daß dieselben bei unvorsichtiger Steuerung nacheinander zerbrechen[1]). Auch schiefe Ebenen an den Enden der Fahrbahn, auf die sich die Katze mit Gleitstücken aufsetzt, finden Anwendung.

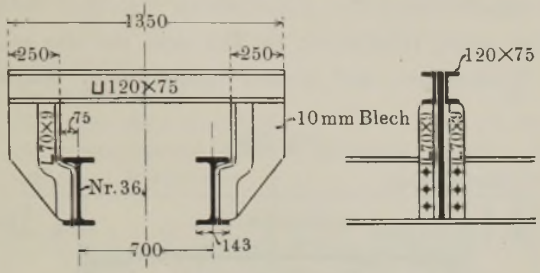
k) Querversteifung der Längsträger.

Laufkrane von großer Spannweite bedürfen bei obenliegender Katzenfahrbahn gegen seitliches Ausbiegen eine Versteifung der Längsträger. Die Versteifungen müssen, soweit nicht jeder Gurt für sich entsprechend versteift ist (Fig. 1068 und 1069), bei genügender Festigkeit ein Durchfahren der Katze gestatten und werden nach Fig. 1091 unter Verwendung von Profileisen und Blechen hergestellt.

[1]) Des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“, 21. Aufl., II, „Laufkrane“.

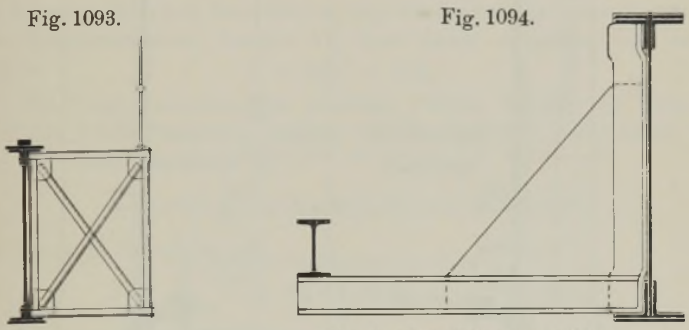
Die zweckmäßigste Seitenversteifung bilden Laufstege am gedrückten Obergurt. Dieselben werden neuerdings bei elektrischem Antrieb fast ausnahmslos angewandt und etwas unterhalb der Gurtung gelegt, um gegen Absturz nach innen zu schützen (Fig. 1093). Die Abdeckung der

Fig. 1091. Fig. 1092.



Obenliegende Versteifung der Längsträger.

Fig. 1093. Fig. 1094.



Richtige Seitenversteifung durch Hilfsträger und Laufsteg.

Ungünstige Seitenversteifung.

Laufstege erfolgt durch Holz, Riffelbleche oder gelochte Bleche mit möglichst großen Lochöffnungen, welche das Licht gut hindurchlassen, und so die Schattenbildung verhindern.

Die Fig. 1094 stellt eine unvollkommene Versteifung dar, weil der gefährdete Obergurt und damit die Spurweite ungesichert bleibt.

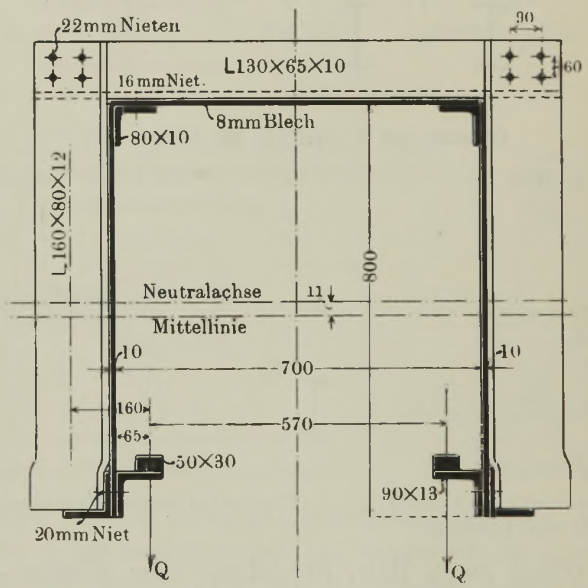
l) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn.

Bei denselben sind die Laufschienen auf die umgekehrten unteren Gurtwinkel an der inneren Seite der Stehbleche genietet. Kastenträger haben den Vorteil vor den I-Trägern, daß sie durch die obere Decke in einfacher Weise wirksam gegenseitig versteift sind und keines besonderen Laufsteges zur Versteifung bedürfen.

Die Querschnittsberechnung hat in derselben Weise zu erfolgen, wie bei den einfachen genieteten Trägern, wenn unter δ die Gesamtstärke beider Stege verstanden wird. Hierbei wird der Raddruck in

der Mittelebene der Stehbleche wirkend angenommen, da das Biegungsmoment, welches durch den Abstand des Raddruckes von dem Stehblech auftritt, durch besondere Versteifungsklammern aufgefangen wird. Ferner zieht man bei der Berechnung des Widerstandsmomentes nur die senkrechten Schenkel der unteren inneren Gurtungswinkel in Rechnung. Die Beanspruchung der wagerechten Schenkel dieser Gurtungswinkel läßt sich nicht berechnen, so daß man auf die schätzungsweise Wahl dieser Winkeleisen auf Grund ausgeführter Kastenträger angewiesen ist.

Fig. 1095.



Kastenträger für 12000 kg Tragkraft und 15 m Spannweite.

Die Winkeleisenschenkellänge beträgt bei Laufschienen 50×30 etwa 90 bis 100 mm.

Für einen Raddruck bis 5000 kg sind bei 1400 mm Randstand noch Laufschienen 50×30 und $\angle\ 100 \times 100 \times 15$ zulässig.

Die Versteifungsklammern, deren Abstand gleich dem Katzenradstande gemacht wird, sind auf Biegung beansprucht.

Die Biegungsgleichung lautet bei Q kg Raddruck und y cm Abstand des Raddruckes von der Neutralachse der Winkeleisen

$$Q.y = W.k_b.$$

Für den Querschnitt (Fig. 1095) berechnet sich der Abstand der Neutralachse von der unteren Kante unter Vernachlässigung der Laufschienen wie folgt:

Es ist für $\angle 90 \times 13$: Fläche $f = 21{,}8$ qcm;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,7 cm;
$J_x = 158$ cm^4.
für $\angle 80 \times 10$: Fläche $f = 15{,}1$ qcm;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,34 cm;
$J_x = 87{,}5$ cm^4.

Dann wird nach der Beziehung für die Schwerpunktsbestimmung

$$F \cdot y_0 = f_1 \cdot y_1 + f_2 \cdot y_2 + f_3 \cdot y_3 + \cdots$$

für den halben Querschnitt

$f_1 y_1$	für das Stehblech	$80 . 1 . 40$	$= 3200$
$f_2 y_2$	„ die halbe obere Gurtplatte	$36 . 0{,}8 . 80{,}4$	$= 2315{,}5$
$f_3 y_3$	„ die beiden unteren linken Winkeleisen .	$2 . 21{,}8 . 4{,}5$	$= 196{,}2$
$f_4 y_4$	„ das obere Winkeleisen	$15{,}1 . 77{,}66$	$= 1172{,}7$
			$6884{,}4$

und $$F = 80 . 1 + 36 . 0{,}8 + 2 . 21{,}8 + 15{,}1 = 167{,}5 \text{ qcm},$$

mithin $$y_0 = \frac{f_1 y_1 + f_2 \cdot y_2 + \cdots}{F} = \frac{6884{,}4}{167{,}5} = 41{,}1 \text{ cm}.$$

Die Schwerpunkts- bzw. Neutralachse liegt demnach 1,1 cm über der Mittellinie.

Das Trägheitsmoment, bezogen auf diese Achse, berechnet sich nach der Gleichung $$J = \Sigma(J' + f e^2),$$

worin J' das Trägheitsmoment der einzelnen Fläche, bezogen auf seine eigene Achse, $f e^2$ das Trägheitsmoment, bezogen auf die allgemeine Neutralachse ist.

Für die beiden Stehbleche ist

$$J = 2\left(\frac{1 . 80^3}{12} + 1 . 80 . 1{,}1^2\right) = 85\,526 \text{ cm}^4,$$

für die obere Gurtplatte ist

$$J = \frac{72 . 0{,}8^3}{12} + 72 . 0{,}8 . 39{,}3^2 = 77\,129 \text{ cm}^4,$$

für die unteren vier Winkeleisen ist

$$J = 4 . 158 + 2\,(2 . 21{,}8 . 36{,}6^2) = 107\,480 \text{ cm}^4,$$

für die oberen Winkeleisen ist

$$J = 2 . 87{,}5 + 2\,(15{,}1 . 36{,}56^2) = 40\,613 \text{ cm}^4,$$

$$310\,748 \text{ cm}^4,$$

abzuziehen sind

für die unteren Nietlöcher

$$J = 2\,(3{,}6 . 2 . 36{,}6^2) = 19\,296$$

für die oberen Nietlöcher

$$J = 2\,(1{,}8 . 1{,}6 . 34{,}9^2) = \underline{7\,015} \qquad \underline{26\,311}$$

$$J = 284\,437 \text{ cm}^4.$$

Demnach Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{e} = \frac{284\,437}{41{,}1} = 6920 \text{ cm}^3.$$

B. Fachwerkträger.

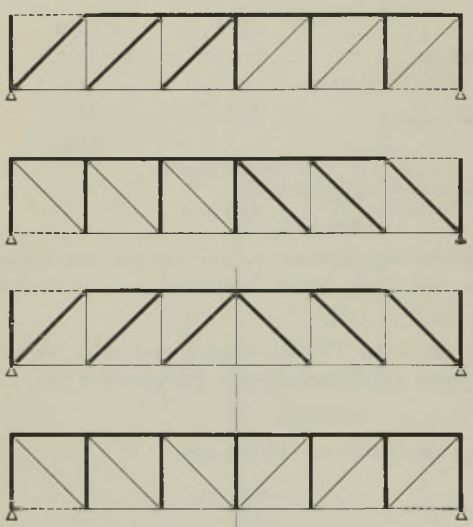
Fachwerkträger werden nur für größere Tragkräfte und für Spannweiten über 10 m angewendet. Im übrigen kommen dieselben dann noch in Frage, wenn der Winddruck bei im Freien arbeitenden Kranen

verringert werden soll und wenn die Beleuchtung in Werkstätten mit Oberlicht durch vollwandige Träger gestört werden würde.

Die gebräuchlichste Ausführungsform ist der Parallelträger und der Halbparabelträger mit meist obenliegender Fahrbahn.

Die Trägerhöhe wird gewöhnlich $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ der Spannweite und die Feldweite etwa gleich dem Radstande der Laufkatze gewählt. Die Laufschienen müssen durch Unterlegplatten die Belastung auf die Knotenpunkte übertragen, bzw. muß der Obergurt biegungsfest konstruiert sein.

Fig. 1096 bis 1099.



Anordnung der Wandglieder in Fachwerkträgern.

Für die Anordnung der Wandglieder (Vertikalen und Diagonalen) ist im allgemeinen der Gesichtspunkt maßgebend, daß am zweckmäßigsten die längeren Stäbe auf Zug beansprucht werden und die kürzeren Druck erleiden. Den Unterschied, der sich in der Beanspruchung durch die Anordnung ergibt, zeigen Fig. 1096 bis 1099. Die gezogenen Stäbe sind durch schwache Linien, die gedrückten Stäbe durch starke Linien dargestellt.

Die Stabkräfte sind unter Berücksichtigung der wandernden Last und des Eigengewichtes entweder graphisch oder nach der Ritterschen Momentenmethode oder mittels Einflußlinien zu ermitteln.

Graphische Ermittelung der durch das Eigengewicht erzeugten Stabspannungen.

Das Eigengewicht verteilt man auf die Knotenpunkte des Fachwerkes. Man bringt es entweder am Ober- oder Untergurt an und legt die Annahme zugrunde, die die ungünstigsten Stabspannungen ergibt. Die Gurtspannungen bleiben in beiden Fällen gleich, nur die Spannungen der Füllungsstäbe ändern sich.

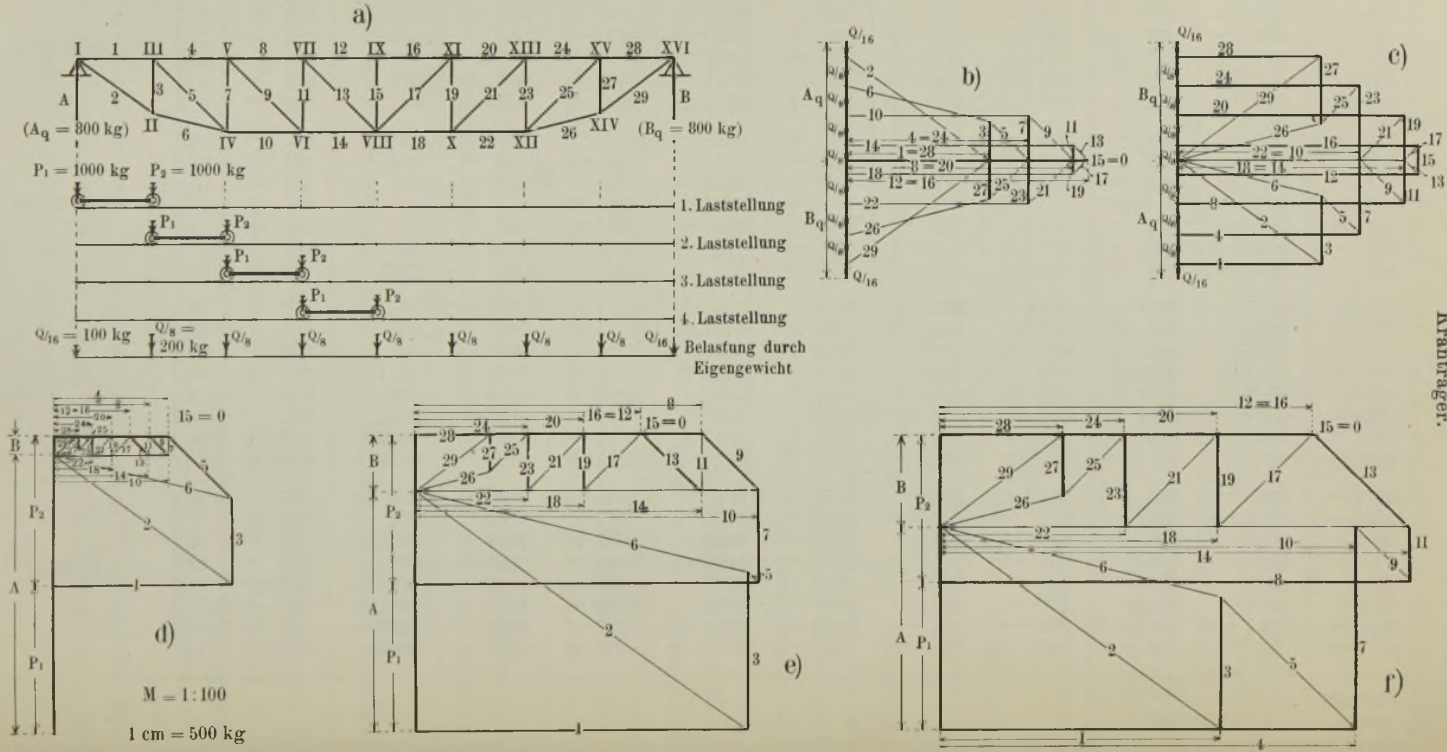
Meist verteilt man das Eigengewicht gleichförmig auf die Knotenpunkte; darauf ermittelt man durch Aufzeichnen eines Cremonaschen Kräfteplans die Stabspannungen (vgl. S. 460).

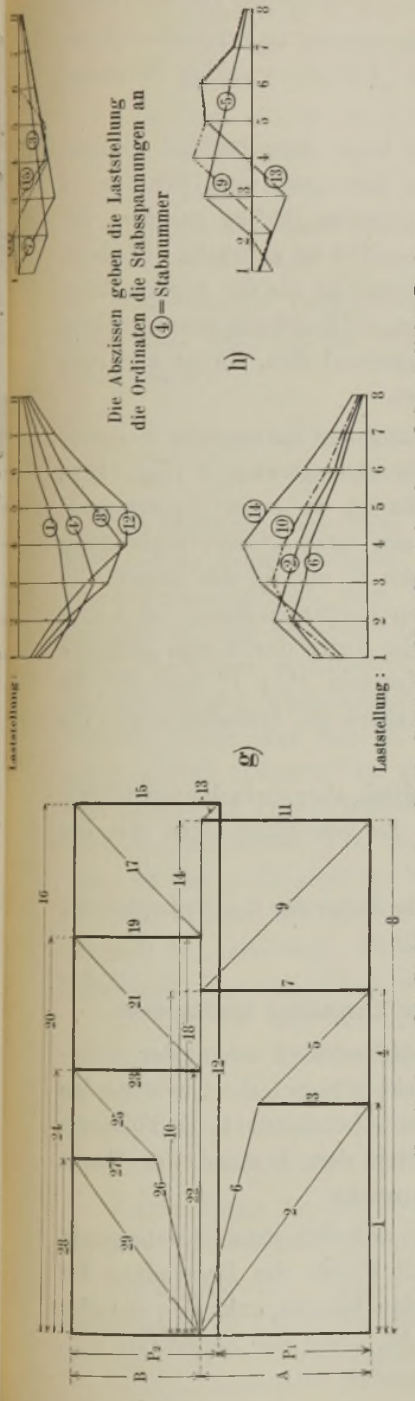
Tabelle 84. **Stabspannungen des Fachwerkträgers** Fig. 1100.

Stellung		1	2	3	4	5	6	7	8	Eigengewicht am Untergurt	Eigengewicht am Obergurt	Größte Spannung
Obergurt	1	— 1190	— **2200**	— 1875	— 1520	— 1140	— 810	— 500	— 160	— 950	— 950	— 3150
	4	— 775	— 2270	— **2750**	— 2250	— 1725	— 1225	— 750	— 250	— 1200	— 1200	— 3950
	8	— 625	— 1900	— 3150	— **3380**	— 2600	— 1850	— 1120	— 375	— 1500	— 1500	— 4880
	12	— 500	— 1500	— 2500	— **3500**	— 3500	— 2500	— 1500	— 500	— 1600	— 1600	— 5100
	16	— 500	— 1500	— 2500	— 3500	— **3500**	— 2500	— 1500	— 500	— 1600	— 1600	— 5100
	20	— 375	— 1120	— 1850	— 2600	— **3380**	— 3150	— 1900	— 625	— 1500	— 1500	— 4880
	24	— 250	— 750	— 1225	— 1725	— 2250	— **2750**	— 2270	— 775	— 1200	— 1200	— 3950
	28	— 160	— 500	— 810	— 1140	— 1520	— 1875	— **2200**	— 1190	— 950	— 950	— 3150
Untergurt	2	+ 1460	+ **2750**	+ 2310	+ 1875	+ 1450	+ 1030	+ 625	+ 200	+ 1175	+ 1175	+ 3925
	6	+ 1210	+ **2280**	+ 1925	+ 1570	+ 1175	+ 840	+ 500	+ 160	+ 980	+ 980	+ 3260
	10	+ 750	+ 2270	+ **2750**	+ 2270	+ 1730	+ 1220	+ 740	+ 250	+ 1200	+ 1200	+ 3950
	14	+ 615	+ 1900	+ 3140	+ **3380**	+ 2620	+ 1850	+ 1110	+ 370	+ 1500	+ 1500	+ 4880
	18	+ 370	+ 1110	+ 1850	+ 2620	+ **3380**	+ 3140	+ 1900	+ 615	+ 1500	+ 1500	+ 4880
	22	+ 250	+ 740	+ 1220	+ 1730	+ 2270	+ **2750**	+ 2270	+ 750	+ 1200	+ 1200	+ 3950
	26	+ 160	+ 500	+ 840	+ 1175	+ 1570	+ 1925	+ **2280**	+ 1210	+ 980	+ 980	+ 3260
	29	+ 200	+ 625	+ 1030	+ 1450	+ 1875	+ 2310	+ **2750**	+ 1460	+ 1175	+ 1175	+ 3925
Senkrechte	3	— 825	— **1075**	— 900	— 750	— 575	— 425	— 250	— 85	— 250	— 450	— 1525
	7	+ *125*	— 625	— **1375**	— 1125	— 875	— 625	— 375	— 125	— 290	— 500	— 1875
	11	+ 125	+ *375*	— 375	— **1125**	— 875	— 625	— 375	— 125	— 100	— 290	— 1415
	15	± 0	± 0	± 0	— **1000**	— 1000	± 0	± 0	± 0	— 0	— 185	— 1185
	19	— 125	— 375	— 625	— 875	— **1125**	— 375	+ *375*	+ 125	— 100	— 290	— 1415
	23	— 125	— 375	— 625	— 875	— 1125	— **1375**	— 625	+ *125*	— 290	— 500	— 1875
	27	— 85	— 250	— 425	— 575	— 750	— 900	— **1075**	— 825	— 250	— 450	— 1525
Schrägen	5	— *600*	+ 100	+ **1280**	+ 1050	+ 825	+ 590	+ 350	+ 120	+ 360	+ 360	+ 1640
	9	— 180	— *530*	+ 525	+ **1600**	+ 1240	+ 900	+ 530	+ 180	+ 410	+ 410	+ 2010
	13	— 180	— 530	— *900*	+ 275	+ **1240**	+ 900	+ 530	+ 180	+ 125	+ 125	+ 1365
	17	+ 180	+ 530	+ 900	+ **1240**	+ 275	— *900*	— 530	— 180	+ 125	+ 125	+ 1365
	21	+ 180	+ 530	+ 900	+ 1240	+ **1600**	+ 525	— *530*	— 180	+ 410	+ 410	+ 2010
	25	+ 120	+ 350	+ 590	+ 825	+ 1050	+ **1280**	+ 100	— *600*	+ 360	+ 360	+ 1640

+ bedeutet Zugspannung, — Druckspannung.

Fig. 1100.


a)
I 1 III 4 V 8 VII 12 IX 16 XI 20 XIII 24 XV 28 XVI
A
2 3 5 7 9 11 13 15 17 19 21 23 25 27 29
B
(Aq = 800 kg)
II 6 IV 10 VI 14 VIII 18 X 22 XII 26 XIV
(Bq = 800 kg)
P1 = 1000 kg P2 = 1000 kg
1. Laststellung
2. Laststellung
3. Laststellung
4. Laststellung
Q/16 = 100 kg
Q/8 = 200 kg
Belastung durch Eigengewicht
b)
c)
d)
M = 1:100
1 cm = 500 kg
e)
f)



Ermittelung der Stabspannungen durch Cremonapläne für ruhende und bewegliche Lasten.

In nebenstehend durchgeführtem Berechnungsbeispiel (Fig. 1100) sind im Cremonaplan *b* die Stabspannungen ermittelt, wenn das Eigengewicht $Q = 1600$ kg am Untergurt angreift, durch Plan *c* die Stabspannungen, wenn das Eigengewicht am Obergurt wirkt. Die ermittelten Spannungen stellt man in einer Tabelle zusammen (siehe S. 653); nur die Spannungen der Senkrechten werden bei Belastung des Obergurtes größer, alle anderen Spannungen bleiben in beiden Fällen gleich.

Etwaige (nur noch selten angewendete) Gegenschrägen vernachlässigt man bei der Berechnung.

Graphische Ermittelung der durch die wandernde Last erzeugten Stabspannungen.

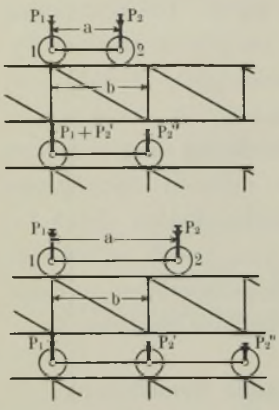
a) Ermittelung der Stabspannungen durch Cremonapläne.

Man stellt (Fig. 1100) die erste Achse der Katze der Reihe nach in die Knotenpunkte *I*, *III*, *V*, *VII* (Laststellung 1 bis 4), bestimmt die Auflagerdrucke A und B nach S. 473 und zeichnet für jede Laststellung einen Cremonaplan *d*, *e*, *f*, *g* (siehe S. 460). Die für die einzelnen Stäbe daraus ermittelten Spannungen sind in Tabelle 84 (S. 653) zusammengestellt. Es genügt (bei symmetrischen Trägern), die Kräftepläne für die Laststellungen 1 bis 4 bis zur Trägermitte zu zeichnen, die Stellungen 5 bis 8 sind symmetrisch zu 1 bis 4 und ergeben deshalb in symmetrisch liegenden Stäben dieselben Spannungen.

Für jeden Stab ist die größte Spannung aufzusuchen (in der Tabelle fett gedruckt) und mit der Eigengewichtsspannung zu vereinigen (letzte Spalte gibt die größte Gesamtbelastung). Für diese größte Belastung ist der Stab zu berechnen.

Bei den Senkrechten und Schrägen kann derselbe Stab gezogen und gedrückt werden, je nach Stellung der Last; z. B. Schräge 13 wird mit $1240 + 125 = 1365$ kg gezogen, mit $-900 + 125 = -775$ kg gedrückt. Obgleich die Drucklast kleiner ist als die Zuglast, kann sie doch bei langen, auf Knickung beanspruchten Stäben ausschlaggebend sein, sie ist also stets mit zu bestimmen.

Fig. 1101.



Ist der Abstand der Katzenräder a anders als die Knotenpunktsentfernung b (Fig. 1101), so stellt man Rad 1 in einen Knotenpunkt und berechnet aus einer Momentengleichung die Auflagerdrucke P_2' und P_2'' des Rades 2 in den benachbarten Knotenpunkten. Ist $a < b$, so ersetzt man die Katze durch eine gedachte mit dem Radstand $= b$ und den Raddrucken $P_1 + P_2'$ und P_2''; ist $a > b$, so hat die gedachte Katze drei Achsen im Abstande b und die Raddrucke P_1, P_2' und P_2''.

Das Verfahren ist zwar etwas umständlich, aber einfach auszuführen, es gibt eine gute Vorstellung, wie sich die Stabspannungen mit der Laststellung ändern.

In den Diagrammen Fig. 1100h ist die Änderung der Stabspannung mit der Laststellung graphisch dargestellt.

b) Ermittelung der Stabspannungen nach der Ritterschen Schnittmethode.

Bei einem auf Biegung beanspruchten Fachwerk nimmt der Untergurt die Zugkräfte, der Obergurt die Druckkräfte auf, die Gurte werden also durch die auftretenden Biegungsmomente beansprucht; die Füllungsstäbe (Senkrechte und Schrägen) erhalten den Abstand der Gurte, werden also durch die Scherkräfte beansprucht.

Je nach Stellung der Last ändern sich für jeden Knotenpunkt sowohl Biegungsmoment M als Scherkraft V; für die Berechnung der Stäbe ist es deshalb erforderlich, für jeden Knotenpunkt den daselbst möglichen größten Wert des Momentes M_{max} und der Scherkraft V_{max} zu ermitteln. Dazu dienen die nachstehenden Sätze:

1. Man erhält im Knotenpunkt ein möglichst großes Moment, wenn man in ihn eine möglichst schwere Last stellt und auch im übrigen den Träger möglichst schwer belastet, besonders nach dem Knotenpunkte zu.
2. Man erhält im Knotenpunkt eine möglichst große Scherkraft, wenn man die Last von rechts bis an den Knotenpunkt heranrückt und die erste (möglichst schwerste) Last in den Knotenpunkt stellt. Dann ist die Scherkraft gleich dem linken Auflagerdruck.

Anmerkung: Bei zweiachsigen Laufkatzen tritt für einen Knotenpunkt M_{max} und V_{max} ein, wenn man die erste Achse über den Knotenpunkt schiebt.

Erstes Verfahren. Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt.

Die Stabkräfte im Ober- und Untergurt bestimmt man nach der Ritterschen Schnittmethode. Nach S. 656 werden die Gurte durch die Momente beansprucht, man bestimmt diese also zunächst für jeden Knotenpunkt des belasteten Gurtes. In Fig. 1102 sind diese Momente mittels Seilecken ermittelt (S. 467). Man stellt die Katze so, daß für den betreffenden Knotenpunkt (z. B. *III*) ein möglichst großes Moment entsteht. Dazu muß man (S. 658) das erste Katzenrad in den Knotenpunkt stellen (Laststellung 2). Man konstruiert aus P_1 und P_2 den Kräfteplan (Fig. 1102c) und dazu das Seileck $A'III'P_2''B_2'$ (Fig. 1102b), zieht die Schlußlinie AB_2' und dazu die Parallele $\overline{2\,0}$ im Kräfteplan. Dann ist das größtmögliche Moment in *III*: $M_{III} = y_2 \cdot H$.

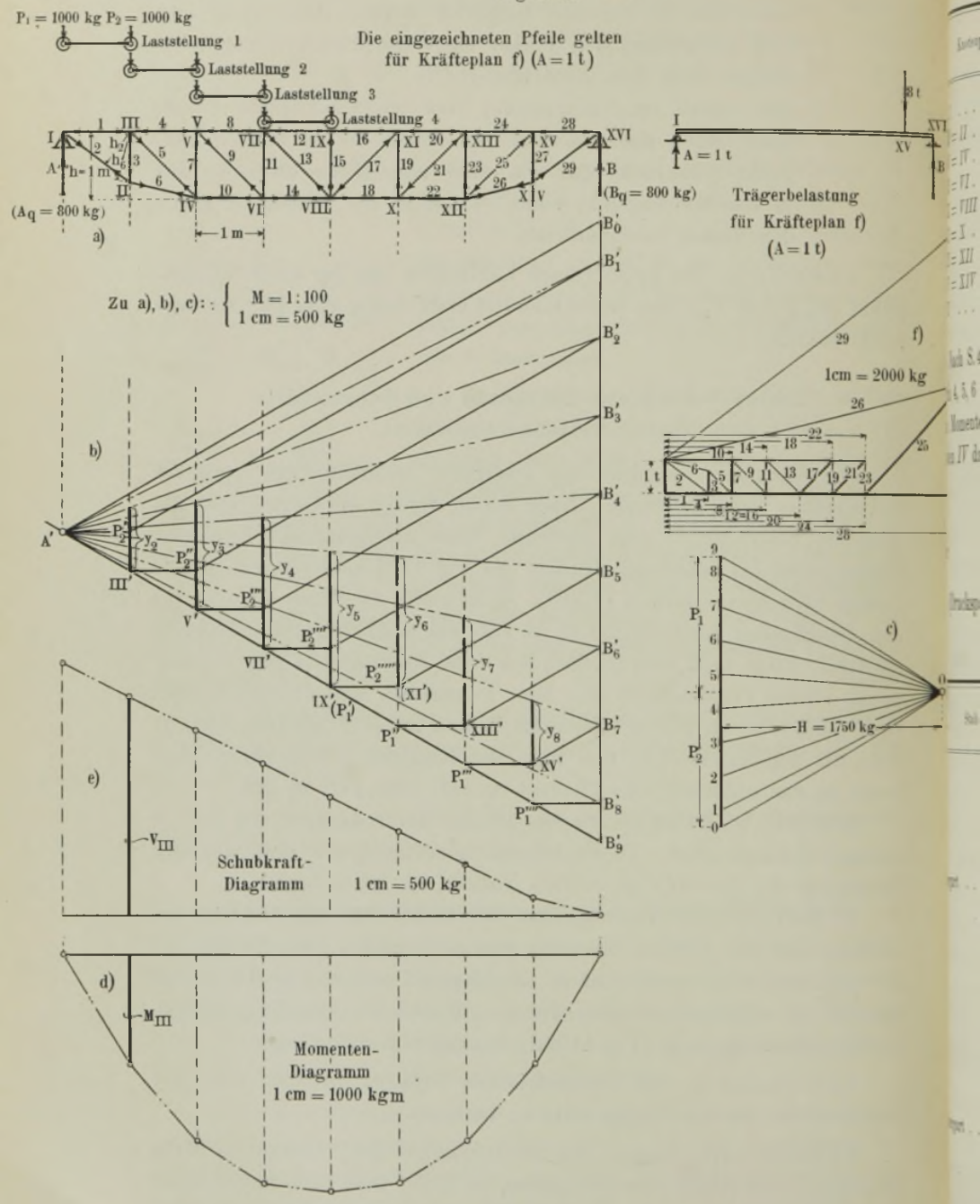
[Die Strecke $\overline{2{,}9}$ im Kräfteplan ist der durch Laststellung 2 in A erzeugte Auflagerdruck. Dieser ist aber gleichzeitig die größtmögliche Schubkraft V_{III} in *III* (vgl. S. 659), Tabelle 85, letzte Spalte.]

So sind für alle Knotenpunkte des Obergurtes die Seilecke gezeichnet und die größten Momente ermittelt worden (von Knoten *XI* an muß man das zweite Rad in den Knoten stellen, um das größte Moment zu erhalten!). In der Tabelle 85 sind sie zusammengestellt, im Momentendiagramm (Fig. 1102d) zeichnerisch aufgetragen.

Anmerkung 1. Bei symmetrischen Trägern braucht man die Momente nur bis zur Trägermitte zu bestimmen.

Anmerkung 2. Liegen die Knotenpunkte des Untergurtes nicht senkrecht unter denen des Obergurtes, so findet man ihre Momente als Ordinaten im Momentendiagramm senkrecht unter den Knotenpunkten.

Fig. 1102.



Ermittelung der Stabspannungen nach der Ritterschen Methode mittels Seilecks.

Tabelle 85. **Momente und Scherkräfte** von Fig. 1102.

Knotenpunkt	Ordinate y m	Moment $M = y \cdot H$ kgm	Scherkraft $V =$ kg
I	0	$0 \cdot 1750 = 0$	1875
$III = II$	0,93	$0.93 \cdot 1750 = 1630$	1625
$V = IV$	1,57	$1,57 \cdot 1750 = 2750$	1375
$VII = VI$	1,93	$1,93 \cdot 1750 = 3380$	1125
$IX = VIII$	2	$2 \cdot 1750 = 3500$	875
$XI = X$	1,93	3380	625
$XIII = XII$	1,57	2750	375
$XV = XIV$	0,93	1630	125
XVI	0	0	0

Nach S. 463 findet man nun die Stabspannung 4 z. B., wenn man durch 4, 5, 6 einen Schnitt legt und den Schnittpunkt von 5 und 6 zum Momentendrehpunkt wählt. Dann hält dem Moment M_{IV} am Knoten IV das Moment der Stabspannung 4 das Gleichgewicht, also:

$$(\text{Spannung } 4) \cdot h = M_{IV},$$

oder

$$\textbf{Spannung } 4 = \frac{M_{IV}}{h} = \frac{2750}{1} = \textbf{2750 kg.}$$

(Druckspannung, da das Moment von 4 linksdrehend sein muß.)

Tabelle 86. **Gurtspannungen** von Fig. 1102.

Stab		Moment kgm	Hebelarm h m	Stabspannung $= \frac{M}{h}$ kg
Obergurt	1	$M_{II} = 1630$	0,75	− 2180
	4	$M_{IV} = 2750$	1	− 2750
	8	$M_{VI} = 3380$	1	− 3380
	12	$M_{VIII} = 3500$	1	− 3500
	16	$M_{VIII} = 3500$	1	− 3500
	20	$M_{X} = 3380$	1	− 3380
	24	$M_{XII} = 2750$	1	− 2750
	28	$M_{XIV} = 1630$	0,75	− 2180
Untergurt	2	$M_{III} = 1630$	0,59	+ 2765
	6	$M_{III} = 1630$	0,71	+ 2300
	10	$M_{V} = 2750$	1	+ 2750
	14	$M_{VII} = 3380$	1	+ 3380
	18	$M_{XI} = 3380$	1	+ 3380
	22	$M_{XIII} = 2750$	1	+ 2750
	26	$M_{XV} = 1630$	0,71	+ 2300
	29	$M_{XV} = 1630$	0,59	+ 2765

Allgemein findet man eine Gurtspannung, wenn man das Moment des im zugehörigen Fachwerkdreieck gegenüberliegenden Knotenpunktes dividiert durch den Abstand des Stabes vom Knotenpunkt.

So sind die Spannungen aller Ober- und Untergurtstäbe in vorstehender Tabelle 86 ermittelt. Bei symmetrischem Träger sind die Spannungen symmetrisch liegender Stäbe gleich groß, man braucht dann nur die Spannungen bis Trägermitte zu berechnen.

Die Stabkräfte in den Senkrechten und Schrägen ermittelt man durch einen Kräfteplan (Fig. 1102f) für das am linken Auflager mit $A = 1\,t$ belastete Fachwerk. Man belastet dazu den vorletzten Knotenpunkt nach rechts zu entsprechend (in Fig. 1102 wird Knoten XV mit $8\,t$ belastet). In Tabelle 87 sind die aus dem Kräfteplan gefundenen Spannungen der Schrägen und Senkrechten für $A = 1\,t$ zusammengestellt.

Tabelle 87. **Spannungen der Schrägen und Senkrechten** von Fig. 1102.

Stab		Spannung für $A = 1\,t$ kg	Ungünstigste Scherkraft V kg	Stabbeanspruchung bei Anfahrt der Last	
				von rechts kg	von links kg
Senkrechte . .	3	— 667	$V_{III} = 1625$	— 1085	+ 0
	7	— 1000	$V_{V} = 1375$	— 1375	+ 125
	11	— 1000	$V_{VII} = 1125$	— 1125	+ 375
	15	— 0	$V_{IX} = 875$	(0)	(0)
	19	+ 1000	$V_{XIII} = 375$	+ 375	— 1125
	23	+ 1000	$V_{XV} = 125$	+ 125	— 1375
	27	— 4667	$V_{XVI} = 0$	+ 0	— 1085
Schräge . . .	5	+ 940	$V_{V} = 1375$	+ 1290	— 590
	9	+ 1415	$V_{VII} = 1125$	+ 1595	— 530
	13	+ 1415	$V_{IX} = 875$	+ 1235	— 885
	17	— 1415	$V_{XI} = 625$	— 885	+ 1235
	21	— 1415	$V_{XIII} = 375$	— 530	+ 1595
	25	— 4700	$V_{XV} = 125$	— 590	+ 1290

In Wirklichkeit erfolgt die Beanspruchung der Schrägen und Senkrechten nicht durch $A = 1\,t$, sondern durch die je nach dem Querschnitt veränderliche Scherkraft V. Die größte Scherkraft für einen bestimmten Knotenpunkt entsteht, wenn in der Anfahrtrichtung das erste Rad den Knoten berührt; die Scherkraft V ist dann gleich dem augenblicklichen Auflagerdruck A, der sich aus Kräfteplan c abmessen läßt. [Z. B. die größte Scherkraft V_{III} für Knoten III entsteht bei Laststellung 2; der hierbei entstehende Auflagerdruck $A = V_{III}$ ist die

Strecke $\overline{2,9}$ im Kräfteplan c (vgl. S. 657).] Die Scherkräfte sind in Tabelle 85, letzte Spalte zusammengestellt.

Um die ungünstigste Laststellung für bestimmte Füllungsstäbe zu ermitteln, betrachte man ein Fachwerkdreieck aus einer Schrägen und Senkrechten, die im unbelasteten Gurt zusammenstoßen (z. B. Δ 5, 7, 4). Die höchste Belastung in 5 und 7 tritt auf, wenn in der Anfahrrichtung die erste Last dies Dreieck berührt (also in Laststellung 3). Für diese Stellung ist aber die Scherkraft $= V_V$, ebenso groß ist der Auflagerdruck.

Durch den Auflagerdruck $A = 1\,t = 1000\,\text{kg}$ entstand in 5 die Stabkraft $+ 940\,\text{kg}$, in 7 die Stabkraft $- 1000\,\text{kg}$; durch den Auflagerdruck $V_V = 1375\,\text{kg}$ entsteht eine $\frac{1375}{1000} = 1{,}375$ mal so große Stabkraft,

also: Größtspannung in Stab 5 ist $+ \; 940 \,.\, 1{,}375 = + 1290\,\text{kg}$,
Größtspannung in Stab 7 ist $- 1000 \,.\, 1{,}375 = - 1375\,\text{kg}$.

In Tabelle 87 sind so für alle Senkrechten und Schrägen die Stabkräfte ermittelt. Einmal ist dies geschehen für $A = 1\,t$ und Anfahrrichtung von rechts, einmal für $B = 1\,t$ und Anfahrrichtung von links. So erhält man für jeden Stab zwei Werte, innerhalb deren die Stabkraft schwankt. Bei symmetrischen Trägern ist die Rechnungsdurchführung für $B = 1\,t$ nicht erforderlich, man braucht nur die Spannungen symmetrisch liegender Stäbe zu vertauschen (z. B. 25 erhält für $B = 1\,t$ dieselbe Spannung wie 5 für $A = 1\,t$ und umgekehrt).

Anmerkung: Die Senkrechte 15 erhält nach dieser Berechnung die Stabkraft 0, denn sie ist eigentlich im Fachwerk nicht erforderlich, sie soll nur die Freilänge des Obergurtes zwischen *VII* und *XI* verkleinern. Sie wird aber, wenn zwischen Knoten *VII* und *XI* eine Last steht, durch den Auflagerdruck derselben in *IX* gedrückt. Der größte Auflagerdruck in *IX* entsteht hier, wenn Rad 1 oder 2 in *IX* steht, und zwar ist er gleich 1000 kg, also wird 15 mit 1000 kg auf Druck beansprucht.

Zu den so ermittelten Spannungen aus der beweglichen Last treten die Spannungen aus dem Eigengewicht, die man am einfachsten durch Kräftepläne ermittelt (vgl. S. 654, Fig. 1100 a, b und Tabelle 84, S. 653).

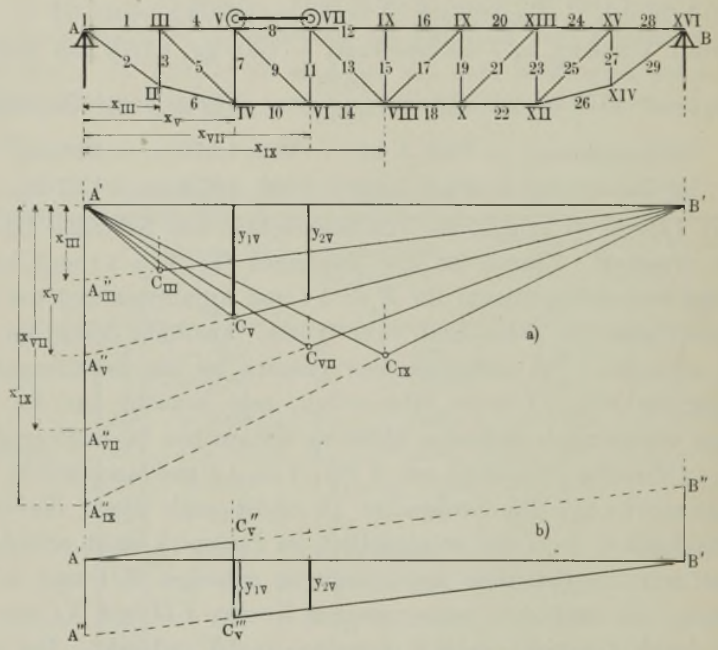
Zweites Verfahren. Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt.

Statt die zur Benutzung der Ritterschen Schnittmethode erforderlichen größten Momente durch Seilecke zu bestimmen, kann man auch Einflußlinien (siehe S. 469) dazu benutzen.

Um für Knoten V das größte Moment zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Wagerechten $\overline{A'B'}$ = der Trägerlänge (Fig. 1103a) in A' eine Senkrechte $\overline{A'A''_V}$ senkrecht nach abwärts, die man gleich dem Abstand x_V des Knotenpunktes V vom Auflager A macht, zieht $\overline{B'A''_V}$, projiziert den Knotenpunkt V senkrecht herunter nach C_V und zieht $\overline{A'C_V}$. Dann ist das Moment:

$$M_V = P_1 \cdot y_{1V} + P_2 \cdot y_{2V} = 1000 \cdot 1{,}5 + 1000 \cdot 1{,}25 = 2750 \text{ kgm}.$$

Fig. 1103.



Ermittelung der Stabspannungen mittels Einflußlinien.

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten. Man erhält so:

$$M_I = \ldots\ldots\ldots\ldots = 0 \text{ kgm} = M_{XVII}$$
$$M_{III} = 1000 \cdot 0{,}875 + 1000 \cdot 0{,}75 = 1625 \text{ „} = M_{XV}$$
$$M_V = 1000 \cdot 1{,}5 + 1000 \cdot 1{,}25 = 2750 \text{ „} = M_{XIII}$$
$$M_{VII} = 1000 \cdot 1{,}88 + 1000 \cdot 1{,}5 = 3380 \text{ „} = M_{XI}$$
$$M_{IX} = 1000 \cdot 2 + 1000 \cdot 1{,}5 = 3500 \text{ „}$$

Daraus berechnen sich die Ober- und Untergurtspannungen, wie S. 659 beschrieben.

Um für Knoten V die größte Scherkraft zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Geraden

$\overline{A'B'}$ = der Trägerlänge (Fig. 1103b) in A' eine Senkrechte $\overline{A'A''} = 1$ senkrecht nach abwärts, in B' eine Senkrechte $\overline{B'B''} = 1$ senkrecht nach aufwärts und zieht senkrecht unter V die Linie $C_V''C_V'''$. Dann ist die Scherkraft (vgl. S. 477):

$$V_V = P_1 y_{1V} + P_2 y_{2V} = 1000 \,.\, 0{,}75 + 1000 \,.\, 0{,}625 = 1375 \text{ kg}.$$

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten; man erhält so:

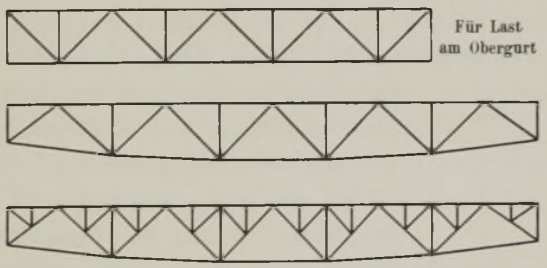
$$\begin{aligned}
V_I &= 1000 \,.\, 1 + 1000 \,.\, 0{,}875 = 1875 \text{ kg} \\
V_{III} &= 1000 \,.\, 0{,}875 + 1000 \,.\, 0{,}75 = 1625 \text{ „} \\
V_V &= 1000 \,.\, 0{,}75 + 1000 \,.\, 0{,}625 = 1375 \text{ „} \\
V_{VII} &= 1000 \,.\, 0{,}625 + 1000 \,.\, 0{,}5 = 1125 \text{ „} \\
V_{IX} &= 1000 \,.\, 0{,}5 + 1000 \,.\, 0{,}375 = 875 \text{ „} \\
V_{XI} &= 1000 \,.\, 0{,}375 + 1000 \,.\, 0{,}25 = 625 \text{ „} \\
V_{XIII} &= 1000 \,.\, 0{,}25 + 1000 \,.\, 0{,}125 = 375 \text{ „} \\
V_{XV} &= 1000 \,.\, 0{,}125 + 1000 \,.\, 0 = 125 \text{ „} \\
V_{XVI} &= 1000 \,.\, 0 + 1000 \,.\, 0 = 0 \text{ „}
\end{aligned}$$

Daraus berechnen sich die Spannungen der Senkrechten und Schrägen mittels eines Kräfteplanes für $A = 1\,t$ wie S. 660 beschrieben.

Ausführung der Fachwerkträger.

Das Fachwerk ist so zu bilden, daß die Feldlänge im belasteten Gurt nicht zu groß wird, etwa gleich dem Katzenradstand; im unbelasteten Gurt, besonders wenn er auf Zug beansprucht wird, kann sie weit größer sein. Deshalb sind die Trägerformen Fig. 1104 besonders

Fig. 1104.



Trägerformen.

üblich, die für Last am Untergurt umgekehrt benutzt werden. Die Stäbe des gebogenen Gurtes werden zwischen den Knotenpunkten gerade ausgeführt.

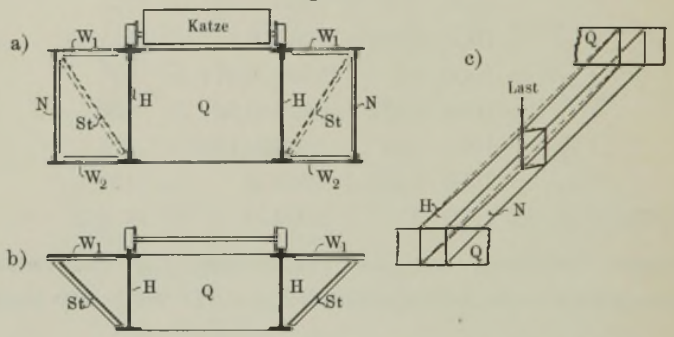
Paralleltträger sind einfacher herzustellen, werden aber schwerer als Träger mit gebogenen Gurten.

Die Trägerhöhe wird, je nach Spannweite und verfügbarem Raum, $= {}^1/_8$ bis ${}^1/_{12}$ der Spannweite ausgeführt.

Der Kranträger (Fig. 1105a) besteht aus zwei Hauptträgern H und zwei Hilfsträgern N; zwischen Haupt- und Hilfsträgern liegen wagerechte Träger W_1, W_2 zur Aufnahme der seitlichen Drucke.

Beiderseits an den Trägerenden sind die Hauptträger H, Hilfsträger N und wagerechten Träger W_1, W_2 durch steife Querverbindungen Q (Fachwerk- oder Blechträger) miteinander verbunden; dadurch

Fig. 1105.

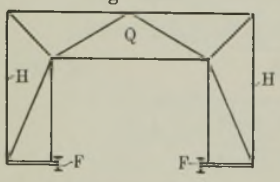


Seitenversteifung durch Fahrbahnträger.

wird der aus H, N, W_1, W_2 gebildete Querschnitt in Rechteckform erhalten. Streben St in diesen Querschnitten (in Fig. 1105a einpunktiert) werden oft unnötigerweise ausgeführt; sie lassen sich nur bei sehr langen Trägern mit großer Durchbiegung rechtfertigen, bei denen ohne Streben der Hauptträger sich allein durchbiegen und den Querschnitt schief ziehen würde (Fig. 1105c).

Bei kleinen Kranen oft nur am Obergurt wagerechte Träger W_1, durch Streben St versteift (Fig. 1105b). Häufig findet sich sogar nur an einer Seite des Kranes ein wagerechter Träger W. Die Teile W, N und St dienen zur Seitenversteifung der Hauptträger.

Fig. 1106.



Trägerquerschnitt.

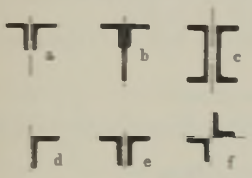
Bei großen Spannweiten und innen laufender Katze können die Hauptträger H auch direkt gegeneinander abgesteift werden durch Querträger Q, die die Senkrechten der Hauptträger miteinander verbinden. Die Fahrbahnträger F, meist breitflanschige I-Eisen, stützen sich unten auf den Querträger (Fig. 1106).

Querschnittsformen der Stäbe. Ober- und Untergurt wird meist aus zwei Winkeleisen, bisweilen mit Blechzwischenlage, oder aus zwei C-Eisen ausgeführt (Fig. 1107a bis c). Sowohl die gezogenen als

die gedrückten Füllungsstäbe macht man aus Winkeleisen (nicht aus Flacheisen), damit bei den fortwährenden Stößen die Stäbe nicht zittern (Fig. 1107 d bis f). Die Stäbe sind möglichst symmetrisch zur Trägermittellinie zu bilden. Bei den auf Zug beanspruchten Stäben ist die Verschwächung durch die Nietlöcher zu berücksichtigen.

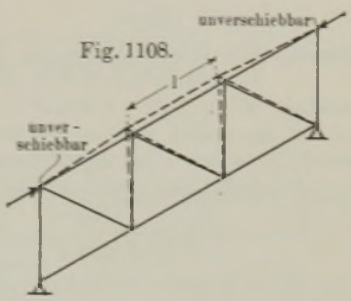
Bei auf Druck beanspruchten Stäben wird keine Nietlochverschwächung berücksichtigt. Die Druckstäbe sind daraufhin zu prüfen,

Fig. 1107.



Stabquerschnitte.

Fig. 1108.



ob ihr Querschnitt zur Druckübertragung genügt und außerdem auf Knickgefahr, ob ihr kleinstes Trägheitsmoment hinreichend ist, um Ausknicken zu verhindern. Als Knicklänge wird die Stablänge von Knotenpunkt zu Knotenpunkt eingesetzt; dabei ist vorausgesetzt, daß sich die Knotenpunkte nicht verschieben können. Beim Obergurt ist dies ohne weiteres nicht der Fall: in senkrechter Richtung können die Obergurtknoten zwar nicht ausweichen, aber in wagerechter, wie in Fig. 1108 punktiert angegeben. Dies muß unmöglich gemacht werden, z. B. durch wagerechte Hilfsträger W_1 (Fig. 1105), sonst darf l nicht als Knicklänge eingesetzt werden.

Fig. 1109.

Knickstab.

Verbindung getrennter Teile bei den Fachwerkstäben.

Bei mehrteiligen Zugstäben werden die einzelnen Stäbe aller 1,5 bis 2,5 m miteinander verbunden.

Bei mehrteiligen Druckstäben wird die Anzahl der zwischen den Knotenpunkten liegenden Verbindungen folgendermaßen ermittelt:

Ist $J = cPl^2$ (siehe S. 485) das für $l_{(m)}$ Stablänge und $P_{(t)}$ Belastung ermittelte Trägheitsmoment des aus n Einzelstäben zusammengesetzten Druckstabes, i das kleinste Trägheitsmoment eines Einzelstabes, so kann dieser eine Last $P'_{(t)}$ bei $l'_{(m)}$ Länge tragen, die aus $i = cP'l'^2$ folgt; daraus ergibt sich:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{cP'}}.$$

Bei n Stäben entfällt auf einen Stab eigentlich $P' = \frac{P}{n}$, man erhält aber mit den Versuchen besser übereinstimmende Resultate, wenn man setzt bei

$n =$	2	4
$P' =$	$0{,}7\,P$	$0{,}45\,P$

Nur bei sehr kurzen Stäben genügt eine Zwischenverbindung, bei längeren wendet man mindestens zwei an, auch wenn nur eine sich aus der Rechnung ergibt.

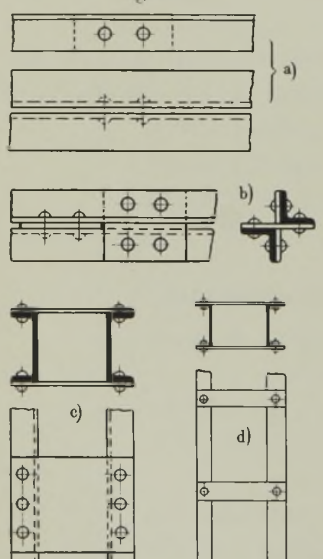
Beispiel: Ein Druckstab von $l = 3$ m Länge hat $P = 4\,t$ zu tragen.
Erforderlich $J = 2{,}33\,Pl^2 = 2{,}33 \cdot 4 \cdot 9 = 84\,\text{cm}^4$.
Gewählt ⌐⌐ $70 \times 70 \times 7$ mit $J = 2\,J_\xi = 2 \cdot 42{,}4 = 84{,}8\,\text{cm}^4$ (kleinstes Trägheitsmoment der beiden verbundenen Stäbe).
Ein ⌐ $70 \times 70 \times 7$ hat das kleinste Trägheitsmoment.
$i = J_y = 17{,}6\,\text{cm}^4$, ferner ist für ein Winkeleisen $P' = 0{,}7\,P = 2{,}8\,t$, also:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{2{,}33\,P'}} = \sqrt{\frac{17{,}6}{2{,}33 \cdot 2{,}8}} = \mathbf{1{,}64\,m.}$$

Es würde hier schon eine Verbindung der Stäbe genügen, man ordnet aber zwei an.

Liegen die Einzelstäbe nur um Knotenblechstärke auseinander, so legt man an den Verbindungsstellen ein Futterstück ein und nietet die Stäbe aneinander, Druckstäbe mit mindestens zwei, besser drei Nieten, bei Zugstäben genügt ein Niet (Fig. 1110a). Liegen die Winkeleisen übereck, so werden zwei dicht untereinanderliegende Bindebleche kreuzweise angebracht (Fig. 1110b). Bei größeren Abständen der Einzelstäbe werden steife Querrahmen mit mindestens drei Nieten dazwischen gesetzt oder die Stäbe werden durch Vergitterung verbunden (vgl. Fig. 1110c). Eine Verbindung nach Fig. 1110d mit Einzelnieten ist falsch und zwecklos, da sich der eine Stab unabhängig vom anderen verschieben kann.

Fig. 1110.



Zwischenverbindung.

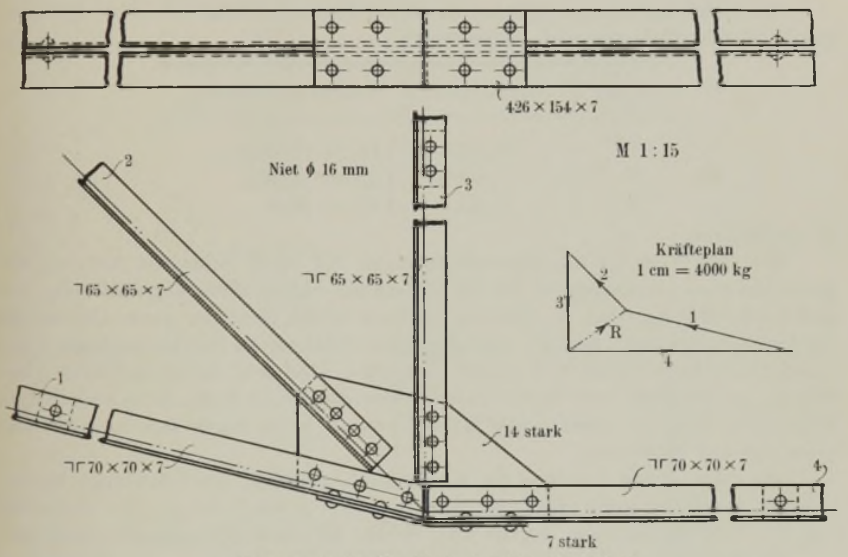
Knotenpunkte. Die Schwerlinien der Fachwerkstäbe sind so zu legen, daß sie mit den Netzlinien zusammenfallen, sich also in den Knotenpunkten in einem Punkt schneiden. Die Gurtstäbe läßt man in den Knotenpunkten möglichst ununterbrochen durchgehen; die Füllungsstäbe schneidet man rechtwinklig ab und nietet sie an ein Knotenblech. Nur wenn die Gurte zu lang sind oder

in den Knoten nicht geradlinig durchlaufen, sondern geknickt sind, schneidet man sie, verbindet aber nachträglich wieder die geschnittenen Teile durch gleichstarke Laschen. Das Knotenblech darf als Lasche mitbenutzt werden.

Berechnung der Stäbe siehe S. 484 bis 487, Berechnung der Vernietung siehe S. 480 ff. Ergibt sich bei der Berechnung eine Nietzahl < 2, so sind mindestens 2 (besser 3) Nieten auszuführen.

Beispiel: Der untenstehende Knotenpunkt ist auszubilden. Die Stabbelastungen ergibt der zugehörige Kräfteplan; zulässige Beanspruchung $k_z = k = 750$ kg/qcm, $k_s = {}^3/_4\, k_z \simeq 600$ kg/qcm (Fig. 1111).

Fig. 1111.



Knotenpunkt (in Stab 4 fehlt ein Niet).

Nr.	Belastung P kg	Stablänge l m	Erforderl. Querschnitt $F = P/k_z$ qcm	Erforderl. Trägheitsmoment $J = 2{,}33\, Pl^2$ cm⁴	Gewählt	mit vorhandenem Querschnitt F	mit vorhandenem Trägheitsmoment J	mit vorhandenem Trägheitsmoment i
1	+ 9200	2	12,3	—	⌐⌐ 70×70×7	2 . 9,4	—	—
2	+ 4250	2,8	5,7	—	⌐ 65×65×7	8,7	—	—
3	− 5400	2	7,2	50,4	⌐⌐ 65×65×7	2 . 8,7	66,8	13,8
4	+ 12000	2	16	—	⌐⌐ 70×70×7	2 . 9,4	—	—

Querschnittsflächen und Trägheitsmomente der gewählten Stäbe genügen also vollkommen.

Der Nietdurchmesser wird etwa gleich der doppelten Eisenstärke δ_1 gewählt zu $d = 1{,}6$ cm.

Knotenblechstärke $\delta = 2\,\delta_1 = 1{,}4$ cm gewählt.

Für die zweischnittigen Nieten ist dann $d = 1{,}6 < 1{,}25\,\delta = 1{,}75$, also Nieten auf Abscheren zu berechnen; für die einschnittigen Nieten ist $d = 1{,}6 < 2{,}5\,\delta_1 = 1{,}75$, also Nieten ebenfalls auf Abscheren zu berechnen.

Ein einschnittiger Niet überträgt $P_{1s} = \frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = \frac{1{,}6^2\pi}{4} \cdot 600 = 1200\,\text{kg}$, ein doppelschnittiger $P_{2s} = 2\frac{d^2\pi}{4} \cdot k_s = 2400\,\text{kg}$. Also ist erforderlich:

In Stab	Die Nietzahl n	In Stab	Die Nietzahl n
1	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{9200}{2400} = 4$	3	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{5400}{2400} = 3$
2	$\frac{P}{P_{1s}} = \frac{4250}{1200} = 4$	4	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{12\,000}{2400} = 5$

Die Querschnittsverschwächung durch ein Nietloch beträgt $1{,}6 \cdot 0{,}7 = 1{,}12$ qcm; also ist der kraftübertragende Querschnitt:

Von Stab	Gleich Fläche F — Lochverschwächung
1	$2 \cdot 9{,}4 - 2 \cdot 1{,}12 = 16{,}56$ qcm
2	$8{,}7 - 1{,}12 = 7{,}58$ „
3	$2 \cdot 9{,}4 - 2 \cdot 1{,}12 = 16{,}56$ „

Er genügt also.

Bei Stab 2 genügt die Querschnittsfläche des einen Schenkels fast, um die ganze Kraft zu übertragen, er ist der Einfachheit halber allein angeschlossen; entsprechend ist es bei Stab 3. Bei den Stäben 1 und 4 dient der ganze Querschnitt zur Kraftübertragung; deshalb sind die einen Schenkel an das Knotenblech angenietet, die anderen durch eine Lasche verbunden. Die erforderlichen Nieten sitzen teils im Knotenblech, teils in der Lasche (hier doppelte Anzahl, da einschnittig!). Angeordnet sind die Nieten in der Wurzellinie, die Stäbe liegen mit ihren Schwerlinien auf den Netzlinien.

Die Stäbe 2 und 3 suchen das Knotenblech zwischen den Gurtstäben herauszuziehen mit einer Kraft gleich der Resultierenden R aus 2 und 3. Zur Aufnahme von $R = 3900\,\text{kg}$ genügen bereits zwei Nieten an Stelle der sieben vorhandenen.

Die Zugstäbe 1 und 4 erhalten in der Mitte der Freilänge eine Verbindung durch einen Niet; beim Druckstab 3 müssen Zwischenverbindungen angebracht werden in der Entfernung:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{2{,}33\,P'}} = \sqrt{\frac{13{,}8}{2{,}33 \cdot (0{,}7 \cdot 5{,}4)}} = 1{,}25\,\text{m}.$$

Die Rechnung ergibt also eine Zwischenverbindung, man ordnet aber zwei an.

Wind- und Querverbände. Sie dienen zur Aufnahme der wagerechten Drücke (Wind-, Beschleunigungsdrücke), außerdem sollen sie das seitliche Ausknicken der Knotenpunkte des gedrückten Gurtes verhindern. Bei kleinen Kranen liegen sie deshalb in der Ebene des Obergurtes, bei größeren werden sie in Ober- und Untergurt angeordnet (siehe Fig. 1105). Durch den wagerechten Verband muß jeder Knoten des gedrückten Gurtes gestützt werden. Oft werden die Windträger als Laufbühnen ausgebildet in Form von wagerechten Blechträgern.

C. Fahrbahnträger.

Die Fahrbahnträger für den Kranwagen laufen zu beiden Seiten der Werkstätte durch den ganzen Raum. Sie sind, wie die Hauptträger des Kranes, unter Berücksichtigung des Eigengewichtes auf Biegung zu

Fig. 1112. Fig. 1113. Fig. 1114.

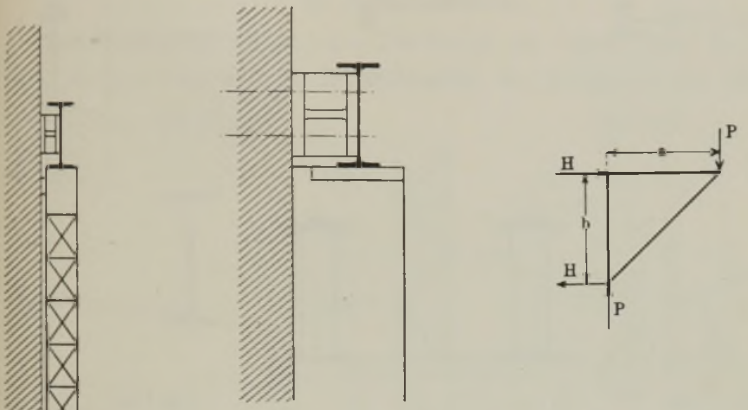


Fig. 1115.

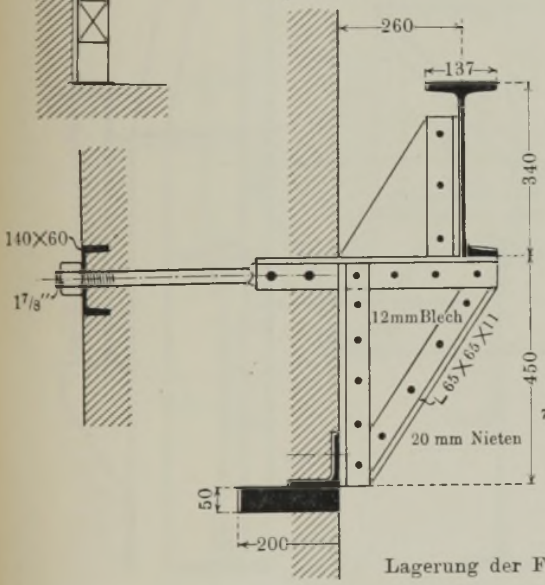
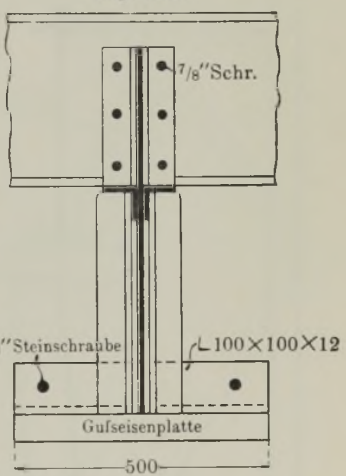


Fig. 1116.



Lagerung der Fahrbahnträger.

berechnen: Senkrechte Lasten gleich Hälfte des Krangewichtes + fast der ganzen Nutzlast nebst Eigengewicht der Katze; wagerechte Last gleich dem beim Katzenbremsen auftretenden Massendruck. Die Berechnung dieser Träger erfolgt genau wie beim Kranwagen. Aus-

führung aus I-Trägern (bei großen Auflagerentfernungen verspannt), für schwere Lasten Fachwerk oder Blechträger. Die Lagerung dieser Träger geschieht entweder auf vorspringenden Pfeilern, auf besonderen

Fig. 1117.

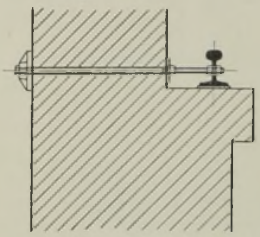


Fig. 1118.

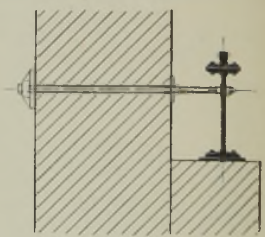


Fig. 1119.

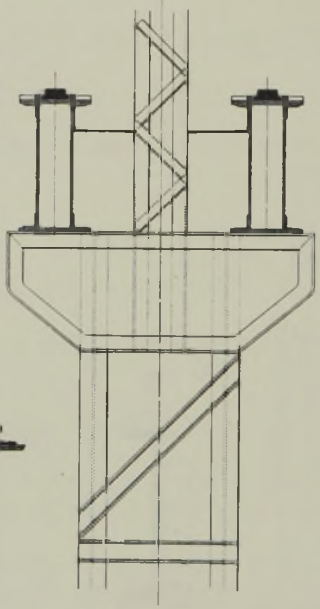


Fig. 1120.

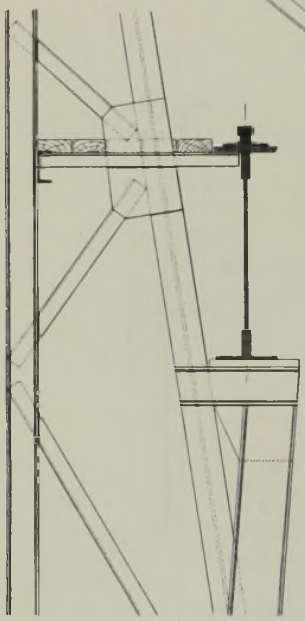
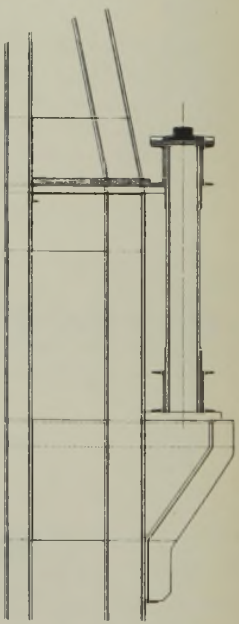


Fig. 1121.



Lagerung von Fahrbahnträgern. Ausführung der Firma Krupp (Grusonwerk).

schmiedeeisernen Säulen oder auf Konsolen. Das Konsol ist auf Biegung zu berechnen; der senkrechte Auflagerdruck P muß durch geeignete Auflager auf das Mauerwerk übertragen werden. Die Mauer muß das

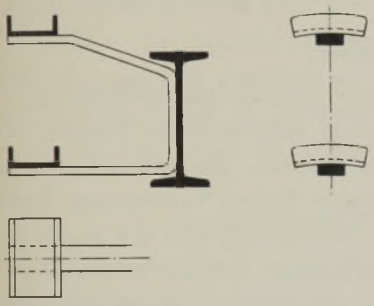
Biegungsmoment $P.a$ aufnehmen können. Zur Aufnahme der oberen Horizontalkraft sind Anker nach Fig. 1115 zu verwenden.

Auf die Lagerung ist besondere Sorgfalt zu verwenden und die Flächenpressung des Mauerwerkes muß einer besonderen Prüfung unterzogen werden.

D. Kettenstützen.

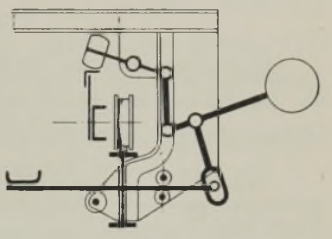
Laufkrane, bei denen das Triebwerk an einem Ende des Kranes liegt, besitzen zwei endlose Zugketten für die Fahrbewegung der Katze

Fig. 1122 bis 1124.



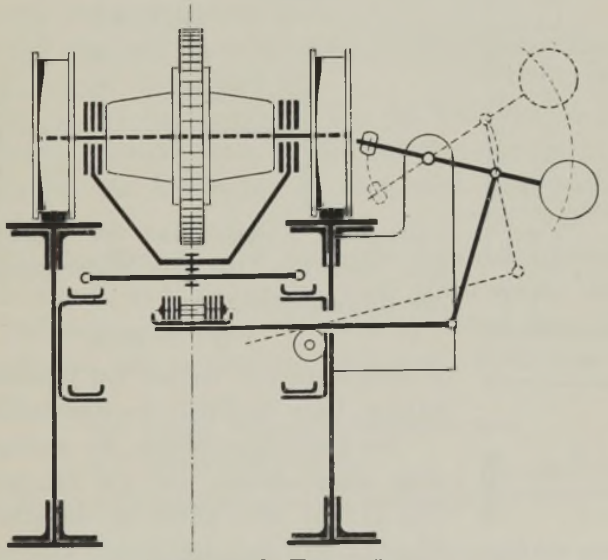
Feste Kettenstütze.

Fig. 1125.



Ausweichende Kettenstütze.

Fig. 1126.



Ausweichende Kettenstütze.

und eine Lastkette, welche von dem einen Kranende über die Leit- und Lastrollen der Katze nach dem Triebwerke geht. Bei großen Spannweiten erfordert nun der Durchgang der Ketten beim Anzuge

viel Kraft, so daß Kettenstützen zur Verringerung der Anzugskraft angebracht werden müssen. Außerdem würde das Eigengewicht der Kette bei freiem Durchhange ein Herabgehen des leeren Hakens hindern.

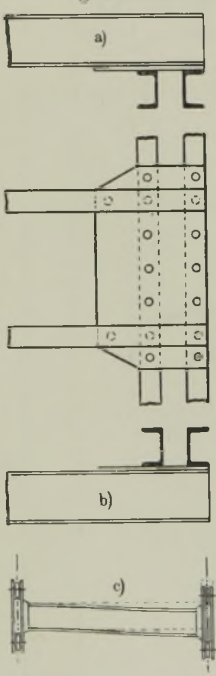
Für die Zugketten der Laufkatze genügen feste Kettenstützen, während für die Lastkette bewegliche, ausweichende Kettenstützen in Betracht kommen.

Die Anordnung der letzteren geht aus den Fig. 1125 und 1126 hervor. Die Betätigung des oberen doppelarmigen Hebels geht von einer Streifschiene der Laufkatze aus. Hat die Katze die Stelle passiert, so wird die Stütze durch ein Gewicht wieder unter die Kette gedrückt.

E. Kopfträger.

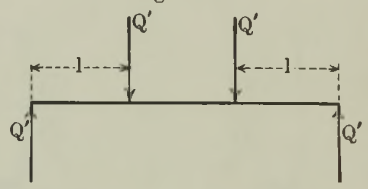
Dieselben sind an beiden Enden der Hauptträger erforderlich, um die Laufräder mit genügendem Radstande aufnehmen zu können. Bei kleinen Tragkräften genügen auch hier ⊏-Eisen, während bei größeren Tragkräften genietete Träger Verwendung finden müssen. Bei der Berechnung sind die Kopfträger als Balken zu betrachten, welche in den Lagern der Laufräder frei aufliegen und durch die Längsträger belastet werden. Nach entsprechender Ver-

Fig. 1127.



Befestigung der Kopfträger.

Fig. 1128.



teilung der Nutzlast und der Eigengewichte hat man nach Fig. 1128 das Widerstandsmoment aus der Biegungsgleichung

$$Q' l = W . k_b$$

zu berechnen und hierauf ein passenden Profil zu wählen. Über die Größe des Radstandes vgl. S. 635.

Die Kopfträger werden, der verfügbaren Raumhöhe entsprechend, auf die Längsträger gelegt (Fig. 1127 b) oder unten an dieselben angehängt (Fig. 1127 a). Bei der ersten Anordnung ist das Umkanten der Längsträger besser vermieden, jedoch sind die Anschlußnieten auf Zug beansprucht, lockern sich also leicht. Zwischen Kopf- und Längsträger wird ein kräftiges Knotenblech eingelegt, an das beide Träger durch Niete angeschlossen werden. Es

muß auch das Biegungsmoment aufnehmen, das beim Schräglaufen des Kranes entsteht (Fig. 1127c). Das Umkanten ist durch geeignete Verstrebung (meist Querträger zwischen den Hauptträgern, der ans Knotenblech angeschlossen wird) zu verhindern, vor allem bei Anordnung Fig. 1127a und größeren Längsträgern ohne Nebenträger.

Bei größeren Kranen werden Kopf- und Längsträger meist in gleiche Höhe gelegt, die Kopfträger werden aus genieteten Blechbalken gebildet. Die Längsträger (Haupt- und Nebenträger) müssen so ausgebildet werden, daß sich die Kopfträger anschließen lassen. Bei Blechlängsträgern erfolgt der Anschluß durch auf die Blechwand genietete doppelte Winkeleisen; bei Fachwerkträgern legt man häufig ins letzte Feld eine Blechtafel ein und gestaltet sie so zu einem Blechträger, anderenfalls muß das Fachwerk im Abstand der Kopfträger Senkrechte erhalten, an die die Kopfträger angeschlossen werden können.

2. Laufkrane mit Handbetrieb.

Handbetrieb muß stets da zur Anwendung gelangen, wo keine Kraftzuleitung vorhanden ist. Als Nachteile sind die kleinen Geschwindigkeiten mit in Kauf zu nehmen, die z. B. für große Lasten in Gießereien nicht mehr zureichend sind.

Der Antrieb geschieht meist von unten mittels Haspelkette, seltener durch Kurbel von der Kranbühne aus.

Das Hubwerk und das Triebwerk für das Katzenfahren wird bei den gewöhnlichen Konstruktionen in die Laufkatze eingebaut, während das Triebwerk für den Kranwagen an dem einen Ende für sich angeordnet wird.

Nur bei Gießereikranen wird der ganze Antriebsmechanismus an das Kranende gelegt, weil die ausstrahlende Hitze der an der Katze hängenden Gießpfanne das Haspeln neben derselben nicht gestattet.

Die Laufkatzen mit eingebautem Windwerk findet man in zwei Ausführungen:

mit reinem Stirnrädertriebwerk und
mit Schneckengetriebe,

d. h. Stirnräder- und Schneckenvorgelege gemischt!

a) Laufkrane mit Stirnradlaufwinde.

Die Laufkatzen dieser Gattung ergeben zwar einen günstigen Wirkungsgrad, beanspruchen aber mehr Raum als die Laufkatzen mit Schneckentriebwerk. Das Schweben der aufgewundenen Last wird durch Bremse und Sperrad erzielt.

Hubwerk.

Fast in allen Fällen wird in die Schlinge des Tragorganes eine lose Rolle eingeschaltet. Die Berechnung hat in derselben Weise zu geschehen wie bei den Winden. Als Anhaltswerte für den Haspelzug können die folgenden Angaben dienen. Diese Werte sind aber mit Rücksicht auf billige Konstruktion sehr hoch gewählt:

Bei	3000	bis	4 000 kg	Tragkraft	2	Arbeiter	mit	zus.	40÷	50 kg	Zug
„			5 000 „	„	2	„	„	„	70—	80 „	„
„			7 500 „	„	4	„	„	„	90—100	„	„
„	8000	„	10 000 „	„	4	„	„	„	100—110	„	„

Bei häufigem Heben der Maximallast sind kleinere Werte zu empfehlen (siehe Haspelräder).

Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades η des Triebwerkes ergibt sich das Übersetzungsverhältnis zu

$$i = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{QR}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

Die Bremsvorrichtung besteht zweckmäßig aus einer Sperradbremse, deren Hebel durch eine „Bremsleine“ von unten aus zu lüften ist, oder aus einer Sicherheitskurbel.

Um bei größeren Übersetzungen kleinere Lasten schneller heben zu können als große, bringt man Wechselräderpaare an. Andere Mittel zum schnelleren Heben kleiner Lasten sind die auslösbare lose Rolle von Gauhe, Gockel & Co. (S. 62) und die Triumphkurbel von Mohr & Federhaff (S. 89).

Triebwerk für das Fahren der Katze.

Die Bewegung der Laufkatze geschieht bei Kranen bis 500 kg Tragkraft durch schrägen Zug an der Lastkette. Bei größeren Lasten als 500 kg wird ein Haspelrad direkt auf die Laufradachse gesetzt und bei Lasten über 2000 kg ist ein Rädervorgelege einzuschalten.

Berechnung des Fahrwiderstandsmomentes M nach S. 225.

Die erforderliche Übersetzung wird dann

$$i = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{M}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

Der Haspelzug ist hierbei in Anbetracht der längeren Haspeldauer pro Arbeiter zu 20 bis 25 kg anzunehmen. Die Zahnradteilung ermittelt sich nach Annahme der Zähnezahlen aus der Gleichung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \ldots}{\psi \cdot z \cdot c}}.$$

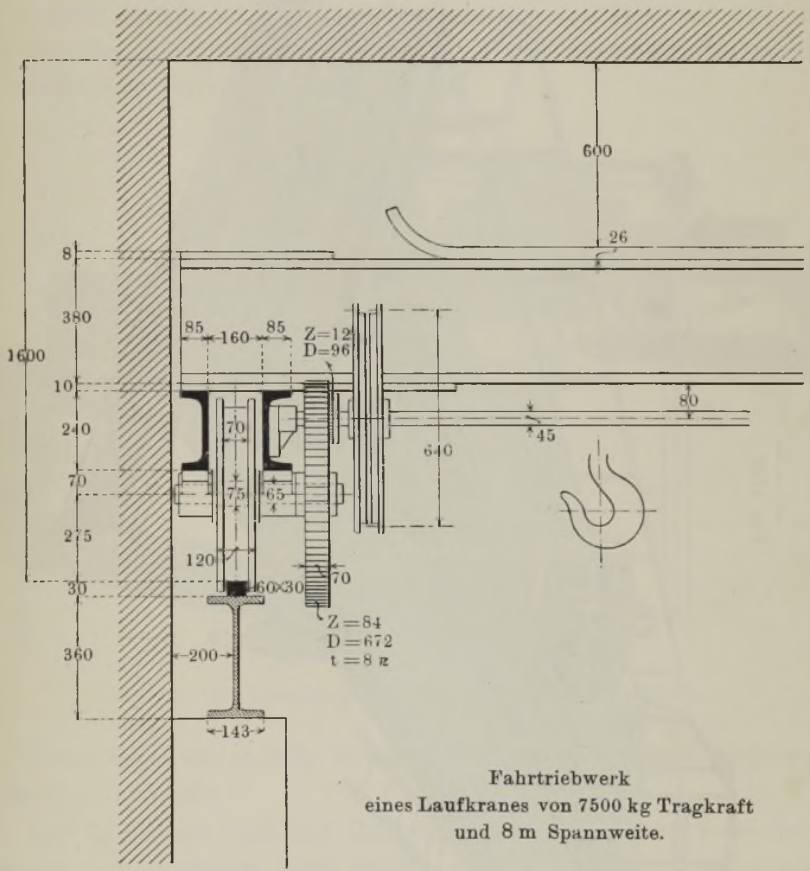
Triebwerk für den Kranwagen.

Durchmesser der Laufräder sind mit Rücksicht auf die spezifische Pressung nach S. 222 zu bestimmen.

Um ein gleichmäßiges Anfahren zu erzielen, müssen stets zwei Laufräder durch eine gemeinsame Hilfsvorgelegewelle angetrieben werden.

Berechnung des Fahrwiderstandsmomentes wieder nach S. 225.

Fig. 1129.



Fahrtriebwerk
eines Laufkranes von 7500 kg Tragkraft
und 8 m Spannweite.

Für einen Kran von 5000 kg Tragkraft und 2500 kg Eigengewicht ergibt sich bei einem Zapfendurchmesser von 80 mm für die Bewegung der Kranbühne eine Übersetzung wie folgt:

Überschlägig ist $M = 7500\ (0{,}08 + 0{,}1 \,.\, 4) = 3600$ kgcm + 80 Proz. Zuschlag für Ecken usw. = 6480 kgcm.

Mit 2×20 kg Haspelzug, 700 mm Haspelraddurchmesser und $\eta = 0{,}85$ wird die Übersetzung in den Zahnrädern

$$i = \frac{6480}{40 \,.\, 35 \,.\, 0{,}85} \sim 5{,}5.$$

Ausführungen.

Laufkrane mit Kurbelantrieb.

In Fig. 1130 ist ein von oben zu bedienender Laufkran mit Kurbelantrieb dargestellt. Dieser Typ findet in solchen Betrieben Anwendung,

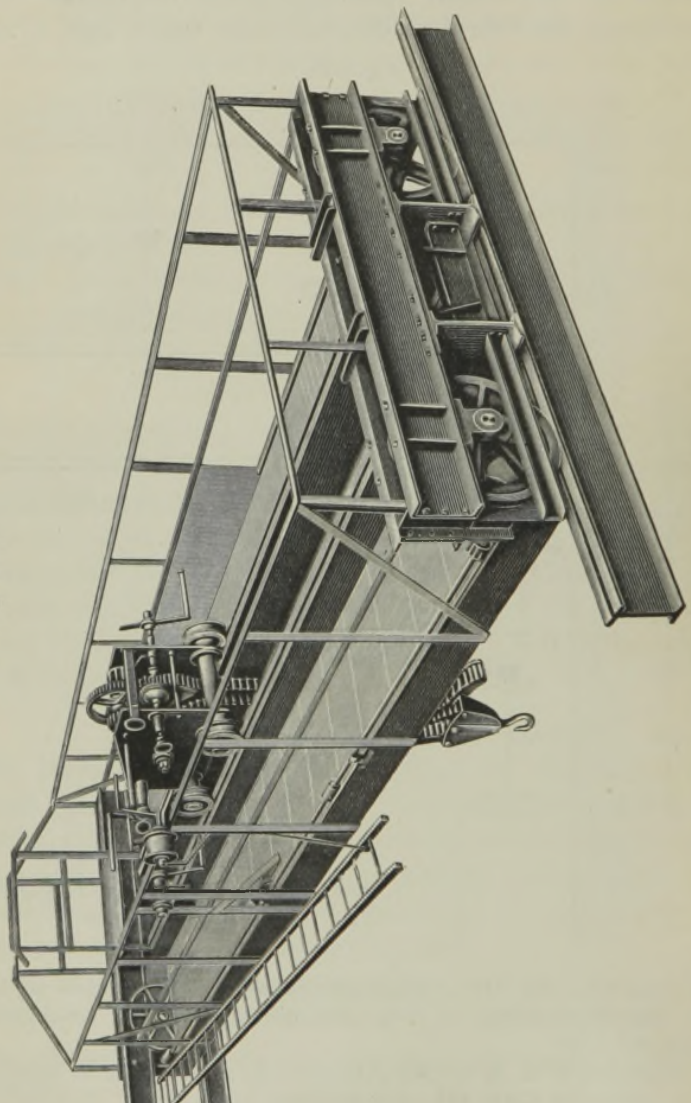


Fig. 1130. Laufkran mit Kurbelantrieb.

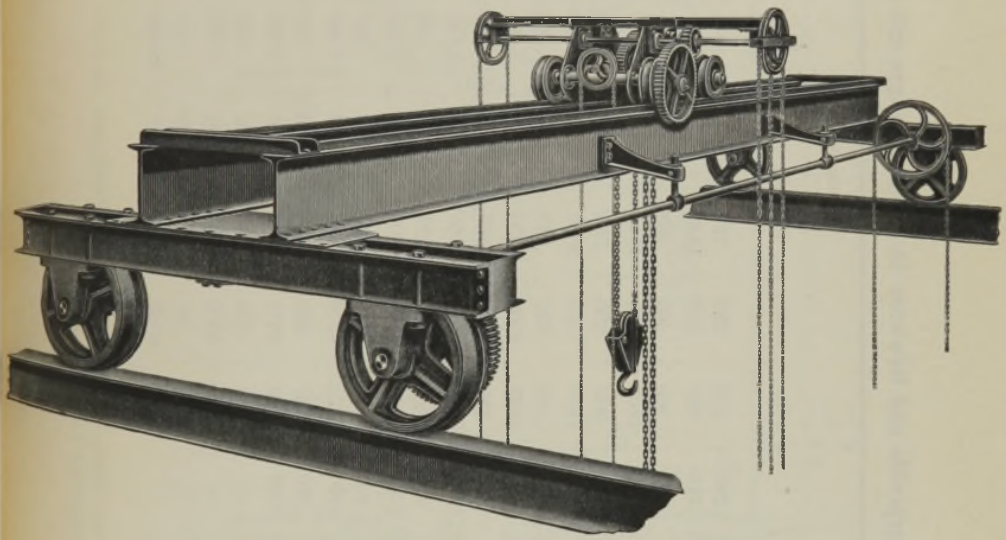
in denen der Kran ununterbrochen in Tätigkeit ist und der Kranführer daher den ganzen Tag auf dem Krane bleiben kann. Als Vorteil er-

reicht man das Wegfallen der herabhängenden Haspelketten. Als Nachteil ist hingegen die große erforderliche Konstruktionshöhe über den Laufschienen anzuführen (2,5 m). Ferner wird der Kranführer in Gießereien häufig durch die aufsteigenden Gase belästigt.

Laufkrane mit Stirnradlaufwinden für Haspelkettenantrieb.

Krane mit Haspelkettenantrieb nach Fig. 1131 gestatten dem Kranführer den Aufenthalt in unmittelbarer Nähe des Arbeitsstückes, so daß derselbe außer für die Bedienung des Kranes auch noch für andere Hilfeleistungen verfügbar wird.

Fig. 1131.



Laufkran mit Haspelkettenantrieb und Stirnräderlaufkatze.

Diese Konstruktion läßt sich ohne Schwierigkeit in sehr niedrigen Gebäuden anbringen.

Die Laufkatzen sind mit Gallscher Kette und loser Rolle ausgerüstet und empfangen ihren Antrieb durch Haspelketten von unten. Die kleineren Katzen laufen direkt auf den Fahrbahnträgern, während bei den größeren Katzen Flacheisenschienen vorgesehen sind.

Um die Last schwebend zu erhalten, ist eine Beckersche Sperrradbremse mit Innenverzahnung angebracht, deren Bremshebel durch eine Bremsleine von unten betätigt wird.

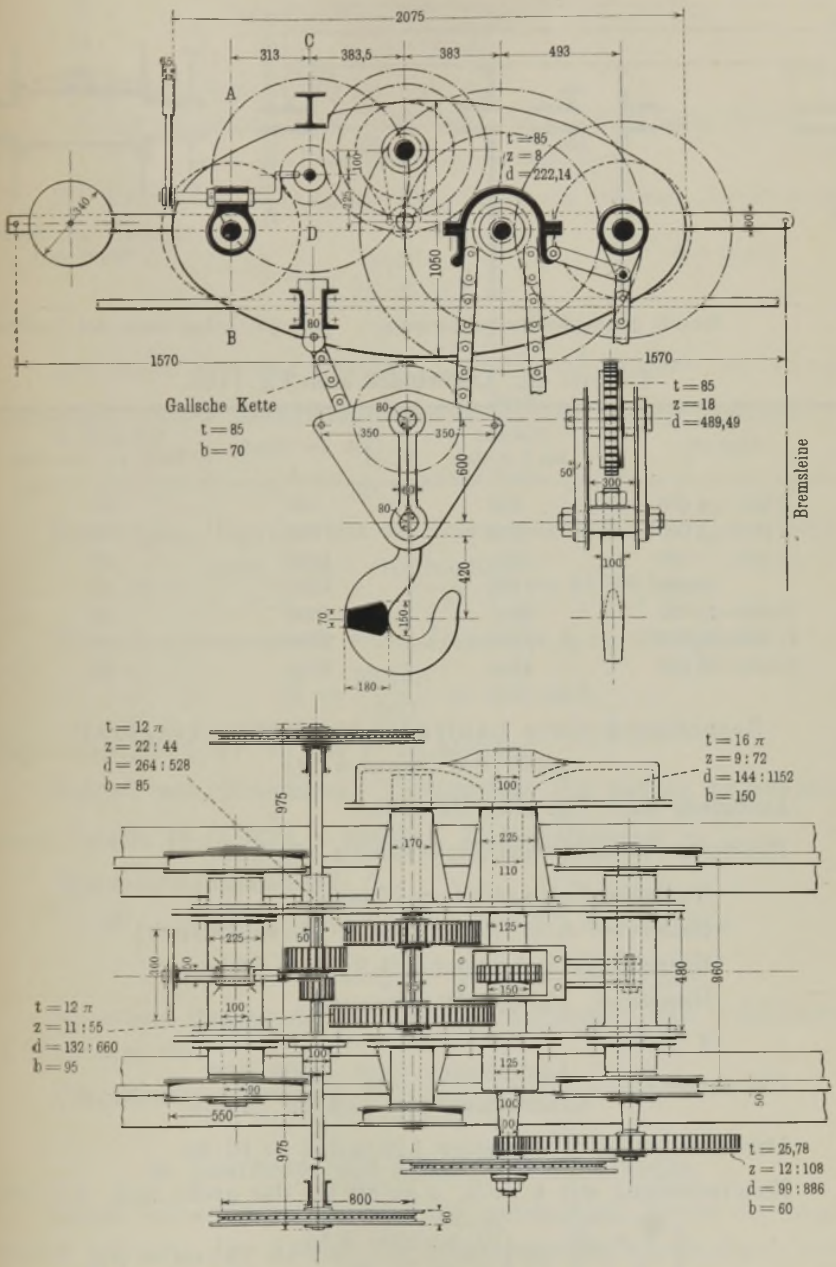
Die größeren Winden arbeiten mit doppeltem und auswechselbarem Vorgelege.

Tabelle 88. **Trägerprofile und Gewichte für Laufkranwagen mit Handbetrieb.**

Tragkraft		Spannweite in m											
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1 000	h =	180	190	200	210	220	240	—	—	—	—	—	—
	G =	560	640	745	845	950	1130	—	—	—	—	—	—
2 000	h =	210	220	240	260	260	280	—	—	—	—	—	—
	G =	790	915	1035	1260	1355	1510	—	—	—	—	—	—
3 000	h =	240	260	280	280	300	320	320	340	—	—	—	—
	G =	1035	1240	1440	1550	1770	2030	2185	2 490	—	—	—	—
4 000	h =	260	280	300	320	340	340	360	380	—	—	—	—
	G =	1320	1450	1680	1935	2200	2350	2710	3 065	—	—	—	—
5 000	h =	280	300	320	340	360	360	380	400	360 l	380 l	400 l	420 l
	G =	1550	1735	1985	2235	2540	2765	3130	3 540	4 570	5 070	5 620	6 180
7 500	h =	320	340	360	380	400	425	450	475	420 l	445 l	470 l	495 l
	G =	2210	2460	2780	3100	3460	4000	4530	5 090	5 750	6 400	7 270	8 050
10 000	h =	—	380	400	425	450	475	500	550	900	950	1 000	1 050
	G =	—	2910	3260	3670	4130	4690	5320	6 345	5 540	6 140	6 640	7 140
15 000	h =	—	—	475	500	500	550	550	850	900	950	1 000	1 050
	G =	—	—	4630	5150	5470	6390	6830	6 700	7 340	7 950	8 600	9 250
20 000	h =	—	—	—	550	700	750	800	850	900	950	1 000	1 050
	G =	—	—	—	6400	6500	7090	7600	8 220	8 820	9 350	10 060	10 900
25 000	h =	—	—	—	650	700	750	800	850	900	950	1 000	1 050
	G =	—	—	—	8210	8780	9370	9990	10 580	11 140	11 760	12 350	12 930

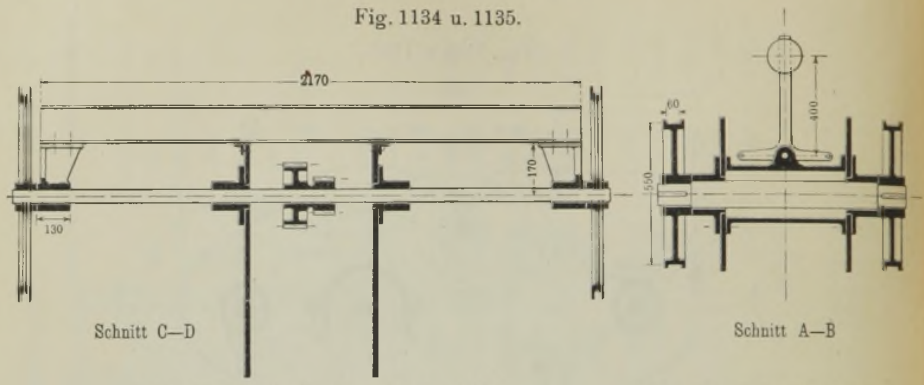
Es bedeutet hierin: h die Höhe der Längsträger, G das Gewicht der Kranbühne. Befindet sich hinter einer Trägerhöhe ein l, so sind auf die Flanschen des betreffenden Normalprofils Lamellen aufgenietet.

Fig. 1132 u. 1133.



Stirnradlaufwinde für 22 500 bis 25 000 kg Tragkraft.

Fig. 1134 u. 1135.



Schnitt durch die Haspelradwelle. Lagerung der Laufräder.

Tabelle 89. **Laufwinden** nach Fig. 1132.

Tragkraft	Gewicht bei 5 m Hub	Preis der Winde	Mehrpreis der Kette pro 1 m Hub
2 000— 3 000	600	550	28
4 000— 5 000	850	800	31
6 000— 7 500	1200	1150	40
10 000	1700	1600	48
12 500—15 000	2400	1800	62
17 500—20 000	3500	2200	71
22 500—25 000	4850	3700	78

Berechnung eines Laufrades für 5000 kg Tragkraft und 10 m Spannweite.

Laufwinde nach Fig. 1132 bis 1135.

Hubwerk: Gewählt wird nach Tabelle 10, S. 18.

Gallsche Kette mit $t = 50$ mm,
Kettenrad: $z = 7$; $t = 50$ mm; $D = 115{,}2$ mm;
Haspelkraft: 2 Arbeiter mit $2.35 = 70$ kg,
Haspelrad: 700 mm Durchmesser,
$\eta = 0{,}8$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{2500 \cdot 5{,}76}{2 \cdot 35 \cdot 35 \cdot 0{,}8} \sim 8.$$

Demnach genügt 1 Vorgelege 1 : 8 mit $z = 10 : 80$.

Zahnradteilung mit $\psi = 2$, $z = 80$ für das große Rad, $c = 28$,

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\psi \cdot z \cdot c}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot 2500 \cdot 5{,}76}{2 \cdot 80 \cdot 28}} = 2{,}67 \text{ cm} \sim 9\,\pi,$$

also $z = 10 : 80$; $t = 9\,\pi$; $D = 90 : 720$; $b = 55$ mm.

Fahrtriebwerk der Katze: Eigengewicht geschätzt zu 800 kg
Halbmesser der Laufradachse = 25 mm
Halbmesser des Laufrades = 140 mm
$f = 0{,}08$ cm, $\mu = 0{,}1$

Widerstandsmoment für das Fahren

$$M = (5000 + 800).(0{,}08 + 0{,}1 . 2{,}5) = 1914 \text{ kgcm}$$

mit 100 Proz. Zuschlag $\sim$ 3828 kgcm.

Mit 2 Arbeitern à 25 kg am Haspelrade von 500 mm Durchmesser wird die Übersetzung:

$$i = \frac{3828}{2 . 25 . 25 . 0{,}8} \sim 4,$$

$$z = 12:48; \quad t = 8\pi; \quad D = 96:384.$$

Spezifische Pressung zwischen Laufrad und Schiene bei 4,5 cm Radbreite, 300 mm Raddurchmesser und $\frac{5800}{4} = 1450$ kg Raddruck

$$k = \frac{1450}{30 . 4{,}5} \sim 10 \text{ kg}.$$

Kranwagen. Eigengewicht der Träger geschätzt zu 90 kg pro Meter

$$M_b = \frac{5800 . 1000}{2 . 4} + \frac{10 . 90 . 1000}{8} = 83\,700 \text{ kgcm}.$$

Widerstandsmoment für einen Träger bei $k_b = 600$ kg/qcm

$$W = \frac{83\,700}{600} = 1395 \text{ cm}^3;$$

dem entspricht I NP. 40 mit $W = 1459$ cm³.

Antrieb zum Kranwagen: Eigengewicht des ganzen Kranwagens nach Tabelle 88 (S. 678) $\sim$ 2800 kg, Zapfenhalbmesser $= \frac{6{,}5}{2}$ cm.

Fahrwiderstandsmoment

$$W = (5800 + 2800).\left(0{,}08 + 0{,}1 \cdot \frac{6{,}5}{2}\right) = 3483 \text{ kgcm}$$

+ 120 Proz. Zuschlag für Ecken $\sim$ 7663 kgcm.

Mit einem Haspelrade von 700 mm Durchmesser und 2 Arbeitern à 25 kg wird die

Übersetzung $= \frac{7663}{2 . 25 . 35 . 0{,}8} = 5{,}5 \sim 6.$

b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde.

Durch Schneckengetriebe wird die gedrängteste Bauart der Laufkatzen erreicht. Der Antrieb der Schraubenwinde erfolgt durch eine doppelgängige Schnecke von etwa 18 bis 22° Steigung, wodurch ein Nutzeffekt bis zu 70 Proz. erzielt wird. Zur Lasthemmung wird stets

eine Lastdruckbremse (siehe S. 131) verwendet, welche die Last in jeder Höhe frei schwebend erhält, und für das Niederlassen nur eine sehr geringe Zugkraft erfordert. Als Tragorgan für die Last wird entweder kalibrierte oder Gallsche Kette verwendet.

Bis zu 5000 kg Tragkraft wird für das Fahrtriebwerk das Haspelrad direkt[1]) auf die verlängerte Laufradachse gesetzt. Für größere Tragkräfte muß ein Zahnradvorgelege angebracht werden. Die Katze läuft entweder auf besonderen Laufschienen, die auf dem oberen Flansch der Träger befestigt werden, oder man läßt die Räder direkt auf den Trägern laufen. Im letzteren Falle müssen die Räder so gestaltet werden, daß sie die Träger nur im mittleren Teile ihrer Breite belasten.

Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft

von Gebr. Bolzani in Berlin.

Die Laufwinde arbeitet mit loser Rolle und kalibrierter Kette. Die Grenzlast Q_{max} möge selten vorkommen. Wir wählen mit Rücksicht auf möglichst billige Konstruktion und äußerste Materialausnutzung einen Kettendurchmesser von 14 mm, eine Kettennuß mit $z = 5$, $t \sim 32$ mm und $D = 108$ mm, und ein Haspelrad für 8 mm Zugkette mit $z = 22$, $t = 22{,}5$ mm, $D = 314$ mm Teilkreisdurchmesser.

Wird unter Annahme einer doppelgängigen Schnecke der Wirkungsgrad des Windwerkes zu $\eta = 0{,}6$ geschätzt und für die volle Last eine für derartige Windwerke übliche große Haspelkraft von $2 \cdot 35 = 70$ kg angenommen, dann ist die Übersetzung zwischen Last und Kraftmoment

$$i = \frac{2000 \cdot 5{,}4}{2 \cdot 35 \cdot 15{,}7 \cdot 0{,}6} \sim 16.$$

Zähnezahl des Schneckenrades $z = 32$.

Mit der äußersten Beanspruchung $c = 65$ kg/qcm für Stahlguß wird

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 2000 \cdot 5{,}4}{2 \cdot 32 \cdot 65}} \sim 25{,}36 \text{ cm},$$

und mit Rücksicht auf die Herstellung der Schnecke auf der Drehbank $t = 1'' = 25{,}4$ mm.

Durchmesser des Schneckenrades $D = \frac{32 \cdot 25{,}4}{\pi} = 259$ mm.

Zahnbreite $b = 2t = 50$ mm.

Der Teilkreisdurchmesser der doppelgängigen Schnecke ermittelt sich mit der Steigung $= 2'' = 50{,}8$ mm und einem Steigungswinkel von 19° aus der Gleichung $2r = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot tg \cdot \alpha} = \frac{2 \cdot 25{,}4}{\pi \cdot tg\, 19^0} = 47$ mm.

[1]) Hauptsächlich bei den auf den Markt gebrachten gedrängten Konstruktionen.

Fig. 1136.

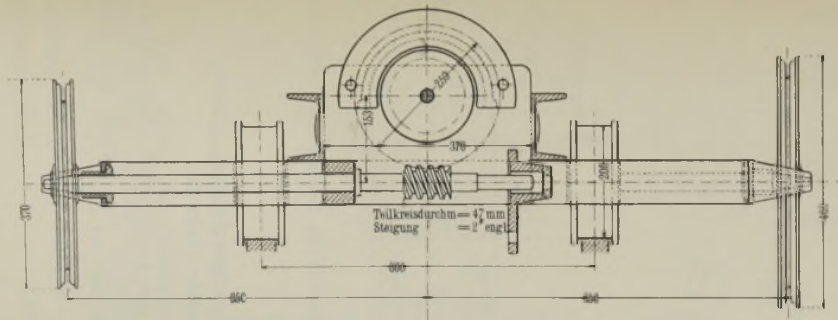


Fig. 1137.

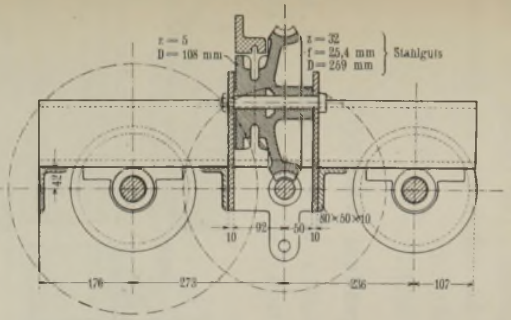


Fig. 1138.

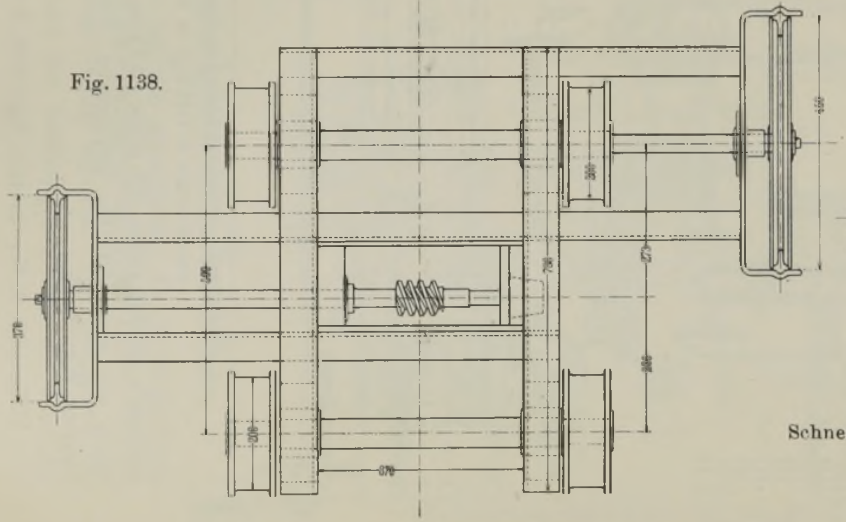
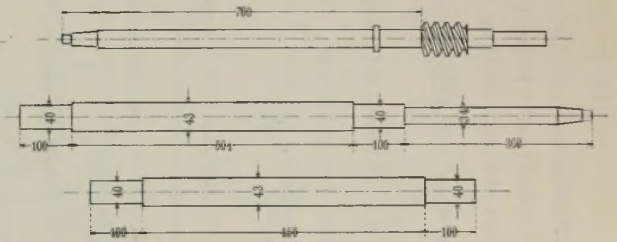


Fig. 1139 bis 1141.



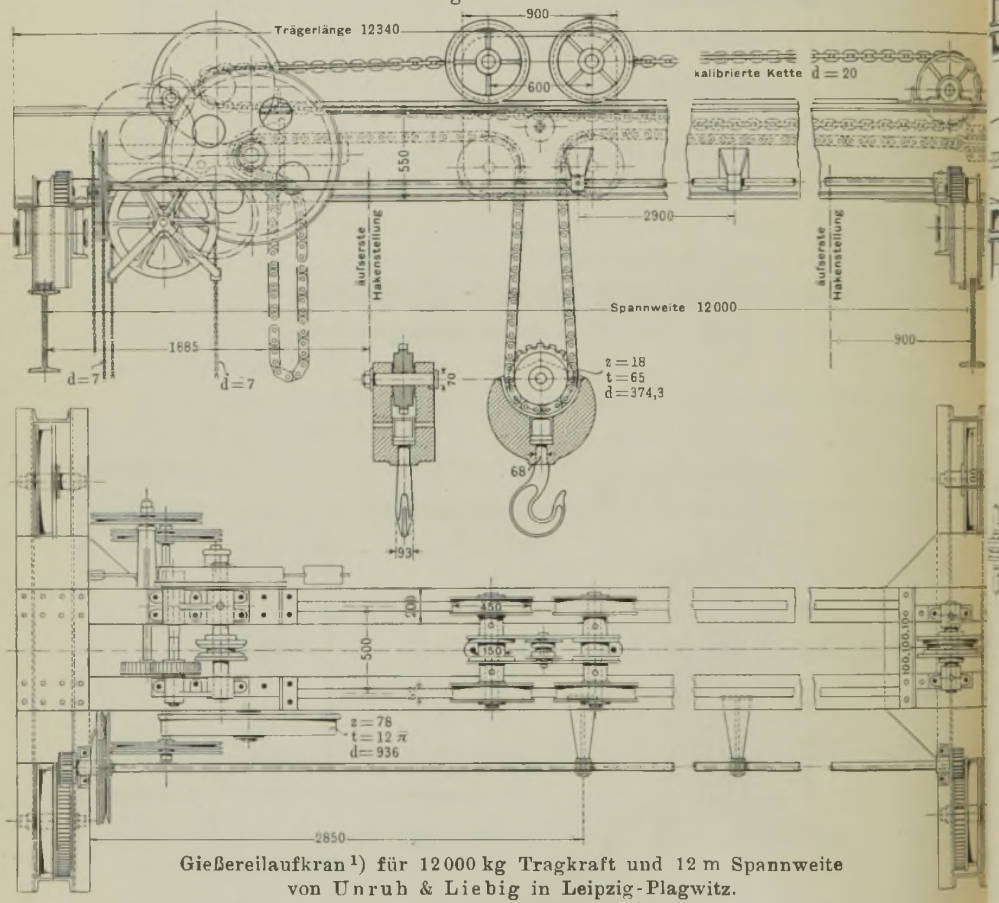
Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft.

Zur Lasthemmung ist die auf S. 134 unter Lastdruckbremsen beschriebene Maximbremse von Bolzani eingebaut. Der Druck, den diese Bremse in der Achsenrichtung der Schnecke empfängt, ist gleich der Umfangskraft des Schneckenrades $K = \frac{2000 \,.\, 5{,}4}{25{,}9 \,/\, 2} \sim 835$ kg.

c) Laufkrane mit seitlich liegendem Windwerk.

Wird das Herabhängen der Haspelketten mitten im Raume als störend empfunden, so wird die Konstruktion Fig. 1142 gewählt. Das

Fig. 1142 u. 1143.



Gießereilaufkran[1]) für 12000 kg Tragkraft und 12 m Spannweite von Unruh & Liebig in Leipzig-Plagwitz.

Hubwerk besitzt einen um etwa 10 Proz., die Lastverschiebevorrichtung einen um etwa 30 Proz. geringeren Nutzeffekt als Krane mit eingebautem Windwerk.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 386.

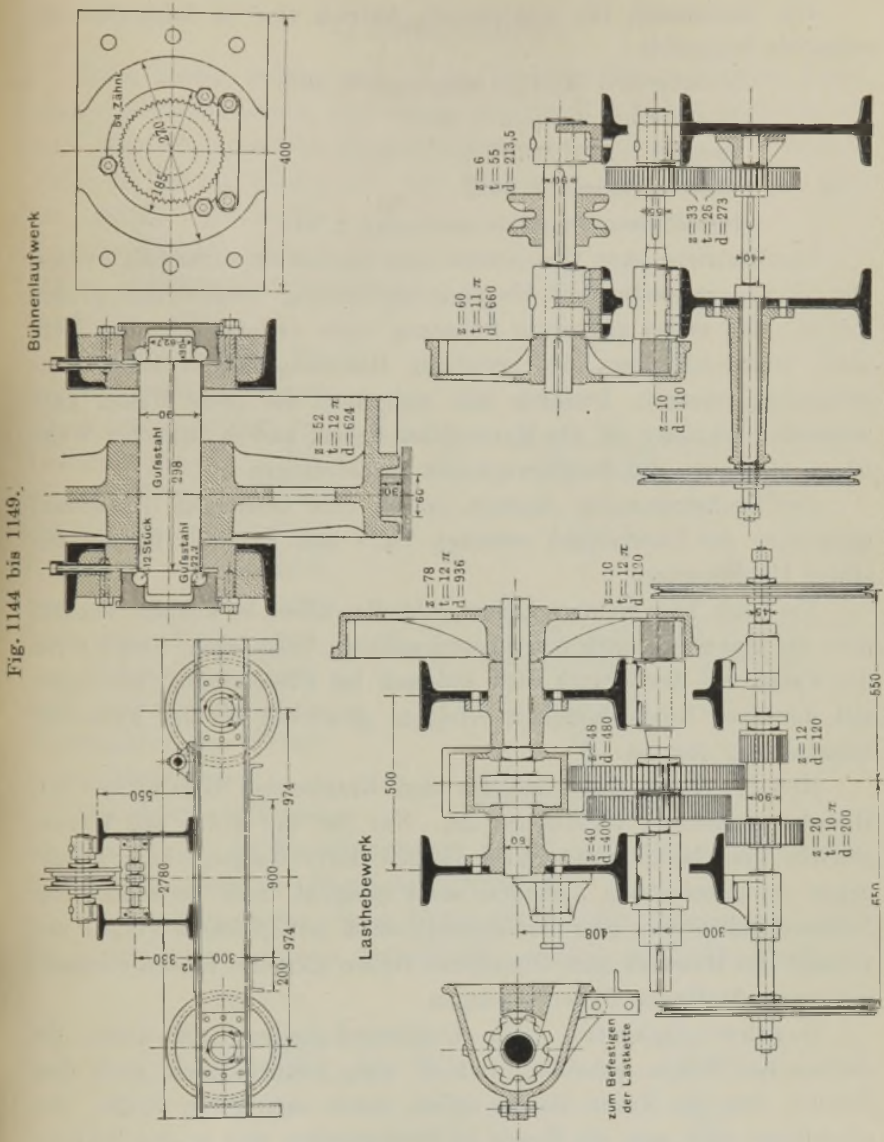


Fig. 1144 bis 1149.

3. Laufkrane mit elektrischem Antrieb.

Von allen Betriebsarten ist die elektrische die vorteilhafteste, sobald es sich um schnelle und häufige Bewegung großer Lasten handelt. Die Kraft läßt sich in bequemer Weise zuleiten. Die Bedienung und Wartung ist sehr einfach und die Leistungsfähigkeit ist eine unbegrenzt große.

Die Grundsätze für elektrischen Antrieb sind in folgenden Abschnitten behandelt:

Maschineller Antrieb allgemein S. 267.
Elektrischer Antrieb S. 306.
Bremsen S. 101, 270.
Steuerverfahren S. 362.
Installation, Apparateanordnung S. 379.

Zum Betriebe kann Gleichstrom oder Drehstrom verwendet werden. Der Gleichstrommotor mit Hauptstromwickelung besitzt den großen Vorzug, daß er bei geringerer Belastung ohne weiteres schneller läuft, seine Tourenzahl also, der jeweiligen Belastung entsprechend, stets selbsttätig einstellt. Dadurch läßt sich auch der leere Haken ganz wesentlich schneller als die Maximallast heben, und in ähnlicher Weise lassen sich auch die Fahrbewegungen beschleunigen.

Der Drehstrommotor dagegen ist an eine bestimmte Tourenzahl gebunden, der Unterschied zwischen Voll- und Leerlauf beträgt nur einige Umdrehungen.

Um auch hier kleinere Lasten schneller heben zu können, versieht man die Hubwerke auch mit auswechselbaren Vorgelegen. Das Fahren der Katze und des Kranes wird indessen bei Drehstrombetrieb immer mit derselben Geschwindigkeit erfolgen, gleichviel ob der Kran voll belastet oder leer ist.

Hieraus ergibt sich, daß für den Kranbetrieb Gleichstrom mit Hauptstrommotoren vorzuziehen ist. Nur für die Krane mit Wendegetriebe sind Hauptstrommotoren wegen ihrer Neigung zum Durchgehen im unbelasteten Zustande nicht geeignet; man verwendet hier Nebenschlußmotoren oder Drehstrommotoren mit gleichem Vorteil und versieht das Hubwerk zum schnelleren Heben kleinerer Lasten eventuell mit auswechselbaren Rädervorgelegen.

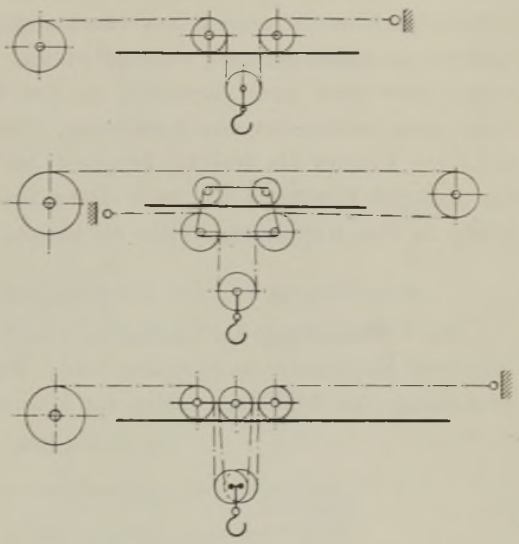
Geschwindigkeiten. Die Geschwindigkeiten, mit denen die elektrischen Krane arbeiten, richten sich hauptsächlich nach dem Zwecke, dem die Krane dienen sollen, sowie nach deren Größe. Am schnellsten wird man die Krane in Hüttenwerken und in den Verladestationen laufen lassen, mittlere Geschwindigkeiten genügen für Montageräume und verhältnismäßig langsam arbeiten dieselben in Gießereien. (Vgl. S. 269 und Tabelle 55, S. 269.)

Die Wahl der Geschwindigkeiten ist insofern von Einfluß auf den Kostenpreis eines Kranes, als sich danach die Größe des erforderlichen Motors richtet bzw. letzterer um so stärker werden muß, je schneller der Kran arbeitet.

a) Einmotorkrane.

Diese Krane, welche noch an die Wendegetriebe und deren Kupplungen gebunden waren, sind direkt aus den Transmissionskranen mit Seil- oder Wellenantrieb hervorgegangen, deren Umbau in einfacher Weise zu bewerkstelligen ist. Das Einmotorsystem kommt nur noch für selten gebrauchte Krane in Betracht, ist also nahezu bedeutungslos geworden.

Fig. 1150 bis 1152.



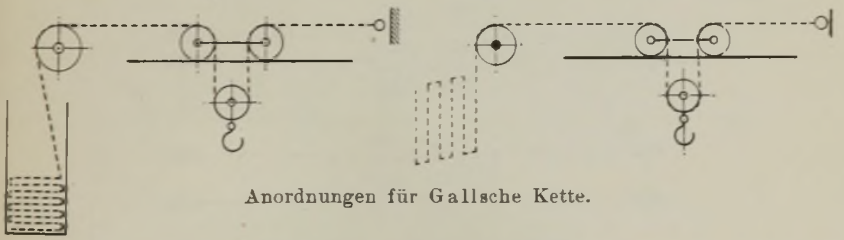
Anordnungen für Drahtseil.

Nachteil: Großer Arbeitsverbrauch beim Querfahren infolge der Zug- und Lastseilanordnung. Unwirtschaftliches Arbeiten des Motors, welcher, der Höchstlast entsprechend, reichlich bemessen sein muß, um Heben, Quer- und Längsfahren gleichzeitig ausführen zu können. Weiterlaufen des Motors in den Ruhepausen.

Die Geschwindigkeit ist meist durch die Erschütterungen des Krangerüstes und durch die stoßweise Wirkung der Kupplungen begrenzt.

Bei Laufkranen mit einem Motor für alle drei Bewegungen treibt der Elektromotor auf eine Antriebwelle, welche samt dem Motor bei

Fig. 1153. Fig. 1154.



Anordnungen für Gallsche Kette.

Stillstand des Kranes unter hoher Tourenzahl immer weiter läuft und natürlich auch elektrische Energie verbraucht. Von dieser Hauptwelle aus werden mittels dreier Wendegetriebe die Bewegungen für die Last, für die Katze und für den Kranwagen abgezweigt.

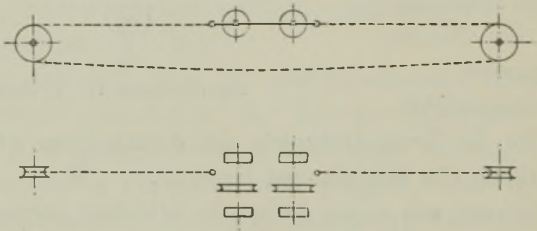
Als Tragorgan kommt Drahtseil, kalibrierte Kette und Gallsche Kette in Betracht. Das freie Kettenende der letzteren wird entweder in einem Kettenkasten oder durch Aufhängung in Schlingen untergebracht. Dem Herabgehen des leeren Hakens ist stets eine genügende Beachtung zu schenken. Erfüllt wird diese Bedingung durch Beschwerung der losen Rolle.

Wendegetriebe. Die Wendegetriebe für Hub-, Katzen- und Bühnenantriebwerk werden am zweckmäßigsten in einem gußeisernen Lagerbocke nebeneinander angeordnet und entweder längs der Hauptträger oder quer über dieselben an das Kranende gelegt. Bisweilen findet man auch senkrechte Anordnung. Tourenzahl der Wendegetriebewelle bei Kranen bis 3000 kg Tragkraft bis herab auf 60 n pro Minute, bei größeren Kranen nicht unter 180 n pro Minute, um die Umfangskräfte in den Kupplungen klein zu halten.

Anordnung für die Verschiebung der Laufkatze.

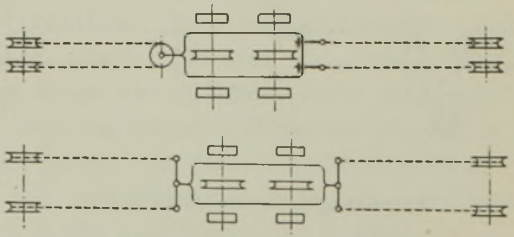
Die Verschiebung der Laufkatze erfolgt durch endlose Kette, deren verzahnte Kettenrolle angetrieben wird. Fig. 1155 zeigt eine einseitige Anordnung der Zugkette, welche für kleinere Lasten noch zulässig ist,

Fig. 1155 u. 1156.



Laufkatze mit einer Zugkette.

Fig. 1157 u. 1158.



Laufkatze mit zwei Zugketten.

im übrigen aber ein Ecken der Katze verursacht. Fig. 1157 zeigt die Anordnung mit zwei Zugketten, Ausgleichrolle und Spannschrauben. In Fig. 1158 ist die Ausgleichrolle durch Balanciers ersetzt.

Fig. 1159 u. 1160.

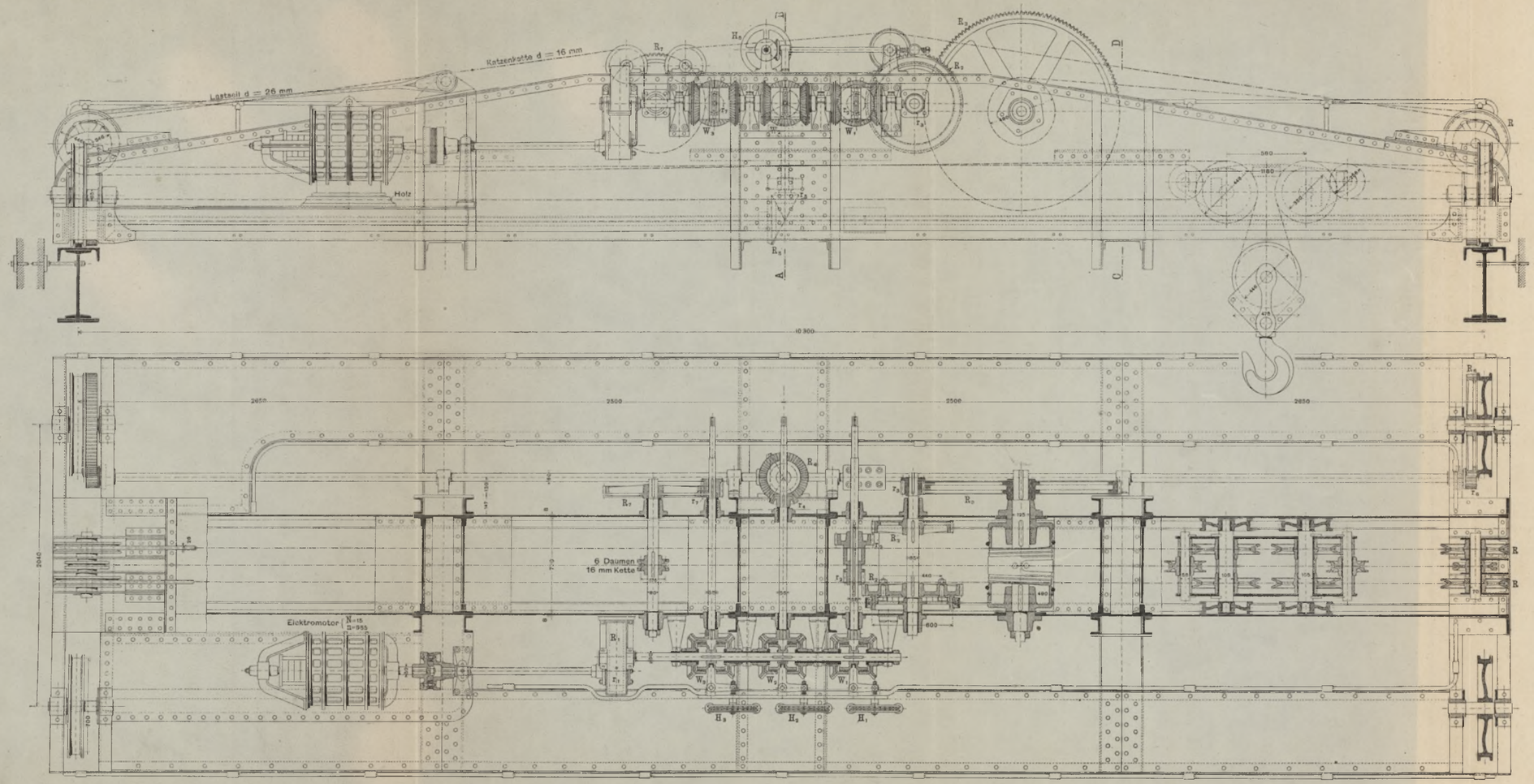
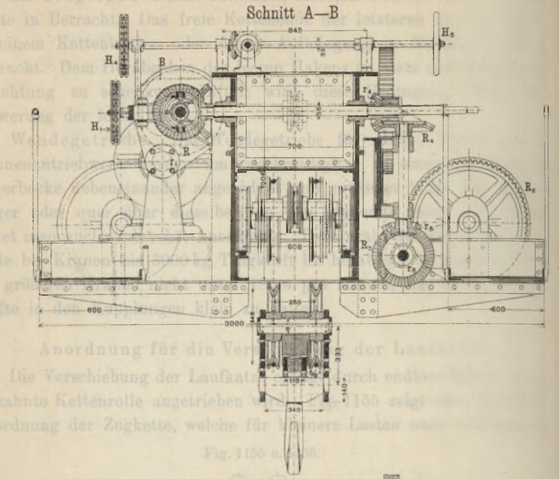
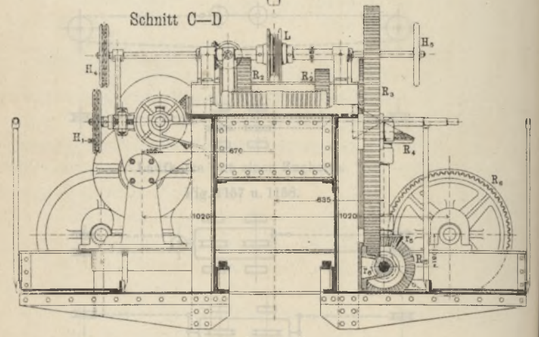


Fig. 1161 u. 1162.





Rädertabelle

Bezeichnung	Durchmesser		Zähnezahl		Teilung	Breite	Material
r_1 R_1	108	504	18	84	6π	100	Stahl/Gusseisen
r_4 R_2	140	720	14	72	10π	80	Gusseisen
r_5 R_3	280	560	28	56	10π	80	Gusseisen
r_3 R_4	144	1440	11	120	12π	95	Stahlguss
r_6 R_5	200	360	20	36	10π	60	Gusseisen
r_2 R_6	200	360	20	36	10π	60	Gusseisen
r_7 R_7	140	720	13	72	10π	80	Gusseisen
r_8 R_8	140	720	14	72	10π	80	Gusseisen

Elektrisch betriebener Einmotorlaufkran für 12 000 kg Nutzlast und 10,3 m Spannweite.

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Elektrisch betriebener Einmotorlaufkran [1]) für 12000 kg Nutzlast und 10,3 m Spannweite

von der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger.

(Fig. 1159 bis 1162.)

Zum Antriebe dient ein Drehstrommotor von 15 PS bei 955 Umdrehungen in der Minute, dessen Welle durch eine elastische Lederkupplung mit der Antriebwelle verbunden ist. Diese Antriebwelle, welche die Verlängerung der Motorwelle bildet, treibt mittels geschmiedetem Stahlritzel und Gußeisenrad (beide in einem geschlossenen Gehäuse in Öl laufend) die Wendegetriebewelle mit den Schubkeilwendegetrieben W_1, W_2 und W_3 für die Hub-, Kran- und Katzenbewegung.

W_1 treibt das Windwerk; durch das Wechselgetriebe $r_2 R_2$, $r_2' R_2'$ kann die Lastgeschwindigkeit geändert werden. Das Stahlgußräderpaar $r_3 R_3$ treibt die Lasttrommel an. Zum Abstützen und Senken der Last dient eine geräuschlose Sperradbremse besonderer Konstruktion. Die beiden Lastseile laufen über je eine lose Rolle nach der Trommel mit Rechts- und Linksgewinde. Aus den Figuren ist zu entnehmen, in welcher Weise unter Vermittelung der Wendegetriebe W_2 und W_3 der ganze Kran verschoben und die Katze verfahren wird. Die Katzenfahrkette greift nicht unmittelbar, sondern mittels loser Rollen an der Katze an. Der Kran wird vom Werkstättenflur mittels vier nahe beieinander liegender Handketten bedient, die über die Kettenräder H_1 bis H_4 gelegt sind. Gewöhnlich schließt sich die Galerie mit Riffelblechbelag unmittelbar an die Hauptträger an. In diesem Falle ist die Galerie für den Kranführer auf beiden Seiten von den Hauptträgern abgerückt, so daß der Führer freien Durchblick nach dem Haken hat.

Ist kein Strom vorhanden, so kann der Kran mittels Handkurbeln, welche auf die von den Wendegetrieben bewegten Wellen aufgesteckt werden, seinen Antrieb erhalten.

Hubgeschwindigkeiten:

$$v_1 = 955 \frac{18}{84} \cdot \frac{14}{72} \cdot \frac{11}{120} \cdot 0{,}49\,\pi \cdot \frac{1}{2} = 2{,}81 \text{ m/min},$$

$$v_2 = 955 \frac{18}{84} \cdot \frac{28}{58} \cdot \frac{11}{120} \cdot 0{,}49\,\pi \cdot \frac{1}{2} = 6{,}97 \text{ m/min}.$$

Krangeschwindigkeit:

$$v = 955 \frac{18}{84} \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{13}{72} \cdot 0{,}7\,\pi = 25{,}00 \text{ m/min}.$$

Katzengeschwindigkeit:

$$v = 955 \frac{18}{84} \cdot \frac{14}{74} \cdot 0{,}174\,\pi \cdot \frac{1}{2} = 10{,}88 \text{ m/min}.$$

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 821.

Entwurfsberechnung für einen Einmotorlaufkran von 15 t Tragkraft, 12 m Spannweite und 7 m Hub.

Verlangte Geschwindigkeiten:

Heben . . . . . 1,5 m/min.
Katzenfahren . . . . . 8 „
Kranfahren . . . . . 15 „

Zur Verfügung steht Gleichstrom mit 220 Volt Spannung.

Das gesamte Triebwerk mit quer zur Kranwagenachse liegender Wendegetriebewelle wird am linken Kranende untergebracht. Die Übertragung zum Hubwerk bzw. zur Katze wird durch Drahtseil und Kette vermittelt.

1. Berechnung der erforderlichen Pferdestärken.

a) Kranfahren. Es ist Nutzlast = 15000 kg, Eigengewicht = 12000 kg, Zapfenhalbmesser der Laufachsen = 5 cm, Laufradhalbmesser = 30 cm, $f = 0{,}08$ cm, $\mu = 0{,}1$, Zuschlag für Ecken 100 Proz.

Fahrwiderstandsmoment:

$$W = 2(15000 + 12000)\,(0{,}08 + 0{,}1 \cdot 5) = 31400 \text{ kgcm}.$$

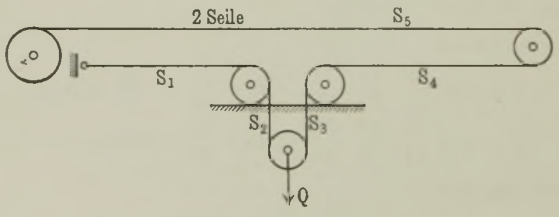
Umfangskraft am Laufrad: $U = \frac{31400}{30} = 1050$ kg.

Anzahl der PS mit $\eta = 0{,}7$: $N_1 = \frac{1050 \cdot 15}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}7} \sim 5$ PS.

b) Heben. Anwendung finden zwei Lastseile, jedes mit einem Ende fest, mit dem anderen Ende nach der Trommel mit Rechts- und Linksgewinde gehend.

Nach S. 571 wird $S_1 = 3750$ kg, $S_4 = 4150$ kg, $S_5 = 4300$ kg, für beide Seile demnach 8600 kg.

Fig. 1163.



Lastseilanordnung.

Bei 1,5 m Hubgeschwindigkeit pro Minute, also 3 m Seil- bzw. Umfangsgeschwindigkeit an der Trommel, wird mit $\eta = 0{,}75$ des Lastwindwerkes

$$N_2 = \frac{8600 \cdot 3}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}75} \sim 7{,}5 \text{ PS}.$$

c) Katzenfahren. Widerstand der Lastrollen: Nach S. 571 wird für ein Seil

$$W_1 = S_4 - S_1 = 4150 - 3750 = 400\,\text{kg}.$$

W_1 für beide Seile . . . . . $= 800\,\text{kg}$.

Widerstände der Laufräder und Achsen: Gesamter Zapfendruck

$$P = \frac{S_3}{0{,}7} + \frac{S_3}{0{,}7} = \frac{3865}{0{,}7} + \frac{4020}{0{,}7} = 11\,250\,\text{kg},$$

für beide Seile . . . . . $= 22\,500\,\text{kg}$.

Gesamter Raddruck = Nutzlast + Katzengewicht = 15 000 + 500 = 15 500 kg.

Mit 420 mm Laufraddurchmesser und 100 mm Zapfendurchmesser wird bei 150 Proz. Zuschlag

$$W_2 = 2{,}5\left(\frac{15\,500 \cdot 0{,}08 + 22\,500 \cdot 0{,}1 \cdot 5}{21}\right) = 1500\,\text{kg}.$$

Widerstand der Zugketten. Kettenstärke bei loser Rolle für $\frac{W_1 + W_2}{2}$ und $k_z = 400$ kg/qcm $d = 14$ mm, demnach Kettengewicht pro Meter = 4,4 kg. Bei zwei Durchsenkungen wird mit $x = 5$ m und $f = 0{,}2$ m

$$W_3 = 138\,\text{kg}.$$

Die für die Berechnung des Katzentriebwerkes und der Zugketten in Betracht kommende Gesamtkraft zur Verschiebung der Katze ist mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades der vier Zugkettenrollen

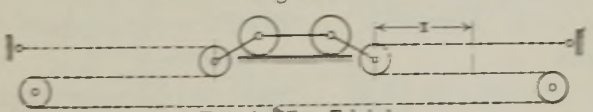
$$W = \frac{800 + 1500 + 138}{0{,}8} = 3000\,\text{kg}.$$

Demnach wird bei 8 m/min Fahrgeschwindigkeit und $\eta_{\text{Triebwerk}} = 0{,}85$

$$N_2 = \frac{3000 \cdot 8}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}85} \cong 6\,\text{PS}.$$

Größter Kraftverbrauch = 5 + 7,5 + 6 = 18,5 PS.

Fig. 1164.



1 Kette in Mitte Fahrbahn

Zugkettenanordnung.

Nach den Tabellen für Gleichstrom-Nebenschlußmotoren im Anhang steht die Wahl zwischen folgenden Motoren frei:

EGA 125 mit 17 PS und 600 Umdrehungen, Preis 1000 ℳ,
EGA 150 „ 16 PS „ 540 „ „ 1200 ℳ.

Wir berücksichtigen nun, daß die Maximallast nur selten vorkommt, daß das gleichzeitige Benutzen der drei Bewegungen nicht unbedingt erforderlich ist und entscheiden uns für Motor EGA 125.

Dazu ist ein einfacher Anlaßwiderstand erforderlich.

2. Berechnung der Übersetzungen und Zahnräder.

a) Vom Motor zur Wendegetriebewelle. Für die Wendegetriebewelle nehmen wir 180 Umdrehungen pro Minute an. Übersetzung $= \frac{600}{180} = 3{,}3$; ausgeführt als Stirnräderpaar, Rohhaut auf Gußeisen.

$z = 18:60$; mit $c = 10$ wird $t = 3{,}8\,\text{cm} \sim 13\,\pi$,

$d = 234:780\,\text{mm}$; $b = 120\,\text{mm}$ (berechnet mit $b = 2\,t$ nach S. 169).

Kegelräder der Wendegetriebe: Für die Teilungsberechnung wird die größte Arbeitsleistung beim Heben mit 7,5 PS zugrunde gelegt. Alle drei Räderpaare werden dann gleich stark ausgeführt. Es wird mit

$z = 30$, $c = 21$ und $b = 2t$; $t = 4{,}1\,\text{cm} \sim 13\,\pi$,

$d = 390\,\text{mm}$; $b = 80\,\text{mm}$.

Wendegetriebewelle $= 60\,\text{mm}$ Durchmesser.

b) Lastwindwerk: Drahtseildurchmesser 19 mm; Trommeldurchmesser 420 mm; Trommellänge bei 7 m Hub und loser Rolle, 22 mm Steigung und 11 Wickelungen pro Seil $l = 250\,\text{mm}$; bei 100 mm Zwischenraum für beide Seile $L = 600\,\text{mm}$. Bei 1,5 m Hubgeschwindigkeit und loser Rolle wird die Umdrehungszahl der Trommel pro Minute

$$n = \frac{2 \cdot 1{,}5}{0{,}42 \cdot \pi} = 2{,}7.$$

Übersetzung vom Wendegetriebe zur Trommel

$$\frac{180}{2{,}7} = 66 \begin{cases} 1:4 \text{ Zahnräder} \\ 1:16{,}5 \text{ Schneckengetriebe.} \end{cases}$$

Übersetzung 1 : 4; Stirnräder, Stahlguß.

$z = 12:48$; $c = 50$; $t = 16\,\pi$.

$d = 192:768\,\text{mm}$; $b = 100\,\text{mm}$.

1 : 16,5; doppelgängiges Schneckengetriebe.

Stahl und Phosphorbronze; $c = 40$.

$z = 33$; $t = 1^5/_8'' = 41{,}27\,\text{mm}$; $D = 433{,}4\,\text{mm}$.

Schnecke: $d = 103\,\text{mm}$; $\alpha = 14^0\,20'$.

c) Katzentriebwerk: Kettennuß für 14 mm Kette; $z = 10$; $t = 36\,\text{mm}$; $d = 230{,}5\,\text{mm}$. Bei 8 m Fahrgeschwindigkeit und 16 m Umfangsgeschwindigkeit wird

$$n = \frac{16}{0{,}23 \cdot \pi} = 22{,}5 \text{ pro Minute.}$$

Übersetzung vom Wendegetriebe zur Kettennuß

$$\frac{180}{22{,}5} = 8 \begin{cases} 1:4 \\ 1:2 \end{cases}.$$

Übersetzung 1:2; Moment $\sim$ 17 300 kgcm; Stahlguß.

$z = 22:44$; $t = 10\,\pi$; $d = 220:440$ mm; $b = 70$ mm.

Übersetzung 1:4; Moment $\sim$ 8700 kgcm; Gußeisen.

$z = 15:60$; $t = 9\,\pi$; $d = 135:540$; $b = 70$ mm.

d) Kranwagenantrieb: Laufraddurchmesser angenommen 600 mm; Fahrgeschwindigkeit = 15 m/min; Umdrehungszahl des Laufrades

$$n = \frac{15}{0{,}6\,\pi} = 8.$$

Übersetzung vom Wendegetriebe zum Laufrad

$$\frac{180}{8} = 22{,}5 \begin{cases} 1:2{,}5 \\ 1:3 \\ 1:3 \end{cases}.$$

Übersetzung 1:2,5 am Laufrad:

$n_{\text{Laufrad}} = 8$.

$n_{\text{2. Vorgelegewelle}} = 20$.

Stahlguß $c = 50$.

$z = 20:50$; $t = 12\,\pi$.

$d = 240:600$; $b = 80$ mm.

Übersetzung 1:3 am Zwischenvorgelege:

$n_{\text{2. Vorgelegewelle}} = 20$.

$n_{\text{1. Vorgelegewelle}} = 60$.

Gußeisen $c = 24$.

$z = 18:54$; $t = 12\,\pi$.

$d = 216:648$; $b = 80$ mm.

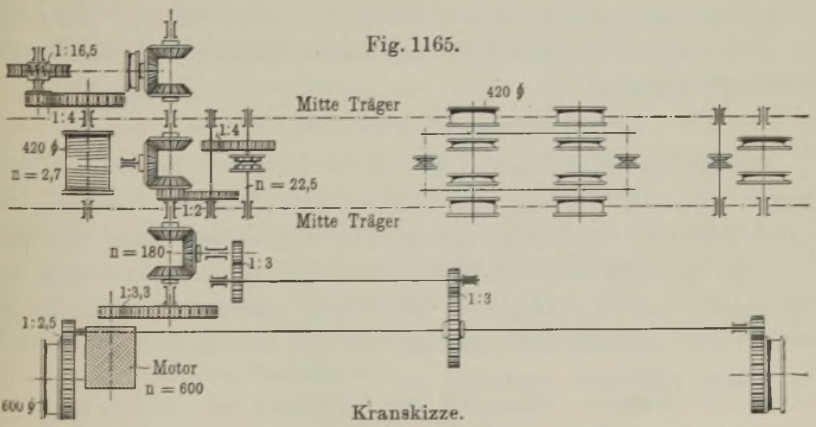


Fig. 1165.

Kranskizze.

Übersetzung 1:3 am Wendegetriebe $\begin{cases} n_{\text{1. Vorgelegewelle}} = 60, \\ n_{\text{Wendegetriebewelle}} = 180. \end{cases}$

Gußeisen $c = 20$. $z = 16:48$; $t = 10\,\pi$; $d = 160:480$; $b = 65$ mm.

b) Dreimotorenkrane.

Für jede Kranbewegung ist ein besonderer Motor vorhanden.

Beschreibung neuzeitlicher, elektrisch betriebener Normallaufkrane.

Für den Gesamtaufbau eines Kranes sind folgende Gesichtspunkte maßgebend: zweckmäßige Anordnung entsprechend den jeweiligen Betriebsbedingungen, größte Betriebssicherheit durch Verwendung von bestem Material und solider Ausführung in allen Teilen, freier Überblick des Führers über die Last in jeder Stellung und über das gesamte Arbeitsfeld des Kranes, handliche und übersichtliche Anordnung der Steuerapparate, bequeme Zugänglichkeit aller Triebwerke, leichte Auswechselbarkeit der dem Verschleiß unterworfenen Teile, zweckmäßige Schmiervorrichtungen, leichte Montage an Ort und Stelle und gefällige Form bei gedrängter Bauart.

1. Kranträger.

Die Hauptträger der Kranbühne werden für kleinere Tragkraft und kleinere Spannweite aus gewalzten I-Eisen, für größere Tragkräfte und Spannweiten als Parallel- oder Parabelträger in Blech- oder Fachwerkkonstruktion ausgebildet. Zur Verhütung seitlicher Schwankungen beim Anfahren und Stillsetzen werden zu beiden Seiten Nebenträger angeordnet, welche den Hauptträger in allen Ebenen gegen die auftretenden Horizontalkräfte wirksam versteifen. Diese Nebenträger sind mit gelochten Blechen (Lichtdurchlaß) oder Brettern abgedeckt und mit Geländer versehen, und dienen so gleichzeitig zum Begehen des Kranes und zur Schmierung des Triebwerkes. Die Träger stützen sich auf jeder Seite auf einen Querträger, in welchem die Laufräder des Kranes gelagert sind.

2. Kranfahrwerk.

Der Kranfahrmotor ist in der Mitte einer der Laufbühnen aufgestellt. Die Übertragung der Drehbewegung erfolgt von hier aus mittels gefräster Stirnrädervorgelege oder Schneckengetriebe und einer längs des ganzen Kranes verlegten Transmissionswelle gleichzeitig und gleichmäßig auf die sorgfältig auf genau gleiche Durchmesser gedrehten bzw. geschliffenen Laufräder, so daß ein Ecken und Klemmen des Kranes möglichst vermieden ist.

3. Laufkatze.

Auf dieser sind die Motoren und Triebwerksteile des Hubwerkes, Hilfshubwerkes und des Fahrwerkes untergebracht. Sämtliche Teile

sind auf einem genieteten Walzeisenrahmen oder einer Blechkonstruktion montiert, in welcher auch die doppelflanschigen Stahlgußlaufräder gelagert sind.

Bei den Konstruktionen ist darauf zu achten[1]), daß keine Verschwendung oder falsche Anwendung des Materials auftritt, nicht nur mit Rücksicht auf die Kosten des zu schweren Teiles, sondern auch mit Rücksicht darauf, daß das Gewicht des Kranträgers und der Kranfahrbahn unnötig vergrößert wird. Z. B. sind schwere gußeiserne Windenrahmen und auch gußeiserne Untersätze für die Motore infolge des höheren Preises für Gußeisen, selbst unter Berücksichtigung der Mehrarbeit, die der schmiedeeiserne Rahmen erfordert, teurer.

Von der Motorwelle sind axiale Drücke fernzuhalten und dürfen z. B. die auf der Motorwelle sitzenden Ritzel nicht mit Schrägzähnen versehen werden.

a) Hubwerk. Als Tragorgan wird fast durchweg Drahtseil gewählt, dessen beide Enden auf zwei (getrennte) Trommelhälften mit Rechts- und Linksgewinde wickeln, um ein Wandern der Last beim Heben zu vermeiden. Mit Rücksicht auf eine lange Lebensdauer des Seiles sind Trommeln und Rollen mit großem Durchmesser zu versehen und so anzuordnen, daß die Biegung des Seiles nur nach einer Seite erfolgt (vgl. S. 1 und 246).

Die Kraftübertragung erfolgt vom Motor aus auf die Seiltrommel entweder mittels zwei- oder dreigängiger Schneckengetriebe (Schnecke aus gehärtetem Stahl, nach der Härtung genau auf Teilung geschliffen, Schneckenrad aus Phosphorbronze, Kugellagerung, Ölbad) und eventuell gefräster Stirnräder, oder nur mittels gefräster Stirnräder (Motorritzel aus vollem geschmiedeten Stahl, große Räder aus Stahlguß).

Bezüglich der Verwendung der einen oder anderen Antriebsart sind die Ansichten der führenden Kranfirmen geteilt. Während von einer Seite die beiden Ausführungsarten bezüglich Abnutzung und Wirkungsgrad als vollkommen gleichwertig bezeichnet, wird von der anderen Seite angegeben, daß trotz der Vorteile der Schneckengetriebe (gedrängte Anordnung) Stirnradvorgelege bezüglich des Wirkungsgrades immer noch den Schneckengetrieben überlegen sind, zumal geringe Ungenauigkeiten in der Herstellung oder dem Einbau den Wirkungsgrad sehr ungünstig beeinflussen.

Die Achsen der Laufräder und Trommeln sind frei von Torsion zu halten, so daß sie nur nach einer Seite auf Biegung beansprucht

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1343.

werden. Die Achsen werden also durch Haltebleche festgelegt. Dadurch erreicht man schwächere Wellendurchmesser, kleineres Gewicht und geringere Reibung.

b) Hilfshubwerk. Die Ausführung ist genau die gleiche wie die des Haupthubwerkes. Es gilt deshalb hierfür das unter a) Gesagte. Hilfswindwerke kommen bei schweren Kranen dann zur Anwendung, wenn trotz der Eigenschaft des Hauptstrommotors, bei kleinerer Last größere Geschwindigkeit anzunehmen, die für kleine Lasten erforderliche Geschwindigkeit nicht erreicht wird. Man setzt die Hilfswinde entweder auf die Hauptkatze oder auf eine besondere Katze und vermeidet durch diese Anordnung auswechselbare Vorgelege für mehrere Laststufen, deren Umschalten unbequem empfunden wird.

c) Fahrwerk. Die Übertragung der Drehbewegung erfolgt vom Motor aus auf die Laufräder mittels gefräster Stirnrädervorgelege bzw. Schneckengetriebe.

4. Bremsen und Bewegungsregelung.

Die Haupt- und Hilfshubwerke erhalten je eine elektromagnetisch gelüftete Band- oder Backenbremse, welche die Last bei beabsichtigter oder unbeabsichtigter Stromunterbrechung in jeder Höhenlage festhält (Haltebremse).

Für die Senkbremse kommt in Betracht die Kurzschlußbremsung bei Gleichstrom, die Generatorbremsung bei Drehstrom, eine Lastdruckbremse oder die Hauptstrom-Magnetbremse. Kurzschluß- und Generatorbremsung werden am meisten angewendet. Bei ersterer ist eine Zentrifugalklingel empfehlenswert.

Gleichstrom-Hauptstrommotoren haben die Eigenschaft, daß sich die Drehzahl, also auch die Arbeitsgeschwindigkeiten bei kleineren Lasten und leerem Haken wesentlich und zwar selbsttätig erhöhen. Kleinere Lasten und der leere Haken werden etwa zweimal so schnell gehoben als die Vollast. Dasselbe gilt in beschränkterer Weise auch für das Fahrwerk. Drehstrommotoren erhöhen ihre Tourenzahl bei geringer Belastung nur ganz unbedeutend.

Eine der Last entsprechende feinstufige Regelung des Stromes wird bei beiden Stromarten durch eine große, mit der Motor- bzw. Kontrollergröße wachsende Zahl von Widerständen erzielt.

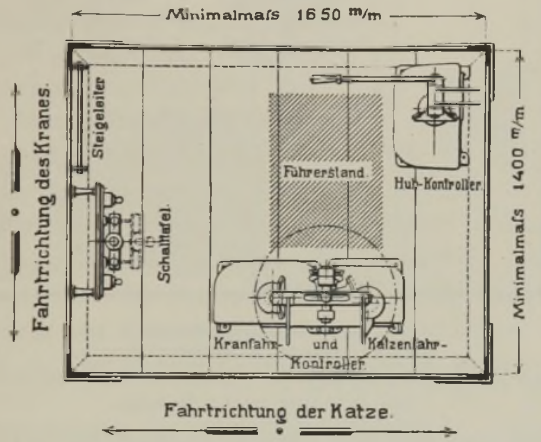
Gleichstromkontroller werden zwecks Erzielung genauer Senkregulierung mit Senkbremsschaltung versehen, derart, daß der Motor beim Senken als Dynamo arbeitet; für Drehstrom wird Schaltung mit voller Umkehrung vorgesehen.

Das Fahrwerk erhält bei Fahrgeschwindigkeiten von 60 m/min aufwärts eine vom Führer zu betätigende Bremse, eventuell bei Gleichstrom Kontroller mit Nachlaufbremsstellungen.

5. Führerkorb und Steuerung.

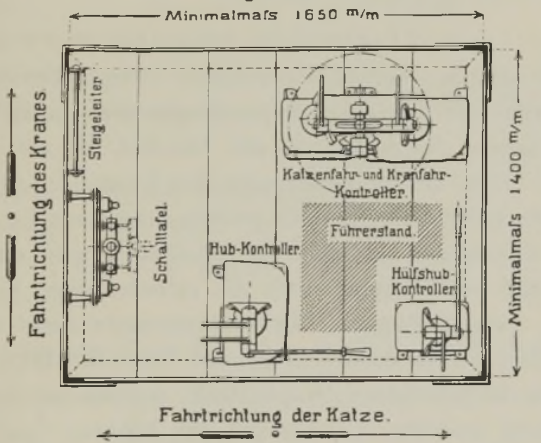
Derselbe wird seitlich fest am Träger unterhalb einer der Laufbühnen angeordnet und ist von dieser aus durch eine Leiter zugäng-

Fig. 1166.



Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines normalen Dreimotoren-Laufkranes.

Fig. 1167.



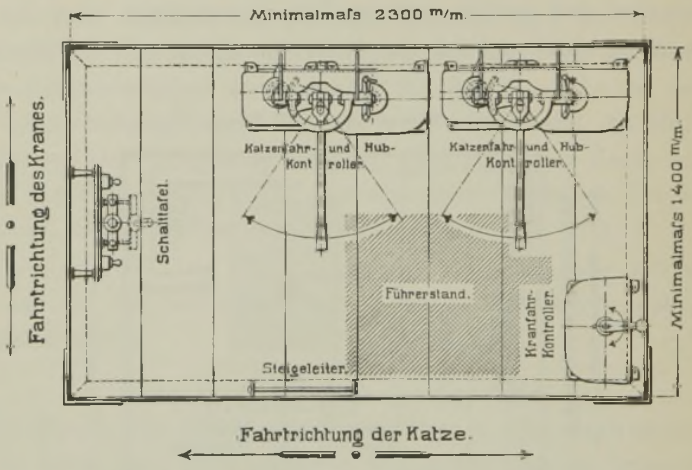
Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines Laufkranes mit Hilfshebevorrichtung.

lich. Läuft der Kran im Freien, so wird der Führerkorb wetterfest mit Holz verkleidet und mit Fenstern ausgestattet. Im Führerhaus

sind alle erforderlichen Apparate samt der Schalttafel untergebracht. Die Steuerung erfolgt dann durch Handräder oder Hebel.

Bei Kranen ohne Führerkorb erfolgt die Steuerung durch die auf einer Kranlaufbühne nebeneinander liegenden Steuerschalter mittels

Fig. 1168.



Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines Laufkranes mit 2 Katzen und 5 Motoren.

Handzugketten vom Flur aus. Hierbei erhalten die Steuerschalter eine Vorrichtung, welche die Steuerwalze beim Loslassen der Handketten wieder selbsttätig in die Nullage zurückführt.

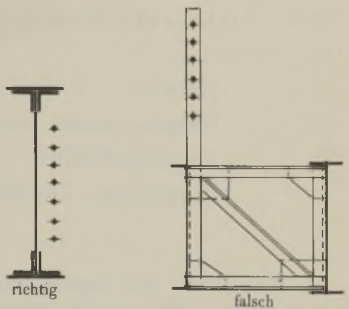
6. Elektrische Ausrüstung.

Dieselbe muß den Verbandsvorschriften entsprechen und umfaßt die Elektromotoren mit den zugehörigen Steuerwalzen und Widerständen, die Bremsmagnete, die Schalttafel mit Zubehör, die auf den Kran verlegten Kabel, sowie die Schleifleitungen der Katze. Ob die Widerstände angebaut oder getrennt aufgestellt werden, hängt von den Platzverhältnissen im Führerstand ab. Auf der Schalttafel sind ein Haupthebelausschalter mit Schutzkappe, sowie die erforderlichen Sicherungen für jeden Motor unterzubringen. Die Hauptstromabnehmer erhalten meist Rollenkontakte, die Katzenstromabnehmer Schleifkontakte. Die Schleifleitungen aus hartgezogenem Kupferdraht werden bei Spannungen bis 125 Volt durch isolierte Spannhaken, bei höheren Spannungen durch isolierte Spannhaken und Wirbelisolatoren gehalten.

Die Verlegung der Kabel geschieht auf Holzbrettern. Die am Kranträger verlegten Leitungen sind mit den entsprechenden Leitungen im Führerkorb durch ein besonderes Klemmenbrett verbunden.

Die Schleifleitungen auf dem Krane werden am zweckmäßigsten zwischen den Trägern in der Nähe der neutralen Achse angeordnet, weil sie hier geschützt liegen und gut überwacht werden können. Das Anbringen der Drähte oberhalb der Träger ist nicht gut, weil die Endstützen die Vibrationen der Träger mitmachen (vgl. Fig. 1169 und 1170).

Fig. 1169. Fig. 1170.



Lage der Schleifleitungen.

Sicherheitsapparate, wie: Endausschalter für die Begrenzung der einzelnen Bewegungen, Signalglocken oder Lichtsignale beim Überschreiten der höchstzulässigen Motordrehzahl, Maximalstromausschalter und dergleichen, welche bei aufmerksamer Bedienung nicht erforderlich sind, werden nur in besonderen Fällen vorgesehen.

Hubbegrenzungsschalter werden normalerweise so ausgeführt, daß das Wiedereinschalten des Stromes für das Senken nicht automatisch geschieht, sondern erst dann möglich ist, wenn der Führer den Schalter auf der Katze von der Kranlaufbühne aus wieder eingelegt hat.

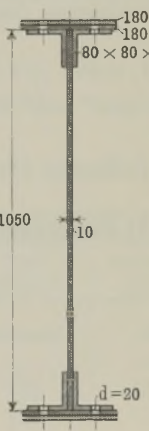
Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite.

Verlangte Geschwindigkeiten:

Heben . . . . . 2,5 m/min,
Katzenfahren . . . . . 10 „
Kranfahren . . . . . 20 „

Zur Verfügung steht Gleichstrom mit 220 Volt Spannung.

Fig. 1171.



1. Berechnung des Kranwagens.

a) Hauptträger. Mit Hilfe der Tabellen auf S. 647 wird Profil Fig. 1171 gewählt. Es ist dann das Trägheitsmoment

für die Gurtplatten $J_1 = 2\left(\frac{18 \cdot 2^3}{12} + 18 \cdot 2 \cdot 53{,}5^2\right) = 205\,688\ \text{cm}^4$

für die Winkeleisen $J_2 = 4\,(87{,}5 + 15{,}1 \cdot 50{,}2^2) = 151\,550$ „

für das Stehblech $J_3 = \frac{1 \cdot 105^3}{12} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 96\,469$ „

$453\,707\ \text{cm}^4$

ab für Nietlöcher $4\left(\frac{2 \cdot 3^3}{12} + 6 \cdot 53^2\right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 67\,416$ „

$386\,291\ \text{cm}^4$

$$W = \frac{386\,291}{54{,}5} = 7088\ \text{cm}^3.$$

Gewicht des Trägers pro Meter etwa 185 kg, also Gewicht beider Träger $2.(185.15) \cong 5500$ kg. Der Raddruck ergibt sich aus folgenden Gewichten:

Nutzlast	20 000 kg
Katzengewicht mit Flasche	4 000 „
Trägergewicht	5 500 „
Kopfträger, Versteifung usw.	3 000 „
	32 500 kg

Raddruck der beweglichen Last $\frac{20\,000 + 4000}{4} = 6000$ kg

Gesamtraddruck . . . . . $\frac{32\,500}{4} = 8125$ kg.

Bei einem Radstande von 2000 mm wird nach S. 636 mit $W_1 = 5600$ kg

$$M_{max} \cong 5600\left(\frac{1500}{2} - \frac{200}{4}\right) + \frac{5500 \cdot 1500}{2.8} = 4\,435\,625\ \text{kgcm},$$

demnach $$\sigma_b = \frac{4\,435\,625}{7088} = 626\ \text{kg/qcm}.$$

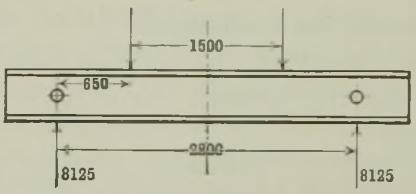
Durchbiegung nach S. 637

$$\delta = \left[\frac{\frac{24\,000}{2} + \frac{5}{8}\cdot\frac{5500}{2}}{2\,000\,000 \cdot 386\,291}\right]\frac{1500^3}{48} = 1{,}3\ \text{cm}.$$

Zulässige Durchbiegung $\frac{1500}{600} = 2{,}5$ cm.

b) Kopfträger. Der Radstand wird mit $^1/_5$ Spannweite etwa 2800 mm.

Fig. 1172.



$8125.65 = W.600$; $W = 880\ \text{cm}^3$. Gewählt I NP. 45.

c) Laufräder des Kranwagens. Gewählt wird Raddurchmesser $D = 800$ mm, und Hartguß auf Stahlschiene 60×40. Dann ist nach $Q = k\,b\,D$

$$k = \frac{8125}{80.6} = 17.$$

d) Antrieb des Kranwagens. Mit 32 500 kg Gesamtgewicht, 6 cm Laufradzapfenhalbmesser, 80 cm Laufraddurchmesser, $\mu = 0{,}1$, $f = 0{,}08$ cm und 80 Proz. Zuschlag wird das Moment der Reibungswiderstände

$$M_R = 32\,500\ (0{,}08 + 0{,}1 \,.\, 6) \,.\, 1{,}8 = 39\,800 \text{ kgcm}$$

und die $$\text{Zugkraft} = \frac{39\,800}{40} = 995 \text{ kg}.$$

Erforderliche Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0{,}75$ (geschätzt) und $v = 20 \text{ m/min} = 0{,}333 \text{ m/sec}$

$$N = \frac{P \,.\, v}{75 \,.\, \eta} = \frac{995 \,.\, 0{,}333}{75 \,.\, 0{,}75} = 5{,}9 \text{ PS}.$$

Nach der Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft kommen folgende Gleichstrom-Hauptstrommotoren in Betracht:

Typ	Kranleistung	Drehzahl	Preis
a) KR 5,8	6,9 PS	975	390 ℳ
b) WD 5,2	5,9 PS	440	800 ℳ

a) Billig, aber große Übersetzung erforderlich, b) teuer aber kleine Übersetzung. Wir entscheiden uns für a), weil billigere Ausführung trotz des Mehrvorgeleges möglich.

Belastet ist der Motor in der Beharrung mit 5,9 PS, daher Drehzahl nicht 975 wie bei 6,9 PS, sondern 1063, die wir der Tabelle 90 entnehmen.

Tabelle 90. **Motor KR 5,8.**

Normales Drehmoment Proz.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Drehzahl	Wirkungsgrad	Belastungsdauer Minuten	Stromverbrauch Ampere
20	0,78	2,24	2050	80,0	dauernd	9,4
30	1,17	2,88	1760	83,5	„	11,5
40	1,56	3,35	1540	83,8	190	13,4
50	1,95	3,82	1400	84,0	133	15,2
60	2,34	4,25	1300	84,3	105	16,8
70	2,73	4,67	1225	84,3	86	18,5
80	3,12	5,06	1160	84,2	75	20,0
90	3,51	5,45	1110	84,2	67	21,6
100	**3,90**	**5,83**	**1070**	**84,1**	**60**	**23,2**
110	4,29	6,18	1030	84,1	53	24,6
120	4,68	6,54	1000	84,0	46	26,0
130	5,07	6,90	975	84,0	40	27,4
140	5,46	7,24	950	83,8	35	28,8
150	5,85	7,60	930	83,5	31	30,4

Drehzahl der Laufräder $n = \frac{20}{0{,}8 \,.\, \pi} \simeq 8$. Übersetzung zwischen Motor und Laufrad demnach

$$\frac{1063}{8} \simeq 133 \begin{cases} 1:4 \\ 1:6 \\ 1:5{,}55 \end{cases}$$

Damit ergeben sich folgende Räderverhältnisse:

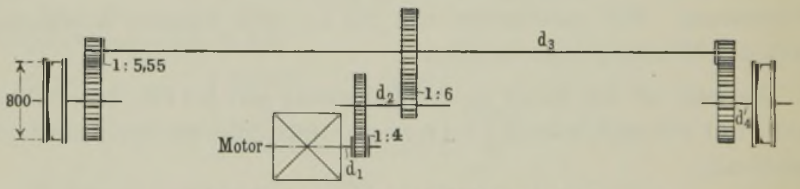
Übersetzung 1:5,55 (Laufradachse)	Übersetz. 1:6 (Zwischenvorgelege)
Stahlguß, $k_b = 700$ kg/qcm,	Stahlguß, $k_b = 500$ kg/qcm,
$z = 12:64$, $b = 2t$,	$z = 15:90$, $b = 2{,}5\,t$,
$t = 12\,\pi$, $d = 144:770$.	$t = 10\,\pi$, $d = 150:900$.

Übersetzung 1:4 (Motor), Rohhaut auf Gußeisen,

$$c = 10, \quad z = 15:60, \quad b = 2{,}5\,t, \quad t = 10\,\pi, \quad d = 150:600.$$

Motorwelle $d_1 = 45$ mm, Vorgelegewelle $d_2 = 55$ mm, Vorgelegewelle $d_3 = 65$ mm; Lager der Welle d_2 mit Ringschmierung, Lager der Welle d_3 Stehlager mit Nadelöler und Rotgußschale.

Fig. 1173.



Anordnung des Kranwagentriebwerkes.

Kontrolle des Wirkungsgrades. Derselbe war vorher nur geschätzt. Die Kontrolle ergibt bei $\eta' = 0{,}91$ pro Vorgelege

$$\eta = 0{,}91 \,.\, 0{,}91 \,.\, 0{,}91 = 0{,}753,$$

also mit der Schätzung übereinstimmend.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit = 0,333 m/sec, Anfahrzeit 2 Sekunden; $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}333}{2} = 0{,}166$ m/sec²; Anfahrweg $s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0{,}333}{2} \cdot 2 = 0{,}333$ m.

α) Anker. $G D^2 = 0{,}79\,\text{kgm}^2$;

$$M_A = \frac{G D^2 . n}{400\, t_1} = \frac{0{,}79 . 1063}{400 . 2} \quad \cdots = 1{,}05\,\text{kgm}$$

β) Kupplung; bei 300 mm Durchm. $J = 0{,}08\,\text{kgm sec}^2$;

$$M_K = J \frac{\pi . n}{30\, t_1} = \frac{0{,}08 . \pi . 1063}{30 . 2} \quad \cdots = 4{,}46 \text{ „}$$

γ) Kran. Beschleunigungskraft

$$P = m p = \frac{32\,500}{9{,}81} \cdot 0{,}166 = 550\,\text{kg}.$$

Moment bezogen auf die Laufradachse

$$M_K = 550 . 0{,}4 = 220\,\text{kgm},$$

bezogen auf den Anker

$$M_{L/A} = \frac{M_L'}{i . \eta} = \frac{220}{133 . 0{,}75} \quad \cdots = 2{,}21 \text{ „}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 39\,800\,\text{kgcm} = 398\,\text{kgm}$;

bezogen auf die Motorwelle $M_{R/A} = \frac{398}{133 . 0{,}75} \quad \cdots = 4{,}00$ „

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment $\cdots = 11{,}72\,\text{kgm}$

Zum Anlauf steht ein Drehmoment $= 3 \times$ Normaldrehmoment $= 3 . 3{,}9 = 11{,}7$ kgm zur Verfügung. Der Anlauf wird sich demnach wie angenommen, in 2 Sekunden mit $p = 0{,}166\ \text{m/sec}^2$ vollziehen.

2. Anlauf bei leerem Haken.

$M_R = 12\,500\,(0{,}08 + 0{,}1 . 6 .)\,1{,}8 = 15\,300$ kgcm, in bezug auf die Motorwelle $M_{R/A} = \frac{153}{133 . 0{,}75} = 1{,}535$ kgm. Bei Ausschaltung sämtlicher Widerstände bliebe demnach für die Beschleunigung sämtlicher Massen ein Ankerdrehmoment von $11{,}7 - 1{,}53 = 10{,}17$ kgm. Davon kommen wie in obiger Rechnung 1. rund $^3/_8$, das sind $\frac{10{,}17 . 3}{8} = 3{,}8$ kgm auf die Beschleunigung des Kranwagens selbst, während der Rest für Beschleunigung von Anker und Triebwerk aufzuwenden sind. Am Laufrad beträgt der Moment $3{,}8 . 133 . 0{,}75 = 380$ kgm. Demnach Beschleunigung $p = \frac{P}{m} = \frac{380 : 0{,}4}{12\,500 : 9{,}81} = 0{,}745\ \text{m/sec}^2$.

3. Fahrt im Beharrungszustande bei leerem Haken.

Zu überwinden ist nur das Reibungsmoment wie unter 2.

$$M_{R/A} = 1{,}535\,\text{kgm}.$$

Bei dieser Belastung macht der Motor nach der Tabelle 90 (S. 701) rund

1540 Umdrehungen pro Minute. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt dann bei vollem Strom

$$v = \frac{D\pi n}{60} = \frac{0{,}8 \,.\, \pi}{60} \cdot \frac{1540}{133} = 0{,}485 \text{ m/sec} \sim 29{,}1 \text{ m/min}.$$

Querbeanspruchung der Hauptträger.

Die Beschleunigungskräfte verteilen sich proportional den Massen und zwar soll die Beschleunigungskraft für die Hauptträger gleichmäßig über die Spannweite verteilt, die Kraft für Nutzlast, Katzen- und Flaschengewicht hingegen in der Mitte wirkend angenommen werden.

Es ist

$$\text{Masse der beiden Hauptträger} \cdot \cdot \quad \frac{5500}{9{,}81} = 560 \text{ kg sec}^2/\text{m},$$

$$\text{Masse der Last, Katze und Flasche} \quad \frac{24\,000}{9{,}81} = 2440 \text{ kg sec}^2/\text{m}.$$

Mit der beim Anfahren vorhandenen Beschleunigung

$$p = 0{,}166 \text{ m/sec}^2$$

wird die in der Trägermitte wirkende Einzelkraft für einen Träger

$$P_1 = m_1 p = \frac{2440}{2} \cdot 0{,}166 = 203 \text{ kg}$$

und die gleichmäßig verteilte Kraft bei Vollast:

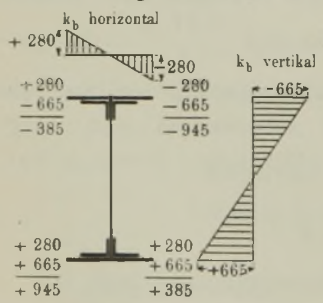
$$P_2 = \frac{560}{2} \cdot 0{,}166 = 46{,}5 \text{ kg},$$

bei Anfahren mit leerem Haken hingegen

$$P_2' = \frac{560}{2} \cdot 0{,}745 \cong 210 \text{ kg}.$$

Das größte horizontale Biegungsmoment in der Mitte des Trägers wird hiermit

Fig. 1174.



Spannungsverteilung im Trägerquerschnitt.

$$M_b = \frac{203 \,.\, 1500}{4} + \frac{46{,}5 \,.\, 1500}{8} = 84\,900 \text{ kgcm}.$$

Das Trägheitsmoment eines Hauptträgers in bezug auf die vertikale Schwerachse ist

$$\frac{2 \,.\, 2 \,.\, 18^3}{12} + 4\,(87{,}5 + 15{,}1 \,.\, 284^2) + \frac{105 \,.\, 1^3}{12} = 2790 \text{ cm}^4,$$

und das Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{e} = \frac{2790}{9} = 310 \text{ cm}^3.$$

Demnach Queranstrengung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{84\,900}{310} = 280 \text{ kg/qcm}.$

Die Gesamtanstrengung ergibt sich dann nach Fig. 1174 in den Eckpunkten durch Addierung der entsprechenden Biegungszug- und Biegungsdruckspannungen.

2. Berechnung der Laufwinde.

Anordnung: Drahtseil[1]) mit loser Rolle, beide Seilenden auf die Trommel wickelnd.

Trommel: Seildurchmesser $d = 22$ mm; Trommeldurchmesser 700 mm. Bei 10 m Hub müssen $10 \cdot 2 \cdot 2 = 40$ m Seil aufgewickelt werden. $n = \frac{40}{0{,}7 \cdot \pi} = 18$ Windungen, dazu 4 Windungen zur Schonung, gibt 22 Windungen. Rillensteigung $22 + 3 = 25$ mm; Trommellänge $= 25 \cdot 22 = 550$ mm, geteilt mit Zwischenrolle.

Laufräder: Raddruck $\frac{24000}{4} = 6000$ kg; Raddurchmesser $D = 500$ mm.

Laufschiene 60×40. Nach $Q = k\,b\,D$ wird $k = 20$.

---

[1]) Nach H. Blasius in Hamburg (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 663) wird mit r = Drahtseilhalbmesser, R = Trommelhalbmesser, i = Drahtzahl

Gleichung 1) $\sigma_b = E\frac{r}{R}$ und Gleichung 2) $\sigma_z = \frac{S}{i \cdot \pi \cdot r^2}$,

also $k_z = \sigma_b + \sigma_z$ oder Gleichung 3) $k_z = \frac{Er}{R} + \frac{S}{i \cdot \pi \cdot r^2}$.

Durch die Differentialrechnung läßt sich ermitteln, daß der Trommeldurchmesser am kleinsten wird, wenn $\sigma_z = \frac{1}{3} k_z$ und $\sigma_b = \frac{2}{3} k_z$.

R ist Funktion von r; k_z, i, S, E sind Festwerte.

Gleichung 3) nach R aufgelöst $R = \frac{Er}{k_z - \frac{S}{i \cdot \pi \cdot r^2}}$.

Differentialquotient gebildet und $= 0$ gesetzt:

$$\frac{dR}{dr} = \frac{E}{[\text{Nenner}]^2} \cdot \left[\left(k_z - \frac{S}{i \cdot \pi \cdot r^2}\right) \cdot i - r\frac{2S}{i \cdot \pi \cdot r^3}\right] = 0,$$

oder $k_z = 3\frac{S}{i \cdot \pi \cdot r^2} = 3\sigma_z$, also $\sigma_z = \frac{1}{3} k_z$; $\sigma_b = \frac{2}{3} k_z$.

Beispiel. $S = 2500$ kg; $i = 222$; $K_z = 12000$ kg/qcm; $E = 22000$ kg/qcm; $k_z = 40$ kg/qmm.

$\sigma_z = \frac{1}{3} \cdot 40 = 13{,}33$ kg/qmm; $\sigma_b = \frac{2}{3} \cdot 40 = 26{,}67$ kg/qmm.

$r = \sqrt{\frac{S}{i \cdot \pi \cdot \sigma_z}} = \sqrt{\frac{2500}{222 \cdot \pi \cdot 13{,}33}} = 0{,}519$ mm; Drahtdurchmesser $= 1{,}04$ mm.

$R = \frac{E \cdot r}{\sigma_b} = \frac{22000 \cdot 0{,}519}{26{,}67} = 427$ mm; Trommeldurchmesser $= 854$ mm.

r runde man nach unten ab, um an Seil zu sparen; R wird dadurch nur unwesentlich größer ($r = 0{,}5$ mm, $R = 429$ mm), da sich jede Funktion in der Umgebung ihres kleinsten Wertes nur unwesentlich ändert.

Lasttriebwerk.

Mit $\eta = 0{,}5$ bei gemischter Übersetzung wird bei 800 kg Eigengewicht für Flasche und Seil in der Beharrung

$$N = \frac{20\,800 \,.\, 2{,}5}{60 \,.\, 75 \,.\, 0{,}5} = 23{,}1 \text{ PS}.$$

Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft zeigt einen Hauptstrommotor WD 22,5 mit 26 PS Kranleistung und 700 Umdrehungen.

Tabelle 91. **Motor WD 22,5.**

Normales Drehmoment Proz.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Umdrehungen	Wirkungsgrad	Belastungsdauer Minuten	Stromverbrauch Ampere
15	2,8	5,6	1380	70,0	200	27
20	3,8	6,8	1260	76,0	185	30
30	5,7	9,0	1100	81,5	165	37
40	7,6	10,8	1020	84,0	140	43
50	9,5	12,7	950	85,0	120	50
60	11,4	14,4	900	86,0	102	56
70	13,3	16,0	860	86,0	87	62
80	15,2	17,4	830	85,6	76	68
90	17,1	19,0	800	85,5	66	74
100	**19,0**	**20,4**	**770**	**85,2**	**60**	**80**
110	20,9	22,0	750	85,0	53	86
120	22,8	23,0	730	84,6	48	91
130	24,7	24,4	715	84,3	44	97
140	26,6	26,0	700	83,8	40	103
150	38,5	27,1	680	83,4	36	109
160	30,4	28,1	670	83,2	30	114

Bei 23,1 PS macht der Motor rund 730 Umdrehungen. Drehzahl der Trommel bei $v = 2{,}5$ m/min $n = \frac{2 \,.\, 2{,}5}{0{,}7\,\pi} = 2{,}27$.

$$\text{Übersetzung } i = \frac{730}{2{,}27} = 321 \begin{cases} 1:20 \text{ Schneckengetriebe,} \\ 1:3{,}2 \text{ Zwischenvorgelege,} \\ 1:5 \text{ Trommelräder.} \end{cases}$$

Übers. 1:20; doppelg. Schneckengetr. Stahl und Phosphorbronze.
$\eta = 0{,}73$; $z = 40$; $c = 40$.
$t = 1^3/_4'' = 44{,}45$ mm; $D = 567$ mm.
Schnecke $d = 92$ mm, $\alpha = 17^\circ 40'$.

1:3,2. Zwischenvorgelege. Stahlguß.
$z = 15:48$; $t = 16\,\pi$.
$d = 240:768$; $b = 120$ mm.

1:5 Trommelräder, Stahlguß $z = 12:60$; $k_b = 500$ kg/qcm;
$t = 18\,\pi$; $d = 216:1080$; $b = 160$ mm.

Kontrolle des Wirkungsgrades. η der Schneckenwelle bei $\alpha = 17^{\circ}40'$ und $\mu_1 = 0{,}05$ also $\varrho = 3^{\circ}$, vorzüglicher Ausführung im Ölbade nach Tabelle 30 (S. 179), $\eta_s = 0{,}77$ einschließlich 10 Proz. Lagerreibung; η der Schneckenradwelle $\eta_t = 0{,}95$. Demnach

$$\eta_{\text{Schneckengetriebe}} = 0{,}77 \,.\, 0{,}95 = 0{,}73; \quad \eta_{\text{Zwischenvorgelege}} = 0{,}95 \,.\, 0{,}95 = 0{,}9;$$
$$\eta_{\text{Trommelvorgelege}} = 0{,}95 \,.\, 0{,}93 = 0{,}88; \quad \eta_{\text{Seilrollen}} = 0{,}9.$$

Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0{,}73 \,.\, 0{,}9 \,.\, 0{,}88 \,.\, 0{,}9 = 0{,}52$, gegenüber 0,5 der Schätzung.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente. Hubgeschwindigkeit 2,5 m/min $= 0{,}0417$ m/sec, Anlaufzeit 2 sec; $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}0417}{2} = 0{,}0208$ m/sec^2;

Anlaufweg $s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0{,}0417}{2} \cdot 2 \simeq 0{,}042$ m.

α) Anker. $GD^2 = 6{,}5$ kgm^2.

$$M_A = \frac{GD^2 \,.\, n}{400 \,.\, t_1} = \frac{6{,}5 \,.\, 730}{400 \,.\, 2} \quad \cdots = 5{,}94 \text{ kgm}$$

β) Kupplung, 400 mm Durchm., $J = 0{,}28$ kgm sec^2.

$$M_K = \frac{J \,.\, \pi \,.\, n}{30\, t_1} = \frac{0{,}28 \,.\, \pi \,.\, 730}{30 \,.\, 2} \quad \cdots = 10{,}70 \text{ „}$$

γ) Last. $P_L = \frac{m\,v}{t_1} = \frac{20\,800}{9{,}81} \cdot \frac{0{,}0417}{2} = 44{,}2$ kg

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{L/A} = \frac{P_L \,.\, r}{i_{\text{Rolle}} \cdot i_{\text{Triebwelle}} \cdot \eta} = \frac{44{,}2 \,.\, 0{,}35}{2 \,.\, 321 \,.\, 0{,}5} \quad \cdots \simeq 0{,}05 \text{ „}$$

b) Lastmoment.

$$M_Q = \frac{Q}{2} \cdot r = 10\,400 \,.\, 0{,}35 = 3640 \text{ kgm}$$

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{Q/A} = \frac{3640}{2 \,.\, 321 \,.\, 0{,}5} \quad \cdots \cdots = 11{,}30 \text{ „}$$

Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment $\cdots = 27{,}99$ kgm

Zur Verfügung steht ein Drehmoment $= 3 \times$ Normaldrehmoment $= 3 \,.\, 19 = 57$ kgm. Der Motor ist demnach so reichlich bemessen, daß nicht alle Widerstände abgeschaltet zu werden brauchen, um die verlangten Anlaufverhältnisse zu erzielen. Beachtenswert ist in der Rechnung, daß die Beschleunigungskraft der Last fast Null, aber die des Ankers und der Kupplung sehr groß sind.

2. Anlauf bei leerem Haken.

Zu heben ist nur das Flaschengewicht mit 800 kg. Das Drehmoment an der Motorwelle beträgt dann nur

$$\frac{Q' . r}{i . \eta} = \frac{800 . 0{,}35}{2 . 321 . 0{,}3} = 1{,}45 \text{ kgm}.$$

Der Wirkungsgrad[1]) ist bei leerem Haken nicht mehr 0,5, sondern viel kleiner, denn der Leerlaufwiderstand des Triebwerkes bleibt konstant und nimmt nicht ab proportional der Belastung.

Die Grenze für die höchste zulässige Entlastung[2]) bildet die Festigkeit der Ankerbandagen. Bei einem Drehmoment von 1,45 kgm macht der Motor etwa 1500 Umdrehungen, während in der Preisliste noch 1800 Umdrehungen als höchste zulässige Drehzahl angegeben ist.

Fahrtriebwerk der Laufwinde.

Bewegte Last = 24000 kg. Mit einem Laufraddurchmesser $D = 500$ mm, einem Achsenhalbmesser = 55 mm und 65 Proz. Spurkranz und Nabenstirnreibung wird das Fahrwiderstandsmoment

$$M = 1{,}65 . 24000 \, (0{,}08 + 0{,}1 . 5{,}5) \cong 25000 \text{ kg cm}.$$

$$\text{Zugkraft} = \frac{25000}{25} = 1000 \text{ kg in der Beharrung}.$$

Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0{,}6$ (geschätzt) und $v = 10 \text{ m/min} = 0{,}1666 \text{ m/sec}$

$$N = 1000 \frac{0{,}1666}{75 . 0{,}6} = 3{,}7 \text{ PS}.$$

Nach der Liste der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft stehen folgende Hauptstrommotoren zur Verfügung

KR 3,3,	4,2 PS	Kranleistung,	$n = 1100$,	Preis 325 ℳ
WD 3,6,	4,2 PS	„	$n = 280$,	„ 800 ℳ

Ersterer ist billig, erfordert aber hohe Übersetzung, letzterer ist teuer, aber besser bezüglich der Übersetzung. Wir entscheiden uns mit Rücksicht auf die große Preisdifferenz für KR 3,3.

Bei 3,7 PS läuft der Motor nach Tabelle 92 mit 1181 Umdrehungen.

---

[1]) Nach Schürmann, „Schwerlastkrane“ S. 13, ist die Leerlaufreibung des Hubwerkes = $^1/_2$ der Höchstlastreibung.

[2]) Nach einem Versuch der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft mit einem Krantriebwerk, bestehend aus einer Auslegerrolle, einem Zahnrädervorgelege und einem Wirkungsgrad von 87 Proz. bis 3000 kg Vollast betrug die Entlastung beim Heben des leeren Hakens etwa 10 Proz. des Drehmomentes bei Vollast.

Tabelle 92. **Motor KR 3,3.**

Normales Drehmoment Proz.	Anker-drehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Um-drehungen	Wirkungs-grad	Belastungs-dauer Minuten	Strom-verbrauch Ampere
20	0,40	1,25	2230	75,0	dauernd	5,6
30	0,60	1,63	1940	77,8	„	7,0
40	0,80	1,95	1750	79,1	„	8,3
50	1,00	2,24	1610	79,8	„	9,4
60	1,20	2,50	1490	80,3	200	10,4
70	1,40	2,76	1410	80,5	135	11,4
80	1,60	2,99	1340	80,7	100	12,2
90	1,80	3,21	1280	80,7	75	13,2
100	**2,00**	**3,45**	**1235**	**80,7**	**60**	**14,1**
110	2,20	3,65	1190	80,5	51	15,0
120	2,40	3,88	1160	80,3	46	16,0
130	2,60	4,08	1125	80,0	42	17,0
140	2,80	4,26	1090	79,5	39	17,8
150	3,00	4,47	1070	79,0	36	18,8

$$n_{\text{Laufrad}} = \frac{10}{0{,}5 \,.\, \pi} = 6{,}36.$$

Übersetzung $i = \frac{1181}{6{,}36} = 186$ { Schneckengetriebe 1 : 30. / Stirnräder . . . . 1 : 6,2.

Kontrolle des Wirkungsgrades. Doppelgängiges Schneckengetriebe in bester Ausführung $\eta = 0{,}73$; Vorgelege $\eta = 0{,}91^2 = 0{,}825$. Gesamter Wirkungsgrad $\eta = 0{,}73 \,.\, 0{,}825 \sim 0{,}6$ wie geschätzt.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit $v = 0{,}1666$ m/sec. Anfahrzeit 2 Sekunden; $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0{,}1666}{2} = 0{,}088$ m/sec²; $s = 0{,}088$ m.

α) Anker. $M_A = \frac{G\,D^2 \,.\, n}{400 \,.\, t_1} = \frac{0{,}54 \,.\, 1181}{400 \,.\, 2} \;.\;.\;.\;.\; = 0{,}8$ kgm

β) Kupplung; bei 300 mm Durchmesser $J = 0{,}08$ kgm sec².

$$M_K = \frac{J \,.\, \pi \,.\, n}{30 \,.\, t_1} = \frac{0{,}08 \,.\, 1181 \,.\, \pi}{30 \,.\, 2} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\; = 4{,}9 \quad \text{„}$$

γ) Katze. $P = m\,p = \frac{24\,000}{9{,}81} \cdot 0{,}088 = 215$ kgm

bezogen auf die Radachse bei 500 mm Raddurchmesser

$$M_{L/A} = \frac{M_L}{i \,.\, \eta} = \frac{215 \,.\, 0{,}25}{186 \,.\, 0{,}6} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; = 0{,}048 \text{ „}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 25\,000$ kgcm $= 250$ kgm.

$$M_{R/A} = \frac{250}{186 \,.\, 0{,}6} = 2{,}24 \text{ kgm} \;.\;.\;.\; = 2{,}24 \quad \text{„}$$

Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment . . . = 7,98 kgm

Zur Verfügung steht ein Drehmoment $3 \times 2 = 6$ kgm, d. h. die oben angenommene Anfahrzeit von 2 Sekunden wird bei vollständigem Abschalten der Widerstände etwas überschritten.

Bei leerem Haken erhöht sich die Katzengeschwindigkeit, weil der Ankerdrehmoment kleiner und damit die Drehzahl des Motors größer wird.

$$M_R = 4000 \,.\, (0{,}08 + 0{,}1 \,.\, 5{,}5) \,.\, 1{,}6 = 4030 \text{ kgcm} = 40{,}3 \text{ kgm}.$$

$$M_{R/A} = \frac{40{,}3}{186 \,.\, 0{,}3} = 0{,}72 \text{ kgm}.$$

(η bei leerem Haken kleiner, wie bei Vollast.) Drehzahl des Motors hierbei nach Tabelle 92 (S. 709) 1830. Damit Katzengeschwindigkeit bei leerem Haken

$$v = \frac{0{,}5 \,.\, \pi}{60} \cdot \frac{1830}{186} = 0{,}258 \text{ m/sec} \simeq 15{,}45 \text{ m/min}.$$

Elektrisch betriebener Dreimotoren-Führerkorb-Laufkran für 10000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite

von C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz (Fig. 1175 bis 1199).

Antrieb durch Drehstrom.

a) Hubwerk.

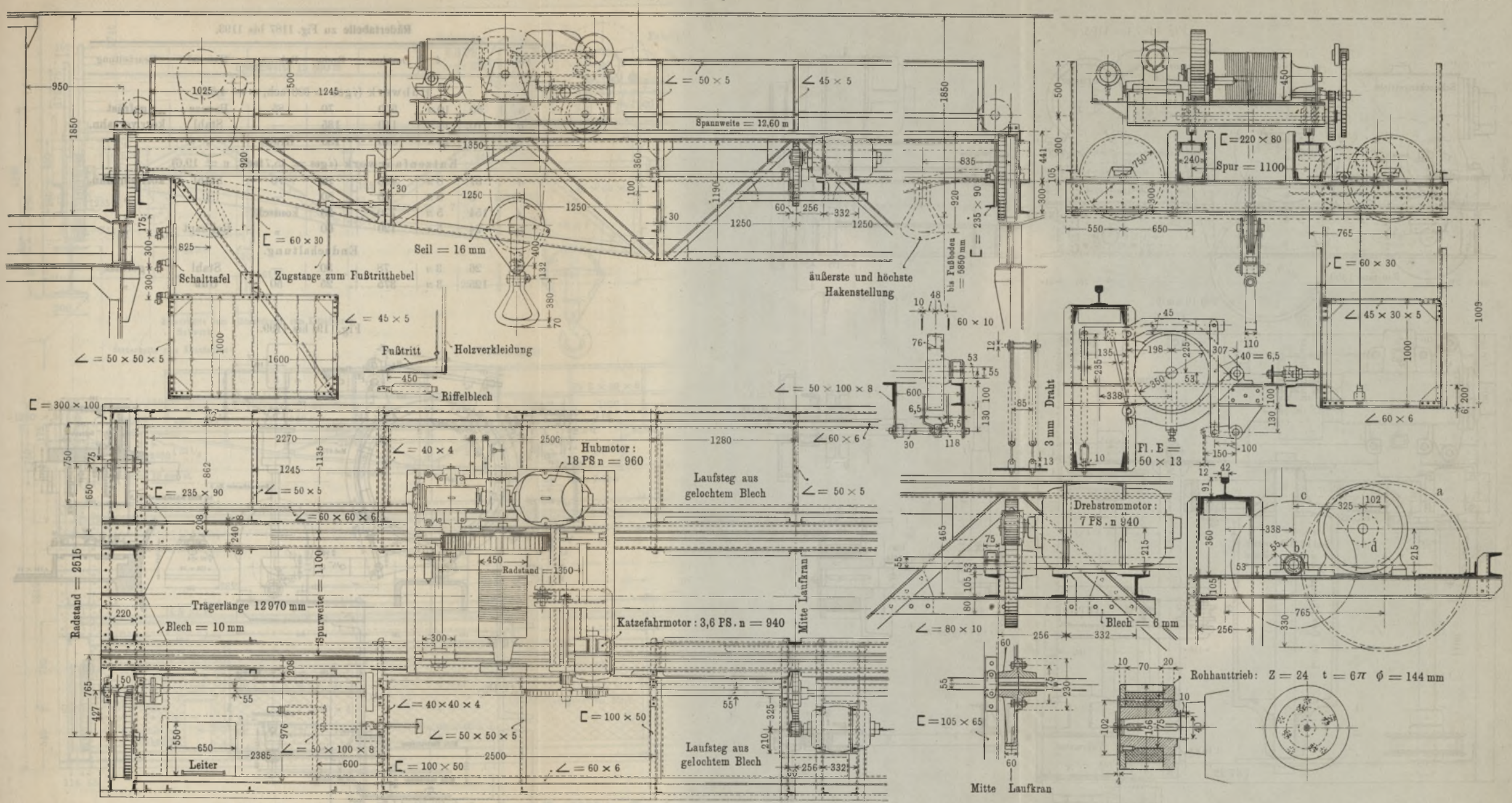
1. Antrieb: Doppelgängiges Schneckengetriebe mit Kugeldrucklager und gefrästem Stirnräderpaar, dazu Flaschenzugübersetzung 1 : 2.

2. Bremse: Als Haltebremse eine doppeltwirkende Backenbremse, beim Auf- und Abgang der Last durch Elektromagnet gelüftet, als Sicherheitsbremse eine selbsttätig wirkende Differential-Bandbremse sinngemäß durch einen Drehstrommotor-Bremslüfter betätigt.

3. Regulierung: Im Aufgang durch vielstufige Kontrollerschaltung. Im Abgang durch Gegenstrom für die durchziehenden Lasten und durch Frischstrom für den leeren Haken und die nicht durchziehenden Lasten. Da der Kontroller für die letzteren Lasten, um zu dem Frischstrom zu gelangen, über die Gegenstromstellungen gedreht werden muß, ist eine Einrichtung vorgesehen, welche den Motor gegen falsche Drehrichtung sichert. Dazu dient die vorgenannte Differential-Bandbremse.

Als Erläuterung der Bremse zur Gegenstromschaltung diene folgendes:

a) Als Bremsscheibe dient die Scheibenkupplung zwischen Motor und Schnecke, die besonders breit ausgebildet ist.



Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 10 000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite

von C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz.

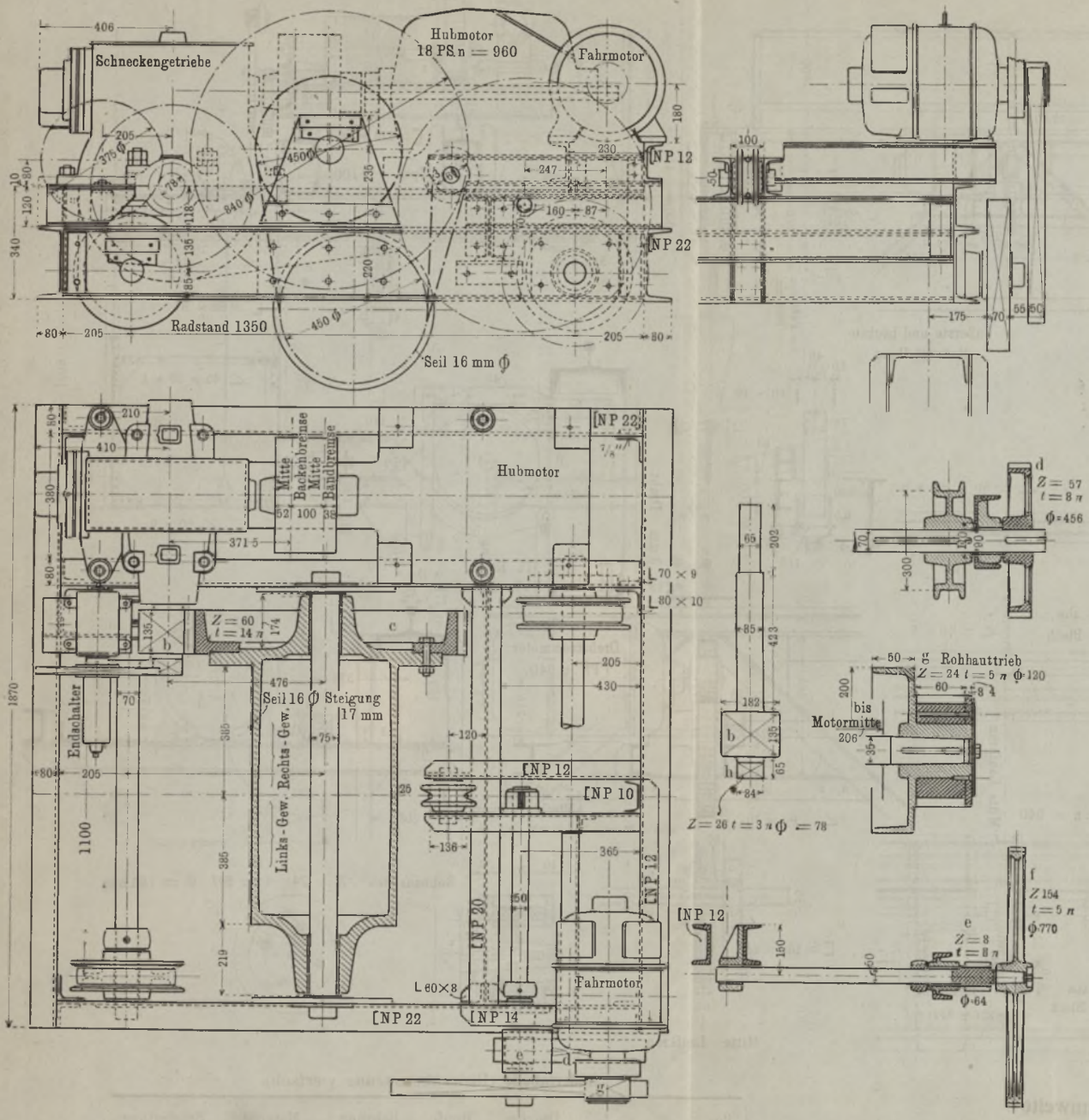
Hubgeschwindigkeit . . . . . 4,5 m/min,
Katzenfahrgeschwindigkeit . . . . . 19,6 „
Kranfahrgeschwindigkeit . . . . . 50,4 „

Rädertabelle (Räderübersetzung vierfach).

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
a	87	9π	783	62	Kranz	Stahlguß	gefräst
b	8	9π	72	65	—	Stahl	„
c	97	6π	582	60	55	Stahlguß	„
d	24	6π	144	70	—	Rohhaut	„

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Fig. 1187 bis 1193.



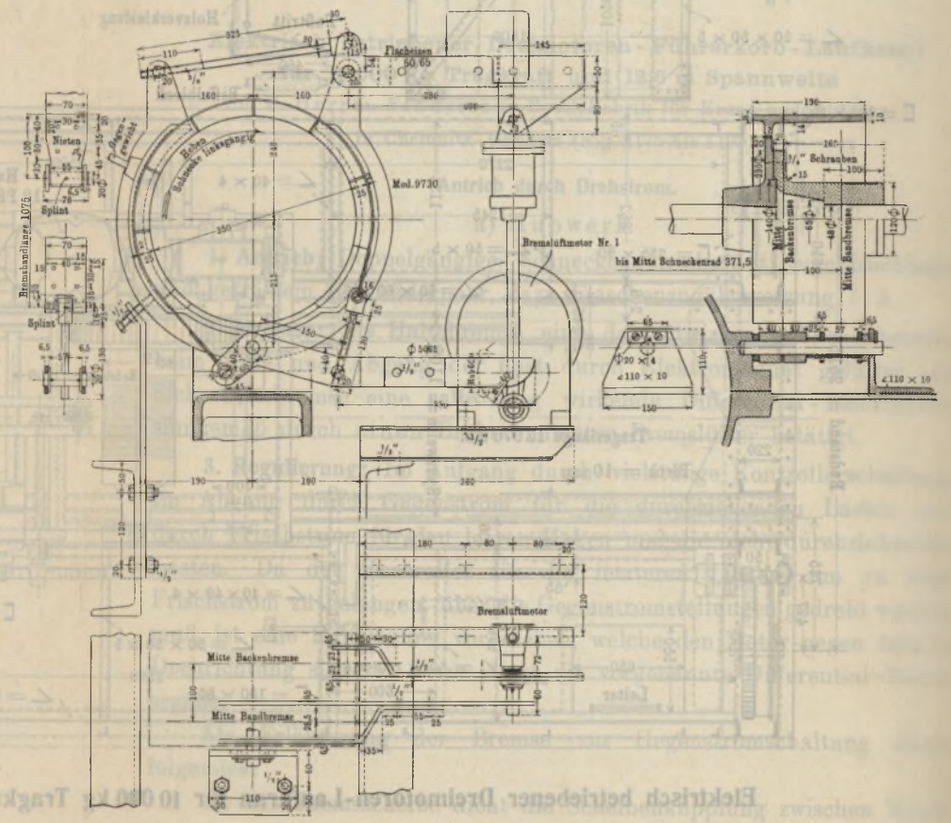
Elektrisch betriebene Zweimotoren-Schneckenradkatze für 10000 kg Tragkraft.

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Rädertabelle zu Fig. 1187 bis 1193.

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
			Hubwerk ($i$ges = 300fach, v = 4,52).				
a	50	10 π	500	70	85	Bronze	gefräst
b	10	14 π	140	135	—	Stahl	korr.verzahn.
c	60	14 π	840	135	Kranz	„	„
			Katzenfahrwerk ($i$ges = 45,7fach, v = 19,6).				
d	57	8 π	456	70	70	Stahl	korr.verzahn.
e	8	8 π	65	80	—	„	„
f	154	5 π	770	50	konisch	„	„
g	24	5 π	120	60	„	Rohhaut	„
			Endschaltung.				
h	26	3 π	78	30	—	Stahl	gefräst
i	125	3 π	375	25	50	Guß	„

Fig. 1194 bis 1199.



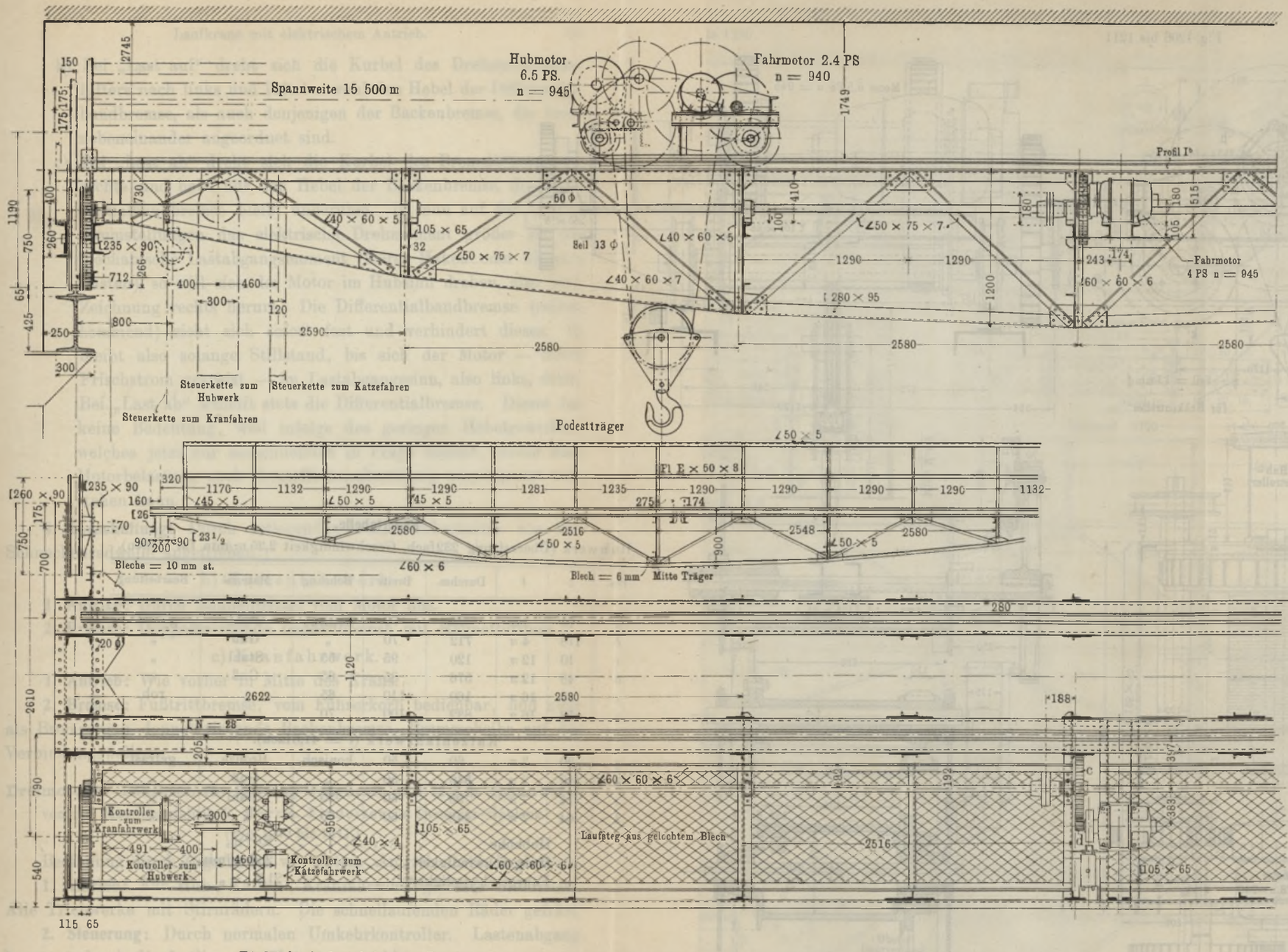
Bremsanordnung zur elektrisch betriebenen Schneckenradkatze (Fig. 1187 bis 1193)

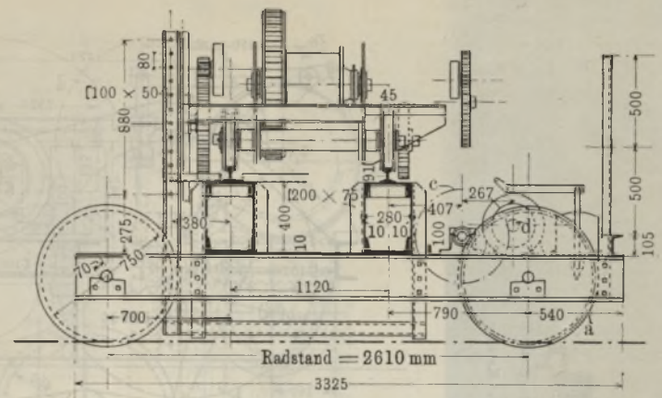
bei Drehstrom-Gegenstromschaltung.

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA w Gliwicach

Zu Seite 711.





Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 7500 kg Tragkraft und 15,5 m Spannweite

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Hubgeschwindigkeit . . . . . 2,25 m/min,
Katzenfahrgeschwindigkeit . . . . . 21,3 „
Kranfahrgeschwindigkeit . . . . . 43 „

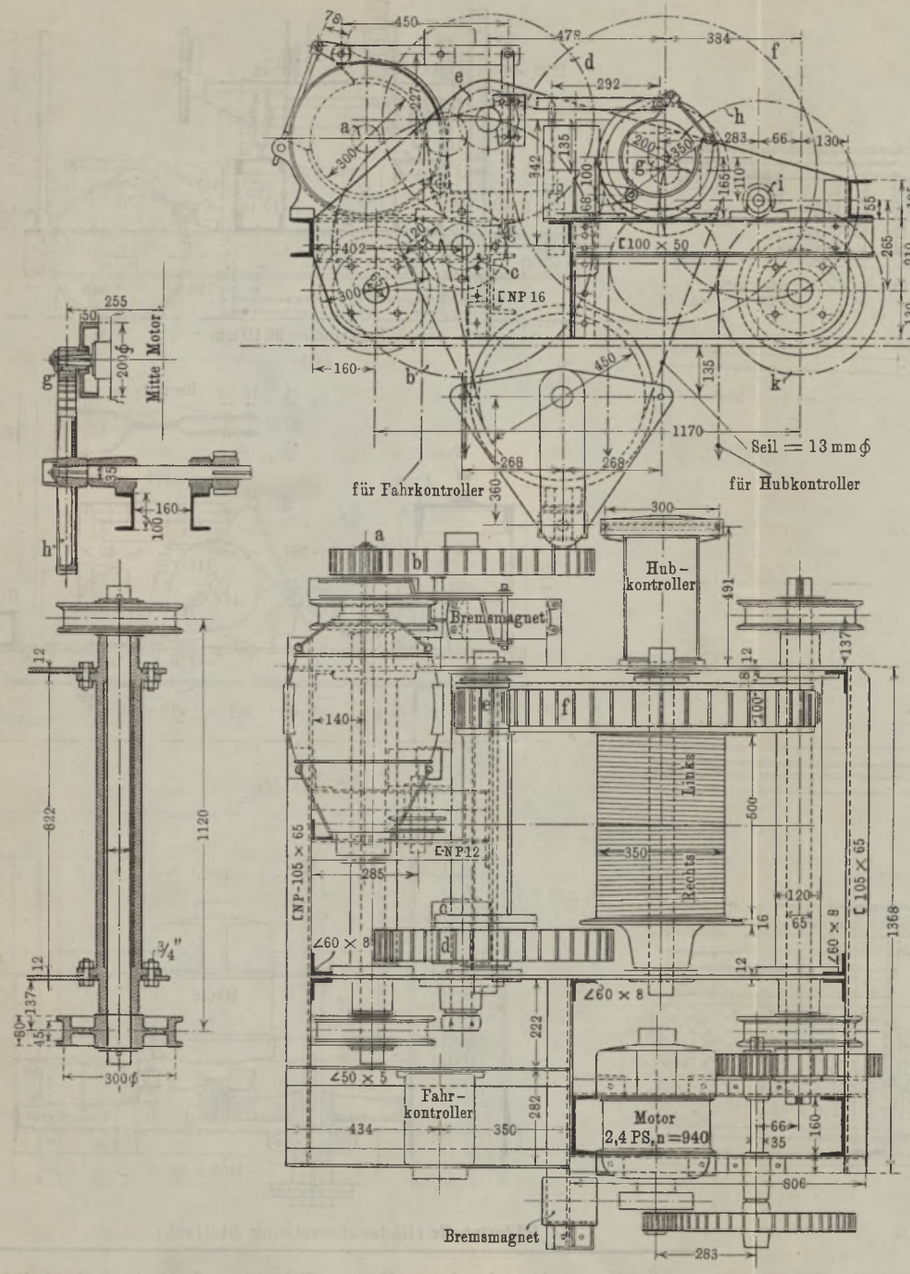
Rädertabelle (Räderübersetzung 51,6fach).

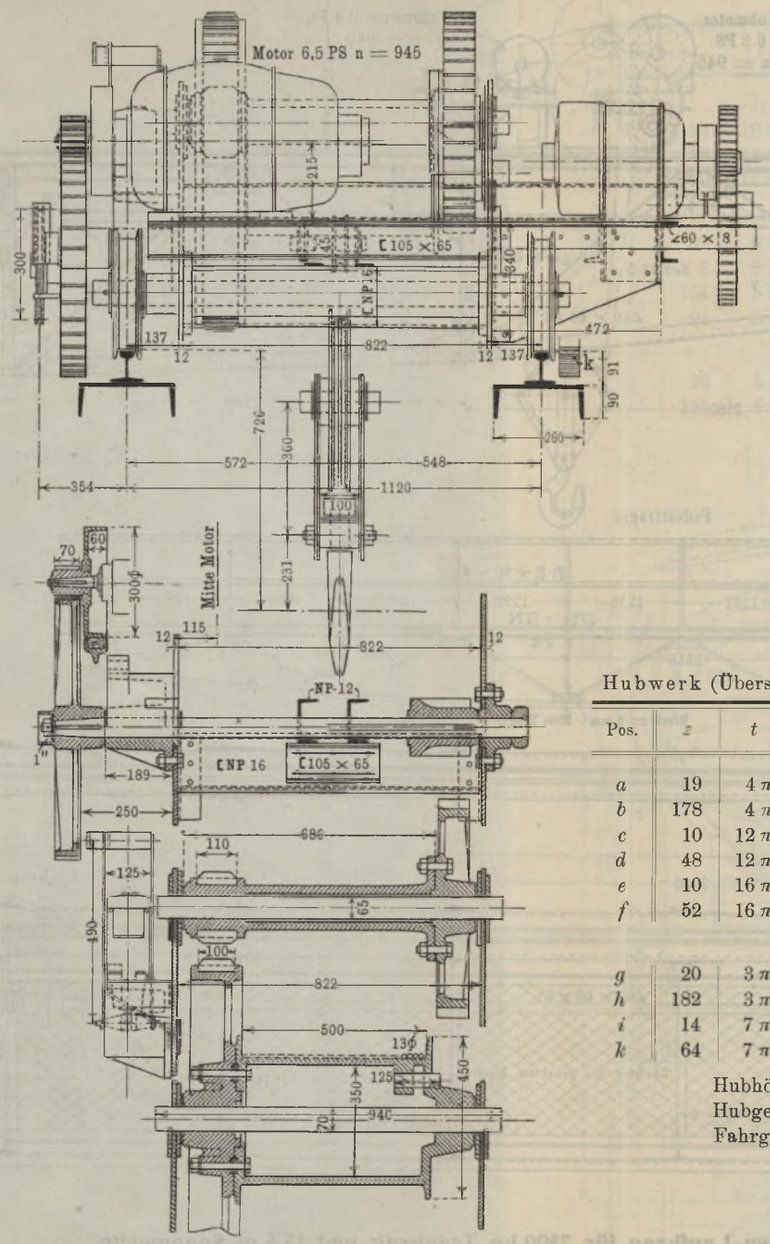
Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
a	86	$9\,\pi$	774	65	Kranz	Guß	roh
b	12	$9\,\pi$	108	70	45	„	„
c	122	$4\,\pi$	488	65	50	„	gefräst
d	17	$4\,\pi$	68	65	konisch	Br.	„

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

POLITECHNIKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Fig. 1206 bis 1211.





Rädertabelle.

Hubwerk (Übersetzung 232fach, Geschwindigkeit 2,25 m/min für Heben).

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
a	19	$4\,\pi$	76	70	konisch	Stahl	gefräst
b	178	$4\,\pi$	712	70	„	Guß	„
c	10	$12\,\pi$	120	95	55	Stahl	„
d	48	$12\,\pi$	576	85	65	Guß	„
e	10	$16\,\pi$	160	110	65	„	roh
f	52	$16\,\pi$	832	100	70	„	„
Katzenfahrwerk ($i = 41{,}6$fach).							
g	20	$3\,\pi$	60	50	konisch	Bronze	gefräst
h	182	$3\,\pi$	546	50	„	Guß	„
i	14	$7\,\pi$	98	60	35	Stahl	„
k	64	$7\,\pi$	448	60	65	„	„

Hubhöhe . . . . . 8,0 m,
Hubgeschwindigkeit . . . . . 2,23 m/min,
Fahrgeschwindigkeit . . . . . 21,3 „

Elektrisch betriebene Zweimotoren-Stirnradkatze für 7500 kg Tragkraft

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

b) Bei „Last auf“ dreht sich die Kurbel des Drehstrombremslüfters nach links und lüftet sowohl den Hebel der Differentialbandbremse, als auch denjenigen der Backenbremse, die beide nebeneinander angeordnet sind.

c) Bei „Last ab“ dreht sich die Kurbel des Bremslüfters nach rechts und hebt nur den Hebel der Backenbremse, die Differentialbandbremse bleibt unberührt. Ist nun auf den Gegenstromstellungen das elektrische Drehmoment größer als das mechanische Lastabgangsmoment (leerer Haken oder kleinere Lasten), so will sich der Motor im Hubsinn drehen, also nach Zeichnung rechts herum. Die Differentialbandbremse (selbsthemmend) zieht sich sofort fest und verhindert dieses. Es bleibt also solange Stillstand, bis sich der Motor — durch Frischstrom gespeist — im Lastabgangssinn, also links, dreht. Bei „Last ab“ schleift stets die Differentialbremse. Dieses hat keine Bedeutung, weil infolge des geringen Hebelgewichte welches jetzt nur ausschließlich in Frage kommt, weder eine Motorbelastung noch Bremsflächenabnutzung nennenswert entstehen kann.

4. Endschaltung: Durch rotierenden Walzendrehschalter von der Schneckenradwelle angetrieben.

b) Katzenfahrwerk.

1. Antrieb: Durch Rohhautritzel vom Motor aus.

2. Bremse: Doppeltwirkende Backenbremse mit Magnetlüftung.

c) Kranfahrwerk.

1. Antrieb: Wie vorher in Mitte des Krans.

2. Bremse: Fußtrittbremse, vom Führerkorb bedienbar, und zwar als Bremsorgan doppeltwirkende Backenbremse, Bremsscheibe auf der Verbindungswelle.

Dreimotoren-Laufkran für 7500 kg Tragkraft und 15,5 m Spannweite
von der Maschinenfabrik C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.
(Fig. 1200 bis 1211.)

Bedienung durch Zugschnüre von unten. Antrieb durch Drehstrom.

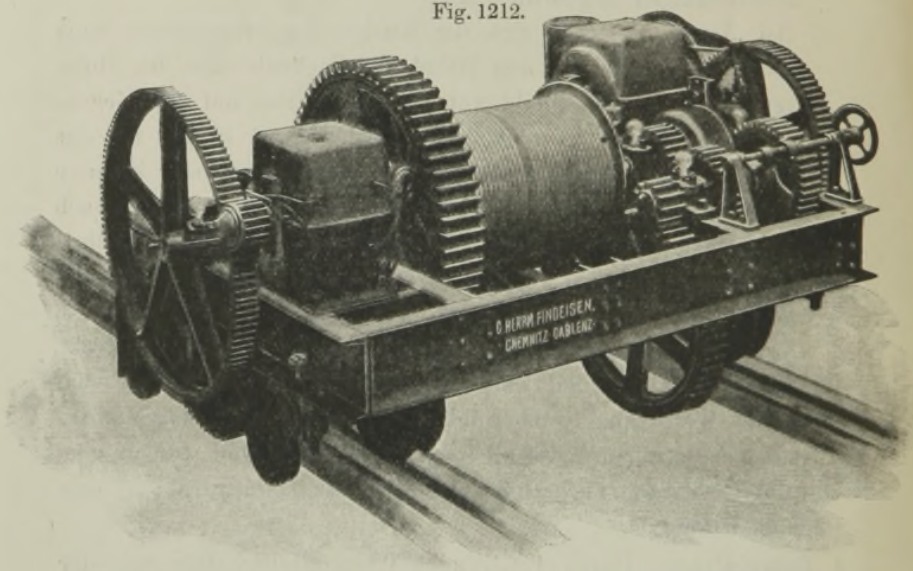
1. Antrieb: Für Hub-, Katzen-, Kranfahrwerk gefräste Stahlritzel. Alle Triebwerke mit Stirnrädern. Die schnellaufenden Räder gefräst.

2. Steuerung: Durch normalen Umkehrkontroller. Lastenabgang konstant durch die festliegende Motortourenzahl.

3. Bremsen: Für alle Triebwerke doppeltwirkende Backenbremse mit Magnetlüftung. Da eine automatische Hubbegrenzung für höchsten

Hakenstand nicht vorgesehen ist, ist ein von unten durch Handzug zu bedienender Schalter vorgesehen, durch welche im Notfalle der Zuleitungsstrom zum Kran abgestellt werden kann.

Fig. 1212.



Elektrische Laufkatze eines Dreimotoren-Laufkrans für 25 000 kg Tragkraft von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Antrieb durch gefräste Stirnräder mit Ausnahme der Trommelräder. Auswechselbares Rädervorgelege für zweierlei Hubgeschwindigkeiten. Haltebremse und Zentrifugalbremse, um ein Überschreiten der Maximaldrehzahl des Hauptstrom-Gleichstrommotors bei Leerlauf zu verhindern. Steuerapparate für Winde Fig. 1212.

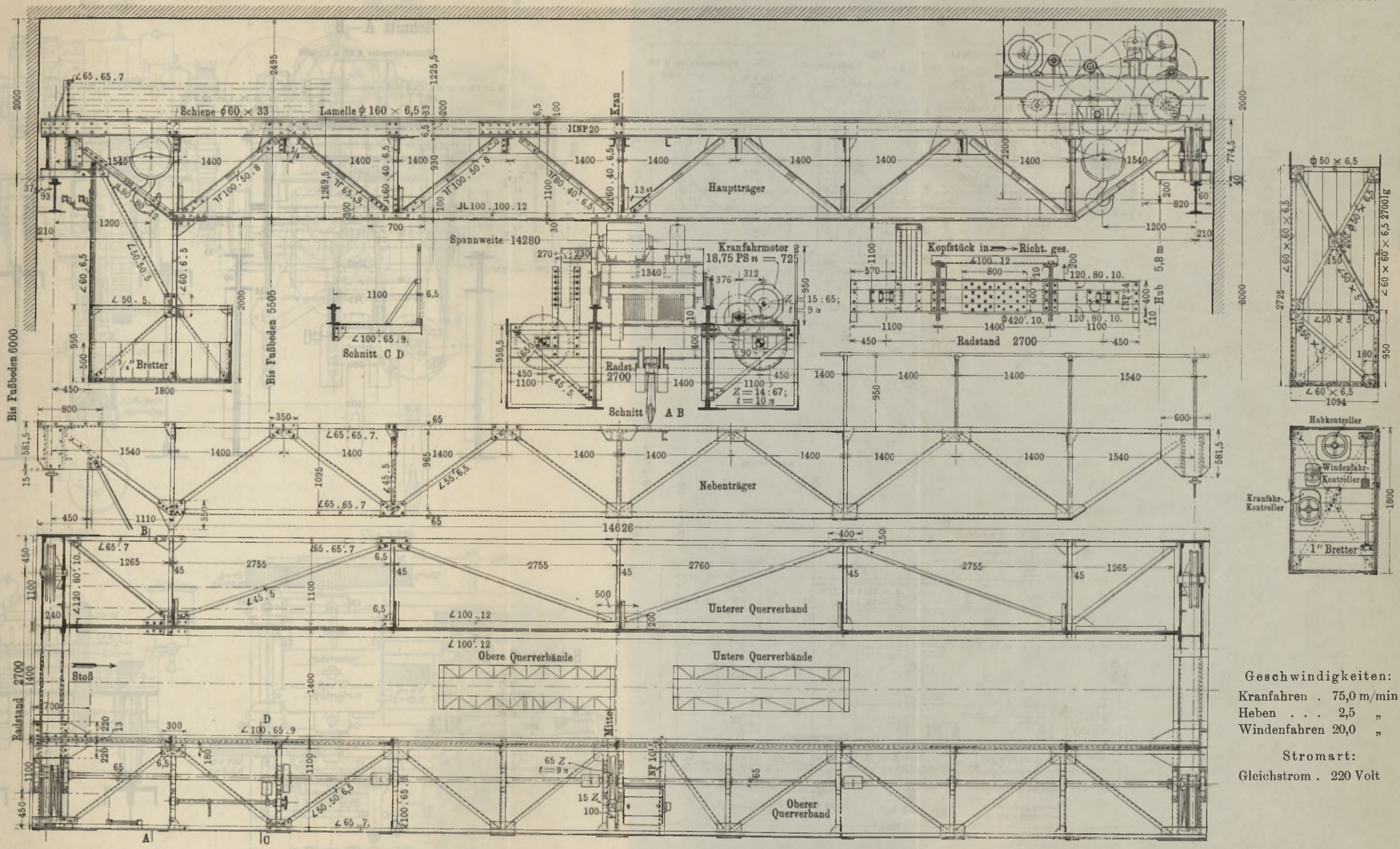
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite
der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.
(Fig. 1213 bis 1224.)

Dreimotoren-Laufkran für 10 t Tragkraft und 13 m Spannweite[1])
der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. in Rheine i. W.
(Fig. 1225 bis 1228.)

In Fig. 1225 sehen wir hier im Gegensatz zu neuzeitlichen Ausführungen noch das tiefliegende Kettenrad, ferner die sich in Lagern drehenden Achsen, die jetzt festgelegt werden. Die neuen Ausführungen dieser Firma entsprechen selbstverständlich den modernen Anforderungen.

Rahmen der Laufkatze aus ⊏-Eisen NP. 14 und NP. 22, die durch 10 mm-Blechplatten miteinander verbunden sind.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 382.



Geschwindigkeiten:

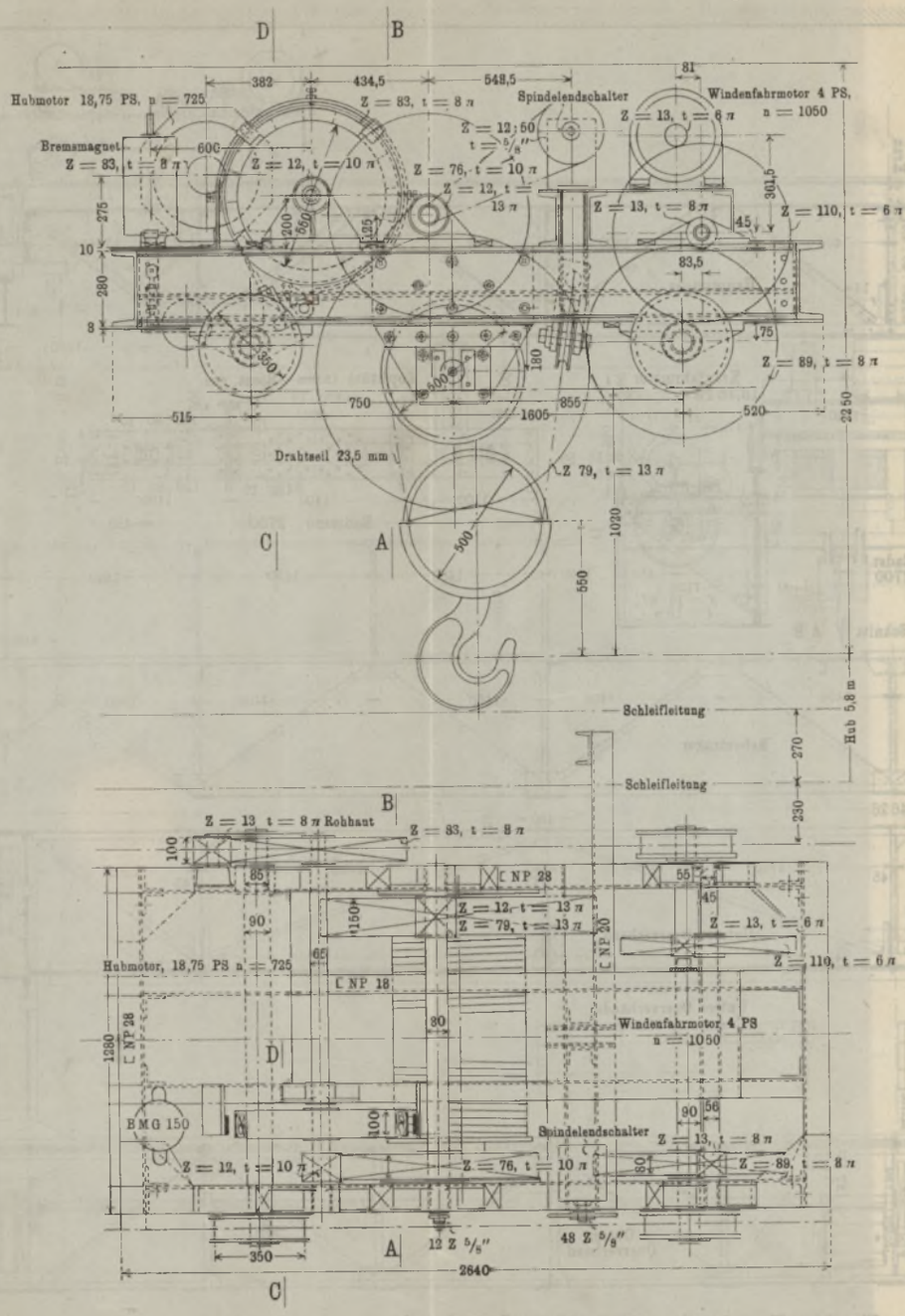
Kranfahren . 75,0 m/min
Heben . . . 2,5 „
Windenfahren 20,0 „

Stromart:

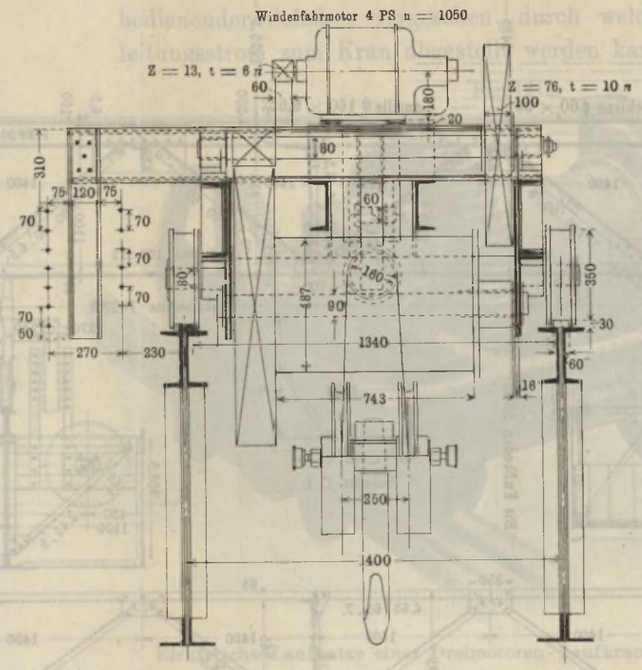
Gleichstrom . 220 Volt

Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite

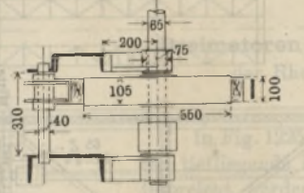
der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.



Schnitt A—B



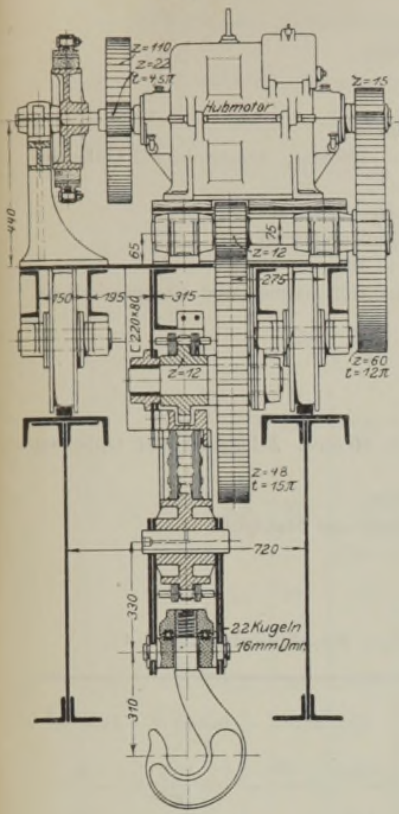
Schnitt C—D



Elektrisch betriebene Stirnräder-Drahtseillaufwinde für 20 t Tragkraft

der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA POLITECHNIKA ŚLĄSKA w Gliwicach



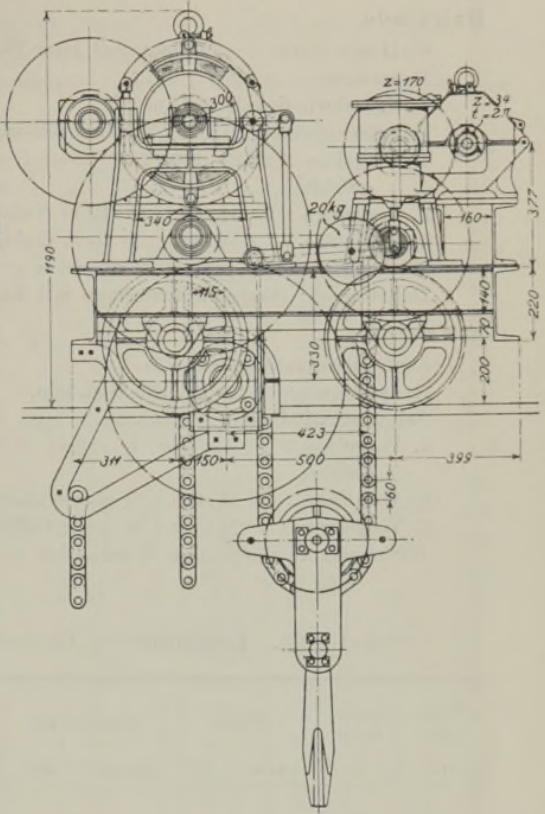
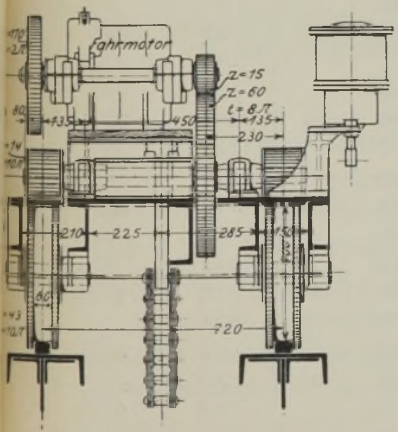
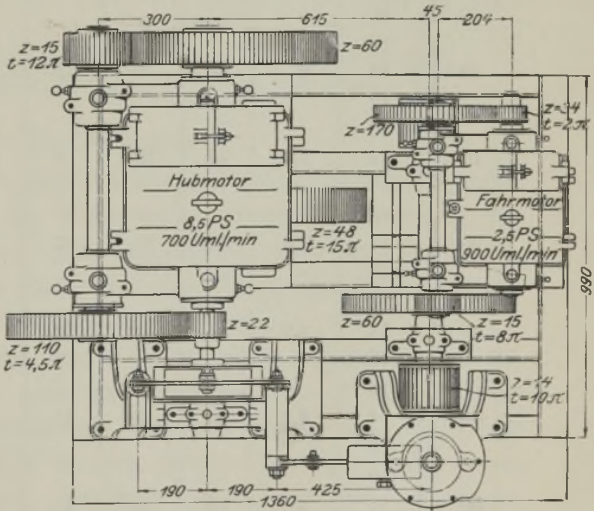


Fig. 1227. Fig. 1228.





Laufkatze zum Dreimotorenlaufkran für 10 t Tragkraft und 13 m Spannweite aus dem Jahre 1903 von der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co.

Hubwinde.

Gallsche Kette, $t = 60$ mm, mit loser Rolle.
Daumenrad $z = 12$.
Lastgeschwindigkeit: 3,15 m/min.
Hauptstrommotor: 8,5 PS, 700 Umdreh./min.
1. Vorgelege $z = 22 : 110$; $t = 4{,}5\,\pi$; $b = 120$ mm; Atlasstahl auf Gußeisen gefräst.
2. Vorgelege $z = 15 : 60$; $t = 12\,\pi$; Gußeisen gefräst.
3. Vorgelege $z = 12 : 48$; $t = 15\,\pi$; Stahlguß ungefräst.
Wirkungsgrad des ganzen Windwerkes $\eta = 0{,}7$.
Haltebremse: Doppelbackenbremse mit Bremslüftmagnet und Dämpferkolben.

Fahrwinde.

Laufraddurchmesser 400 mm.
Hauptstrommotor 2,5 PS, 900 Uml./min.
Fahrgeschwindigkeit 18,4 m/min.
1. Vorgelege $z = 34 : 170$; $t = 2\,\pi$; $b = 80$ mm; Atlasstahl auf Gußeisen gefräst.
2. Vorgelege $z = 15 : 60$; $t = 8\,\pi$; Gußeisen.
3. Vorgelege $z = 14 : 43$; $t = 10\,\pi$; Gußeisen auf Stahlguß.
Wirkungsgrad des ganzen Windwerkes $\eta = 0{,}7$.

Tabelle 93. **Laufkrane** der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.

Tragkraft	Spannweite	Heben		Katzenfahren		Kranfahren		Raddruck	Radstand
t	m	m/min.	PS	m/min	PS	m/min	PS	t	m
5	10	7,2	12	30	1,8	126	10	6	2,4
	14					102		6,5	2,6
	18					96		7,1	2,8
10	10	8	28	30	3,8	108	14	9	2,8
	14					102		9,7	
	18							10,4	
15	10	8,4	44	30	5	108	20	12,2	3,2
	14					102		13,1	
	18							14	
20	10	6,6	44	30	7	102	20	15,3	3,4
	14					96		16,0	
	18					84		17,2	
30	10	4,2	44	30	10	102	32	20,6	4
	14					96		22,0	
	18					90		23,4	
40	10	4,2	44	30	10	102	32	26,4	4
	14					96		28,0	4
	18					90		29,6	4
50	10	3	56	24	14	90	42	31,8	4
	14					84		33,7	4,2
	18					78		35,7	4,2

Tabelle 94. **Laufkrane** der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., vorm. J. Losenhausen.

Tragkraft	Spannweite	Heben		Katzenfahren		Kranfahren		Raddruck	Radstand	Gewicht	
										Katze	Kompl. Kran
t	m	m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS	t	m	t	t
3	8	6,2	6,8	32	1,1	100		3,4	2,2		7,7
	12					90	6,8	3,9	2,6	2,1	9
	15					80		4,6	2,8		10,3
5	8	4	6,8	30	1,7	85		4,5	2,2		8
	12					80	8	5,3	2,6	2,4	9,6
	15					80		5,7	2,8		11,5
10	8	3,75	12,5	25	2,3	80		7,8	2,2		10,2
	12					70	12,5	8,7	2,6	3,7	13
	15					65		9,2	2,8		15
15	8	3,3	17	21	2,5	80		10,9	2,2		11,8
	12					70	17	11,7	2,6	4,6	14,5
	15					65		12,4	2,8		17,2
20	8	2,4	17	14	2,5	70		14	2,2		14,8
	12					60	17	15,2	2,6	5,6	17,8
	15					55		15,8	2,8		20
30	8	2,2	24	17	5,8	55		20,75	2,3		18
	12					50	17	21,9	2,6	7,5	22,5
	15					50		22,85	2,8		26
40	8	1.6	24	13	6,6	60		27	2,4		22
	12					55	24	28,5	2,8	8,5	26,4
	15					50		29,2	3,0		29
50	8	1,7	36	13	10	50		33,5	2,4		29
	12					45	24	35,3	2,8	10	32,5
	15					40		36,1	3,0		36,0

Hauptträger bei kleiner Tragkraft und kleinen Spannweiten I-Eisen, bis 16 m genietete Träger, über 16 m Fachwerkträger.

Hellingkrane.

Unter Helling versteht man den Bauplatz eines Schiffes. Derselbe besteht aus einer gegen die Wasserkante geneigten Ebene, deren Fundament durch Pfahlroste oder Betonklötze hergestellt wird. Sie mündet mit ihrem unteren Ende in tiefes Wasser des Hafens, damit die von ihr ablaufenden Schiffe sofort schwimmen.

Über den Hellingen, die immer direkt nebeneinander liegend angeordnet werden, erheben sich die Hellinggerüste, d. h. die Tragkonstruktionen für die Kranbahnen und Laufbühnen ohne Dach und seitliche Abschlußwände. Die Gerüste, welche Platz für Schiffe bis zu 300 m Länge und 32 m Breite gewähren müssen, bestehen im wesentlichen aus Stützreihen mit darauf ruhenden Querträgern (Bindern) und

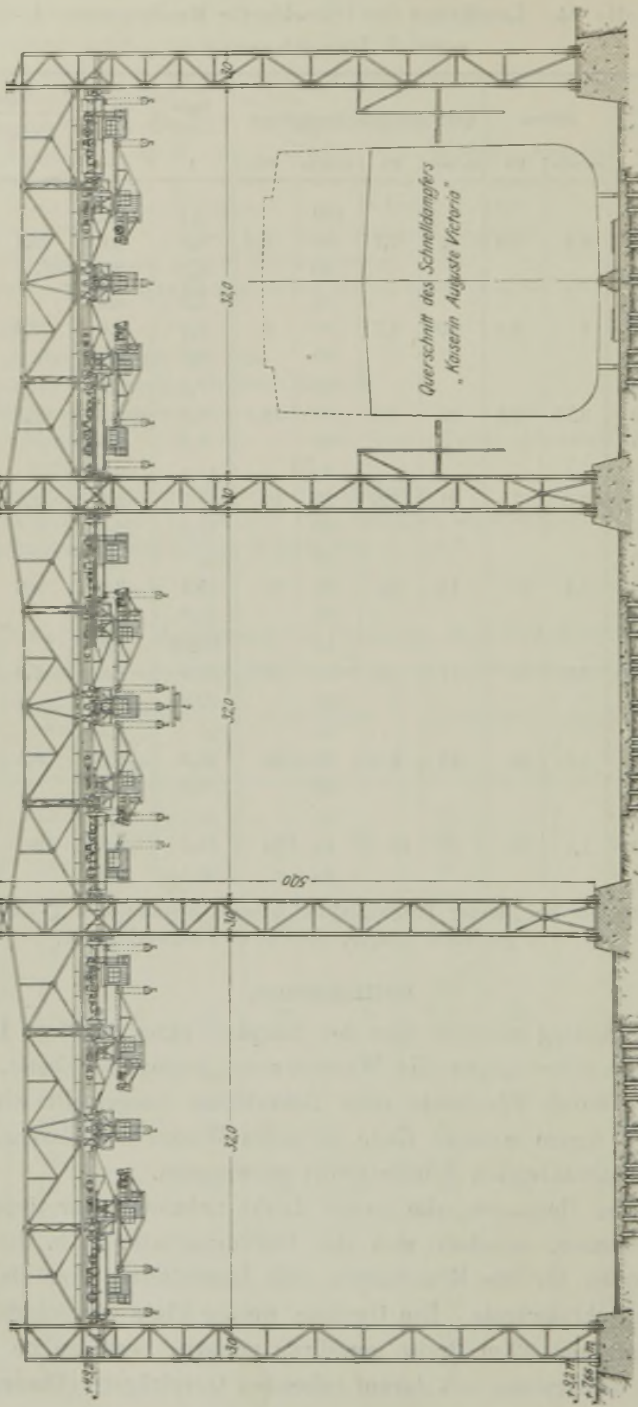


Fig. 1229.

Hellinganlage der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Hamburg.

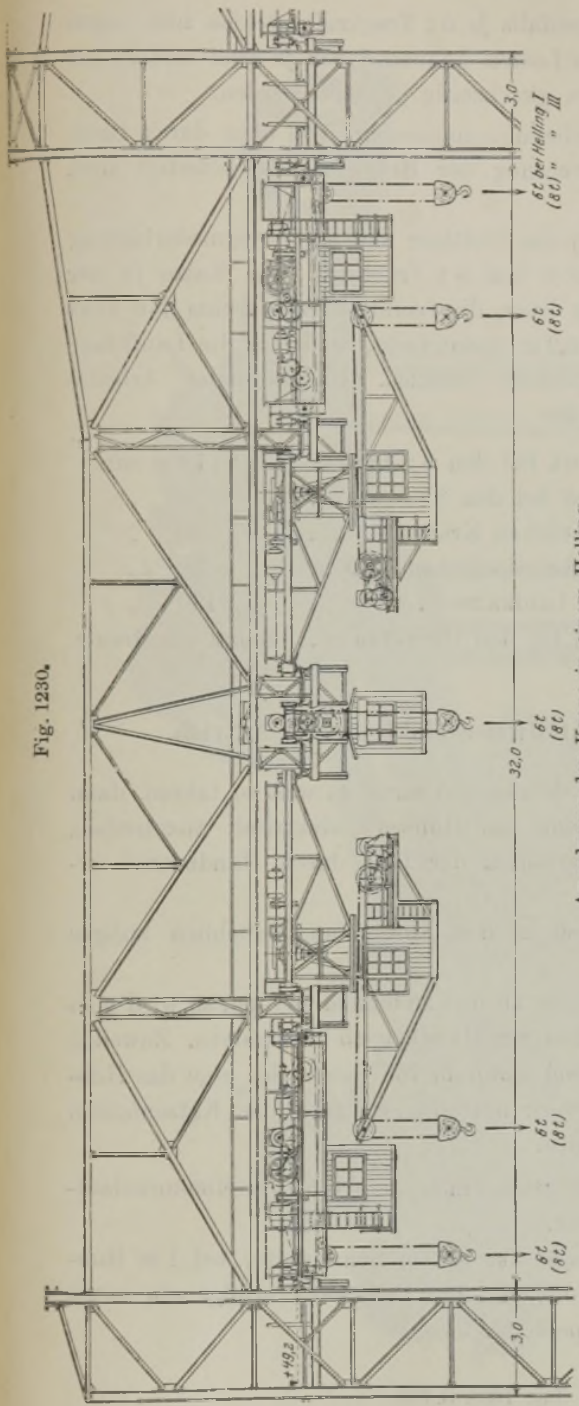


Fig. 1230. Anordnung der Krane in einem Helling.

Längsträgern, aus Kranbahnen, Laufbühnen und den für die Standsicherheit nötigen Verbänden. Die Stützsäulen aus Fachwerk mit 3×3 m Grundfläche stehen quer in je 35 m, längs in je 31 m Mittenabstand und haben eine Höhe von rund 50 m.

Die oberen Querträger, deren etwa 10 vorhanden sind, haben bei der neuen Werftanlage der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Hamburg die Form eines doppelten Hängewerkes, dessen nach unten über den Hauptbalken verlängerte Hängesäulen zur Befestigung der Laufschienen für die in der Längsrichtung der zu erbauenden Schiffe verschiebbaren Krane mit benutzt werden. Unterhalb der Hängewerkstreben sind in der Mitte und an den Seiten weitere Sockel angebracht, welche die übrigen Kranlaufschienen tragen.

Jedes Helling hat fünf Laufkrane; davon sind die seitlichen einfache Laufkrane von je 5 t Tragkraft, die beiden dazwischenliegenden Laufdrehkrane mit unterem schwenkbaren Ausleger, sowie die

mittleren Laufkatzen für ebenfalls je 5 t Tragkraft, welche zum Legen des Kieles dienen. Größere Lasten können durch je zwei und in der Mitte sogar von drei Kranen gleichzeitig gehoben werden.

Die Krane sind der Bedienungsmannschaft von oben durch Laufbrücken, die in der Querrichtung der Hellinggerüste befestigt sind, zugänglich.

Bei der Hellinganlage[1]) des Stettiner Vulkan, Zweigniederlassung Hamburg, haben die Krane 6 bzw. 8 t Tragkraft. Die Katze in der Mitte jeder Helling hat 1,2 m Spur, die Laufdrehkrane rechts und links davon 5 m Ausladung und 5,9 m Spannweite, während die Laufkrane an den Seiten 7,3 m Spannweite besitzen. Die normalen Arbeitsgeschwindigkeiten betragen für

Heben der Last von 6 t bei den 6 t-Kranen	rund	12 m/min.
Heben der vollen Last bei den 8 t-Kranen .	„	9 „
Katzenfahren bei sämtlichen Kranen . . .	„	20 „
Kranfahren mit Last bei sämtlichen Kranen	„	80 „
Fahren der mittleren Laufkatze	„	120 „
Drehen des Auslegers bei den Drehkranen .	einmal i. d. Minute.	

c) Laufkrane mit teilweise elektrischem Antrieb.

Ist die Last nicht allzu häufig und nicht zu weit zu fahren, dann begnügt man sich damit, nur das Hubwerk elektrisch anzutreiben, während das Lang- und Querfahren der Last durch Handbetrieb erfolgen muß.

Diese Krane stellen sich in der Anschaffung erheblich billiger als Dreimotorenkrane.

Wird dagegen der Kran nur ab und zu einmal benutzt, so wird man selbstverständlich mit vollständigem Handbetrieb auskommen. Zuweilen gibt man dem Kran auch zwei Motoren, von denen der eine das Hubwerk, der andere das Fahrwerk antreibt, während das Katzenfahren durch Handbetrieb erzielt wird.

Nebenstehende Fig. 1231 zeigt einen derartigen Zweimotorenlaufkran für eine Maschinenfabrik.

Er besitzt 10 000 kg Tragkraft, 9,29 m Spannweite, bei 1 m Hub- und 30 m Kranfahrgeschwindigkeit. Die Bedienung erfolgt von unten durch Zugschnüre bzw. Haspelkette.

---

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 778.

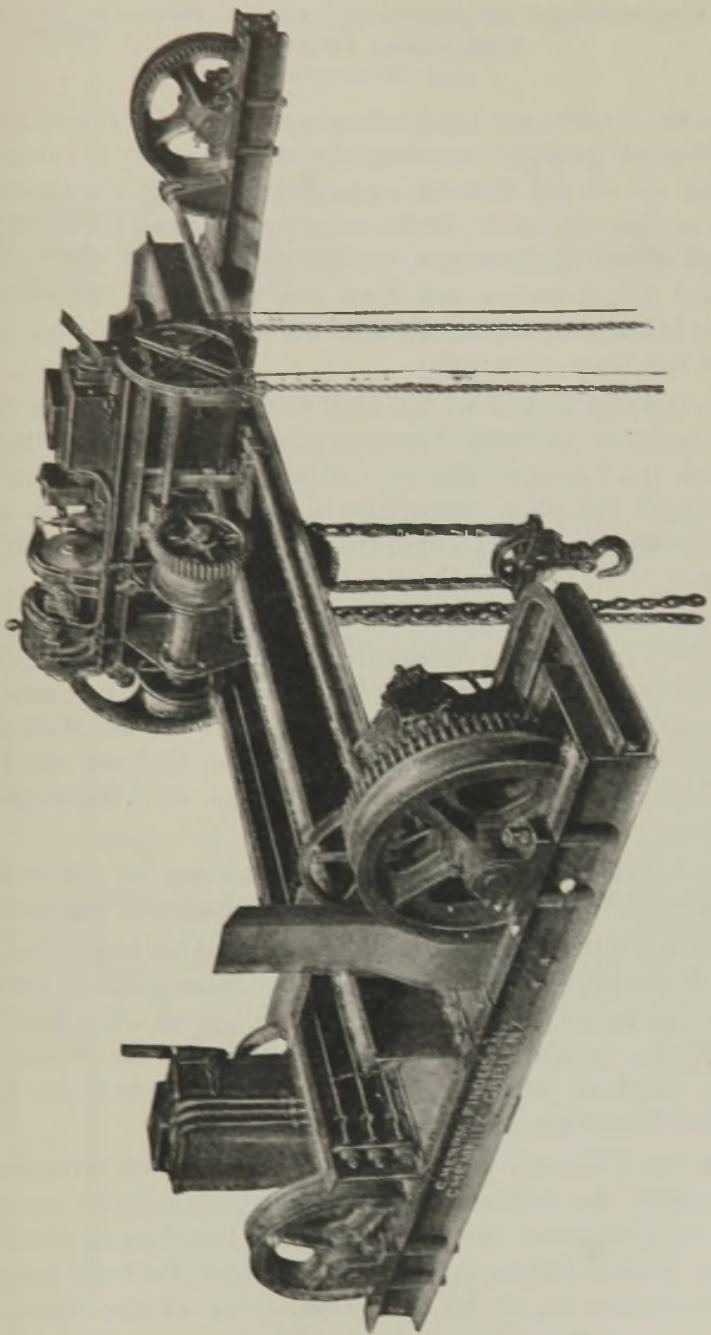


Fig. 1231.

Elektrischer Zweimotorenlaufkran für 10000 kg Tragkraft, 9,29 m Spannweite von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

d) Elektro-Laufwinden.

(Kleinhebezeuge mit elektrischem Antrieb; Hebezeuge mit unbegrenztem Arbeitsfeld.)

(Fig. 1232 bis 1235.)

Um den Betrieb eines Handlaufkranes mit seinen für größere Lasten außerordentlich geringen Geschwindigkeiten rationeller zu gestalten, baut man nur für das Hubwerk einen Elektromotor in die Laufkatze, und ist es dann als großer Vorteil zu betrachten, wenn nur das Heben der Last mittels Elektromotors bewirkt wird, während die leichtere Quer- und Längsbewegung von Hand ausgeführt wird. Es entfallen dann die bedeutenden Unkosten, welche das Heben großer Lasten durch zwei bis vier Mann verursacht.

Das Hubwerk besteht bei fast allen Einmotorlaufwinden aus einem in Öl laufenden gefrästen Schneckengetriebe und einem Stirnradvorgelege. Als Lastorgan wird die Gallsche Gelenkkette, bei billigen Ausführungen kalibrierte Gliederkette in Verbindung mit einer losen Rolle angewendet. Eine Lastdruckbremse hindert den Rücklauf des Getriebes.

Der Antrieb erfolgt durch einen 1- bis 5pferdigen Motor, auf dessen Welle entweder der Rohhauttrieb für das Stirnradvorgelege oder die elastische Kupplung für die Schneckenwelle sitzt. Der zum Anlassen und Regulieren des Motors dienende Kontroller mit Widerstand ist direkt an die Winde angebaut, so daß das Einleiten der Hub- oder Senkbewegung von unten durch Ziehen an einer Handkette erfolgen kann.

Der Antrieb für die Fahrbewegung erfolgt wie bei den anderen Laufwinden für Handbetrieb durch Kette und Haspelrad von unten.

Die in Fig. 1232 bis 1235 abgebildeten Elektro-Laufwinden der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, A.-G., Cöln-Zollstock stimmen im wesentlichen mit der obigen Beschreibung überein. Um eine teure Magnetbremse zu sparen, ist elektrische Bremsung des Motors vorgesehen, damit ein präzises Anhalten erreicht und schädliches Nachlaufen des Motors beim Ausschalten vermieden wird.

Um dem Übelstand zu begegnen, daß bei schiefem Kettenzug in den Lamellen der Gallschen Kette Biegungsspannungen auftreten, welche die Haltbarkeit der Kette ungünstig beeinflussen, ordnet die Deutsche Maschinenfabrik in Duisburg das ganze Windwerk pendelnd im Katzenrahmen an, so daß sich dasselbe bei schiefen Haken oder Kettenzug von selbst entsprechend einstellt.

Fig. 1233.

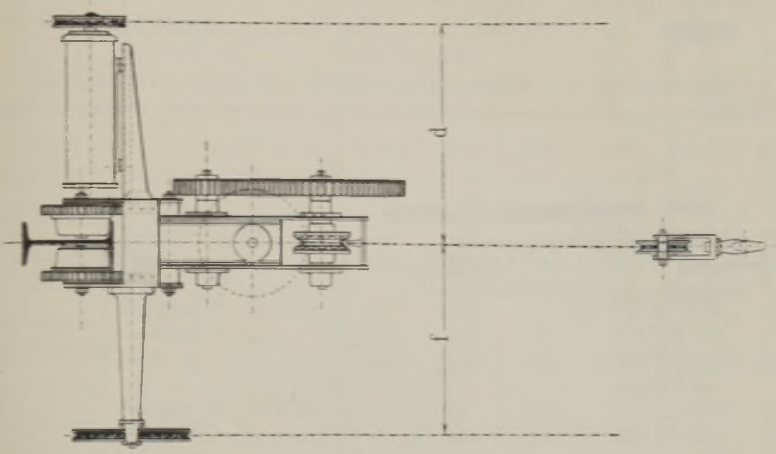
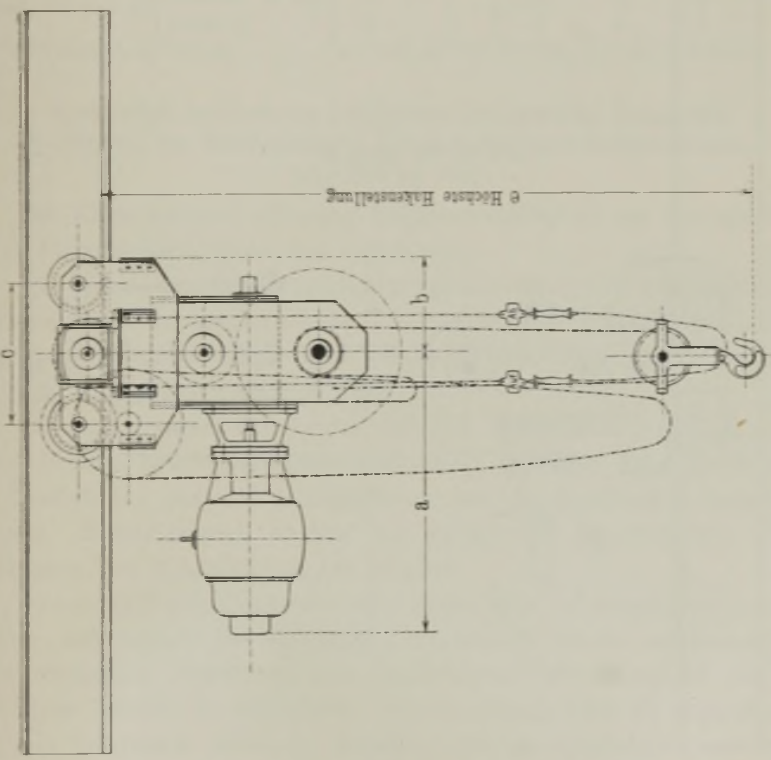


Fig. 1232.



Elektro-Einmotorlaufkatze der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A. G.

Fig. 1235.

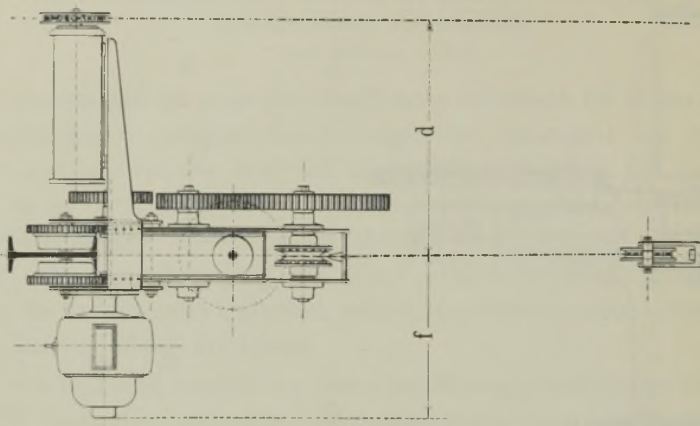
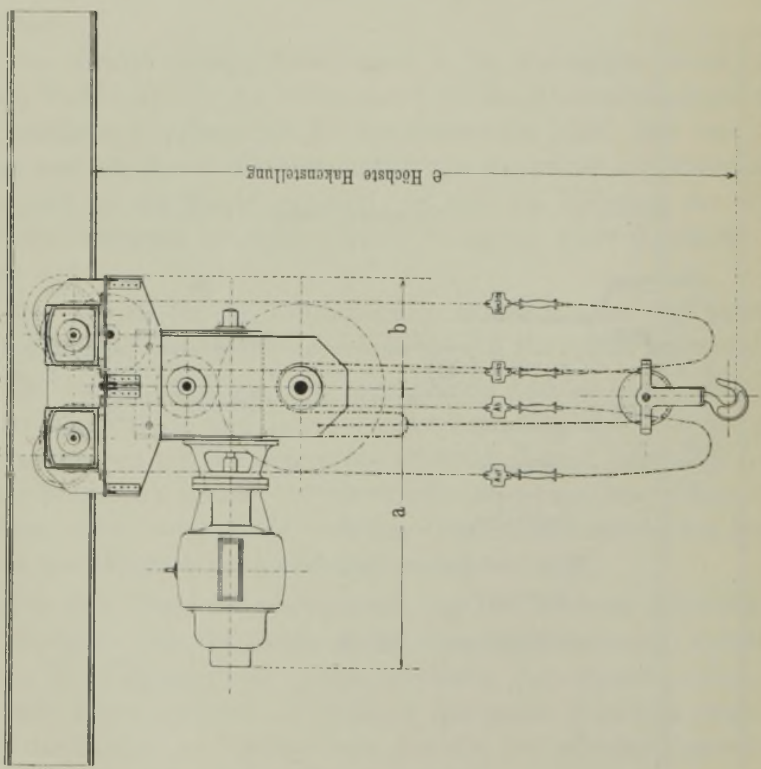


Fig. 1234.



Elektro-Zweimotorenlaufkatze der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G.

Tabelle 95 zeigt die Ausführungsgrößen der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.

Tabelle 95.

Elektro-Laufwinden der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.

	Tragkraft in kg	1500	3000	5000	7500	10 000	15 000
Mit Motor 1,5 PS	Hubgeschw. m/min .	2,4	1,2	0,75	0,50	0,375	0,25
	Gewicht in kg . . .	350	450	580	700	840	1000
	Preis ℳ	1200	1400	1650	1880	2060	2250
Mit Motor 3 PS	Hubgeschw. m/min .	4,8	2,4	1,5	1,0	0,75	0,5
	Gewicht in kg . . .	400	500	630	750	890	1160
	Preis ℳ	1400	1630	1900	2150	2360	2580
Mit Motor 4,5 PS	Hubgeschw. m/min .	—	3,6	2,25	1,5	1,0	0,75
	Gewicht in kg . . .	—	550	688	800	950	1220
	Preis ℳ	—	1960	2150	2350	2580	2780
Lastkette pro m	Gewicht in kg	4	8	12	20	40	65
	Preis ℳ . . .	6	9,50	14	19	45	55
Handkette pro m	Gewicht in kg	3	3	3	3	4	4
	Preis ℳ . . .	6	6	6	6	7	7
Laufschienenstärke in mm		45×20	45×20	50×25	50×25	60×30	60× 30

Elektrisch betriebene Laufkatze für 4000 kg Tragkraft.

Ausführung der Maschinenfabrik Zobel & Neubert in Schmalkalden.

(Fig. 1236 bis 1239.)

Die Katze arbeitet mit einer Hubgeschwindigkeit von 6 m min und einer Fahrgeschwindigkeit von 120 m/min.

Die Einrichtung ist überall da vorteilhaft, wo es sich darum handelt, größere Mengen schnell zu heben und nach einer Richtung zu fahren. Der ganze Apparat hängt in Gelenken an zwei Wagen und gestattet dadurch auch Kurven zu befahren.

Ein unbegrenztes Arbeitsfeld läßt sich durch eine Vereinigung von Hängebahnen, Laufwinden und Laufkranen in solcher Art erzielen, daß die Laufwinden von den Hängebahnen auf die Laufkrane übergehen können. Dieser Betrieb ist nur bei elektrischer Energiezufuhr unter Benutzung von Kontaktleitungen möglich.

Steuerung durch Zugketten oder Zugschnüre erfordert mitgehenden Führer und erlaubt bei vollständig begehbarem Raum nur kleine Geschwindigkeiten. Steuerung vom angehängten Führerstand ist nur bei lebhaftem Betrieb zu empfehlen. Fernsteuerung wird da einfach, wo nur eine Laufwinde arbeitet. Arbeiten mehrere Laufwinden auf einer Bahn, dann sind selbsttätige Umschalter an der Laufwinde erforderlich.

Fig. 1236 u. 1237.

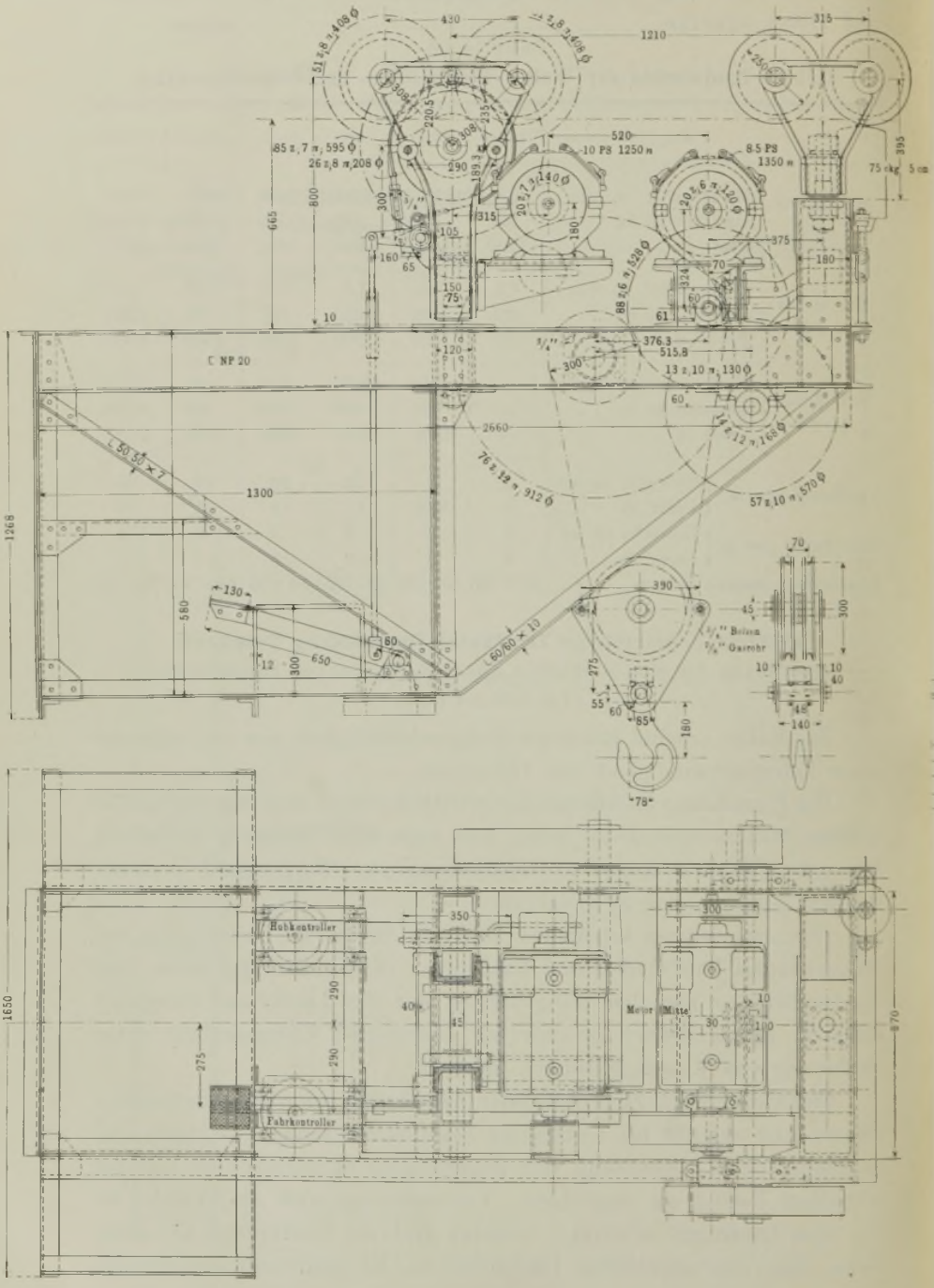
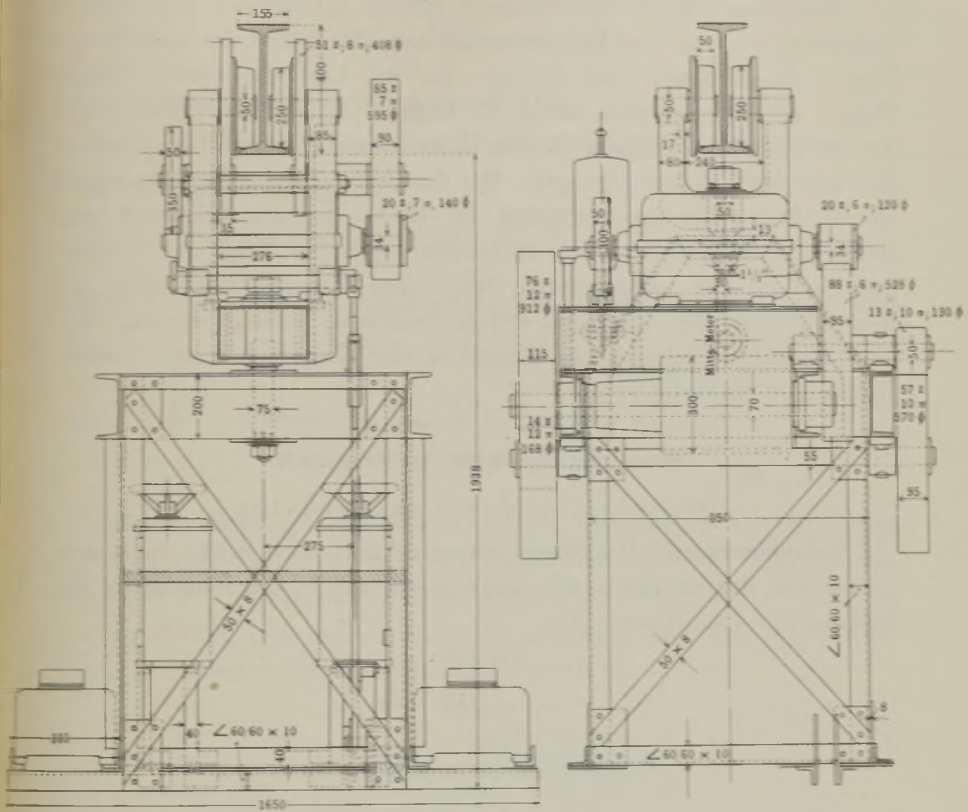


Fig. 1238 u. 1239.



Elektrisch betriebene Laufkatze für 4000 kg Tragkraft

der Maschinenfabrik Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Hubgeschwindigkeit . . . . . $v = 6$ m/min
Fahrgeschwindigkeit . . . . . $v = 126$ „

C. Bockkrane.

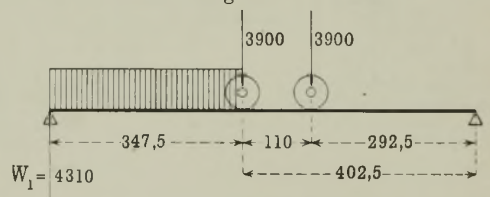
Bockkrane oder Eisenbahnkrane können feststehend und fahrbar ausgeführt werden. Auf Eisenbahnstationen überspannt das bockförmige Gestell dieser Krane zwei Geleise, um die Last von einem offenen Wagen auf den anderen heben zu können. Das Gerüst besteht aus der horizontalen Fahrbahn für die Katze, aus den beiden Bockständern und aus den Eckverstrebungen. Bei den feststehenden Bockkranen ist ein Triebwerk für die Bewegung der Katze und ein Triebwerk zum Heben und Senken der Last vorhanden. Soll der Kran das Arbeitsfeld auch in der Längsrichtung bestreichen, so wird das Gerüst auf Rollen gesetzt, die durch ein drittes Triebwerk betätigt werden. Für die Eisenbahnen werden die Krane in vier Größen für 5000, 10000, 15000 und 20000 kg gebaut.

Bockkran für 15000 kg Tragkraft.

Berechnung des Krangerüstes.

Fahrbahnträger. Das Maximalmoment tritt nach S. 636 unter dem Vorderrade der Laufkatze auf, wenn dieses um $^1/_4$ des Radstandes die Balkenmitte überschritten hat.

Fig. 1240.



Berechnung der Fahrbahnträger.

Der Raddruck Q' ermittelt sich bei 15000 kg Nutzlast und 600 kg Katzen-, Flaschen- und Kettengewicht zu

$$Q' = \frac{15000 + 600}{4} = 3900 \text{ kg}.$$

Ferner ist bei Vernachlässigung der Eckverstrebungen nach S. 636 bei 7,5 m Spannweite und 1,1 m Radstand

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = \frac{750}{2} - \frac{110}{4} = 347{,}5 \text{ cm}.$$

Damit wird

$$W_1' = \frac{3900\,(402{,}5 + 292{,}5)}{750} = 3747 \text{ kg}.$$

Schätzen wir das Eigengewicht des Trägers pro lfd. m. einschließlich der aufgeschraubten Eisenbahnschiene auf 150 kg, d. i. für jeden Träger $7{,}5 \cdot 150 = 1125$ kg, so erhöht sich der Auflagerdruck um

$$W_1'' = \frac{1125}{2} \sim 563 \text{ kg}.$$

Es ist demnach der gesamte Auflagerdruck

$$W_1 = W_1' + W_1'' = 3747 + 563 = 4310 \text{ kg}.$$

Demnach wird nach Fig. 1240

$$M_{b\,max} = 4310 \cdot 347{,}5 - 150 \cdot 3{,}475 \cdot \frac{347{,}5}{2} \simeq 1\,407{,}000 \text{ kgcm}.$$

Lassen wir eine Materialbeanspruchung von 700 kg/qcm zu, so wird

$$W = \frac{M_{b\,max}}{k_b} = \frac{1\,407\,000}{700} = 2010 \text{ cm}^3.$$

Diesem Wert entspricht ein Normal I Profil Nr. 45 mit

$$W = 2040 \text{ cm}^3.$$

Ständer. Bei den Bockständern tritt die ungünstigste Beanspruchung ein, wenn sich die Laufkatze in der Endstellung befindet. Der Abstand der Katze vom Trägerende beträgt annähernd 1750 mm.

Der Druck auf den Bockständer ermittelt sich aus der um A (Fig. 1241) angeschriebenen Momentgleichung zu

$$V_0 = \frac{15\,600 \cdot 615}{790} = 12\,145 \text{ kg},$$

hierzu kommt noch das halbe Eigengewicht der Laufbahnträger mit Schiene . . . . . = 1 200 „
und die darüber liegenden Lagerböcke, Rollen usw. . . = 400 „

$$V_0 = 13\,745 \text{ kg}.$$

In eine Ständerstütze entfällt die Komponente des Druckes $\frac{V_0}{2}$. Nach der Zeichnung ist

$$\cos\alpha = \frac{670}{674} = 0{,}994,$$

somit

$$V = \frac{V_0}{2\cos\alpha} = \frac{13\,745}{2 \cdot 0{,}994} = 6915 \text{ kg}.$$

Hierzu tritt noch der auf S. 730 ermittelte Seilzug $S_0 = 5120$ kg, welcher bei der Endlage des Seiles auf der Trommel größtenteils in eine Strebe geht.

Fig. 1241.

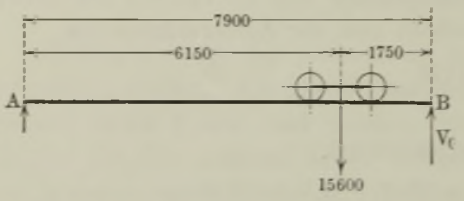
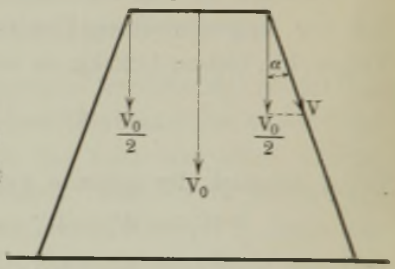


Fig. 1242.



Ermittelung der Stützendrücke.

Demnach wird

$$V_{max} = 6915 + 5120 = 12\,035 \text{ kg}.$$

Nach der Knickgleichung $V = \frac{\pi^2 . J . E}{\mathfrak{S} . l^2}$ wird mit $l = 674$ cm und

$\mathfrak{S} = 7$

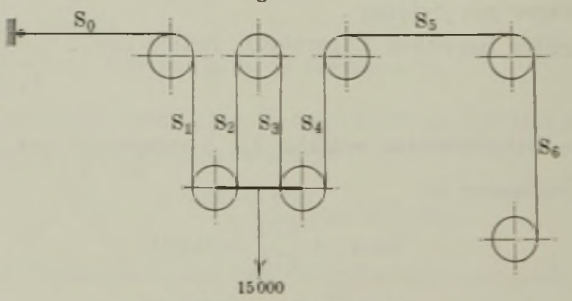
$$J = \frac{12\,035 . 7 . 674^2}{10 . 2\,000\,000} \sim 1915 \text{ cm}^4.$$

Das Ausknicken nach J_{min} ist durch die Verstrebung gehindert. Es kommt daher für die ganze Knicklänge nur J_{max} in Frage, so daß ein Normal I Profil Nr. 20 mit $J_{max} = 2139$ cm⁴ genügen würde. Zur Kontrolle würde man noch die zwischen den Verstrebungen vorhandene Knicklänge in die Rechnung setzen und die Sicherheit nach J_{min} feststellen.

In der Ausführung findet sich I N. P. 40 mit $J_{max} = 29\,173$ cm⁴ und $J_{min} = 1160$ cm⁴.

Berechnung des Triebwerkes.

Fig. 1243.



Anordnung der Lastkette.

1. Lastwinde.

Zunächst ist die größte auftretende Kettenspannung S_6 zu ermitteln. Es ist mit 6 Proz. bzw. 4 Proz. Arbeitsverlust in jeder Rolle annähernd [1])

[1]) Vgl. S. 243. Bei genauer Rechnung muß $S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = 15000$ kg sein.

Fig. 1344.

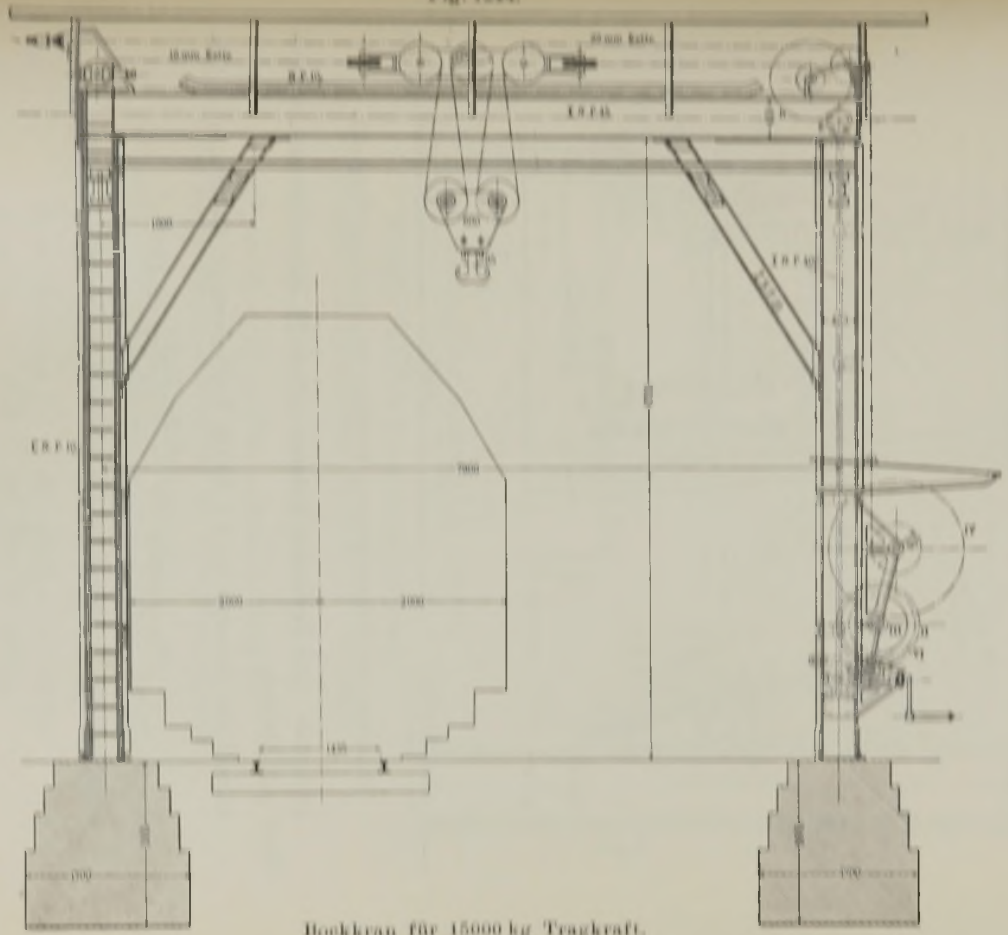
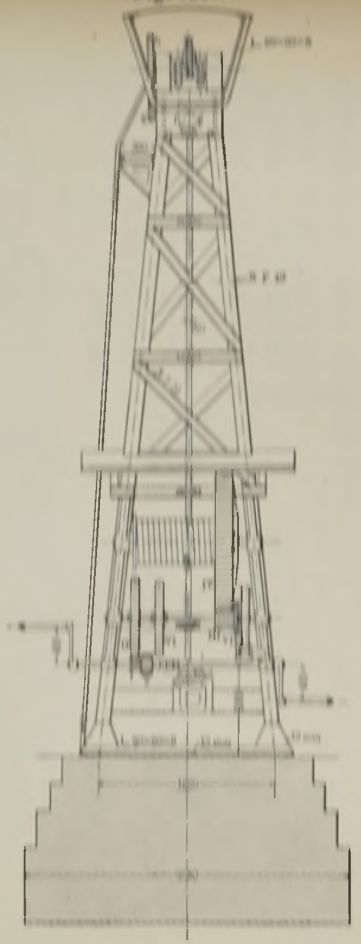


Fig. 1345.



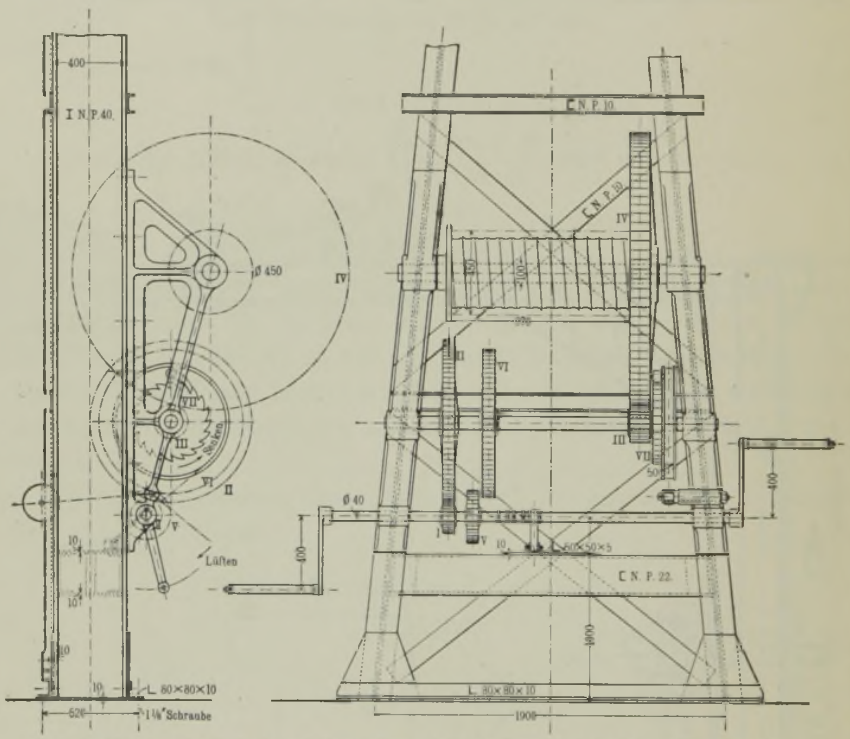
Bockkran für 15000 kg Tragkraft.

$$S_0 = \frac{15\,000}{4} = 3750\,\text{kg}$$

$S_1 = 3750 \cdot 1{,}04 = 3900$ „
$S_2 = 3900 \cdot 1{,}06 = 4134$ „
$S_3 = 4134 \cdot 1{,}06 = 4382$ kg
$S_4 = 4382 \cdot 1{,}06 = 4645$ „
$S_5 = 4645 \cdot 1{,}04 = 4830$ „
$S_6 = 4840 \cdot 1{,}04 = 5120$ „

Für diese Zugkraft $S_6 = 5120$ kg entnehmen wir der Tabelle 8 (S. 16) eine Kette von 22 mm Eisenstärke.

Fig. 1246. Fig. 1247.



Anordnung des Triebwerkes am Bockkran von 15 000 kg Tragkraft.

Trommel- und Rollendurchmesser $D = 20 \cdot 22 = 440$ mm, ausgeführt mit 450 mm.

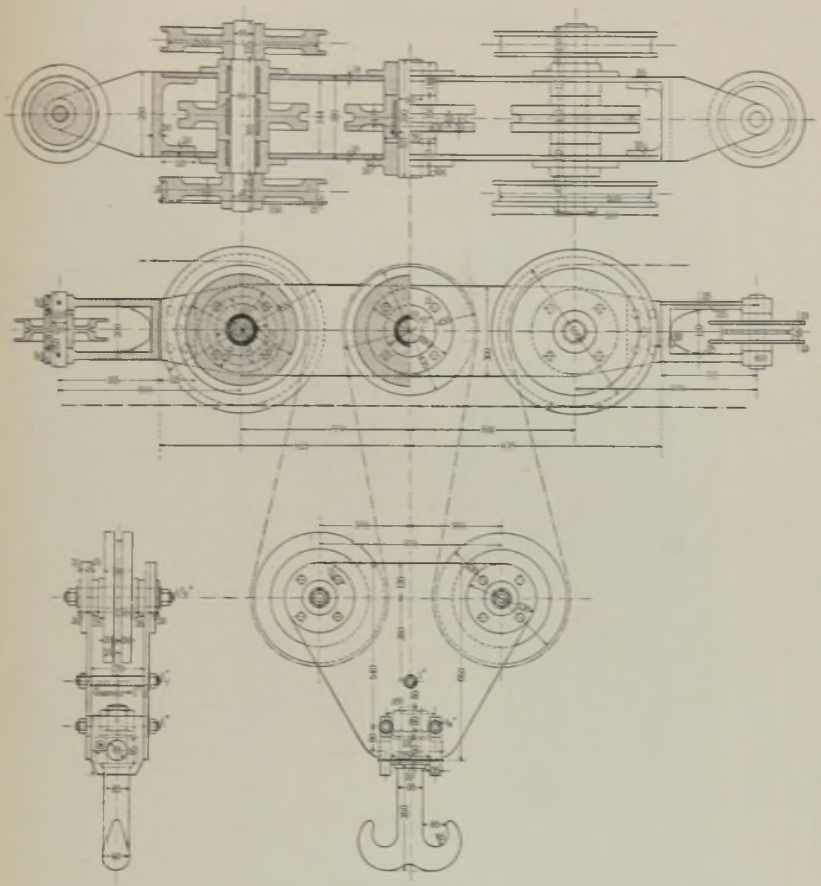
Anzahl der Arbeiter = 4 à 25 kg, Kurbelarm = 400 mm, $\eta = 0{,}7$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{5120 \cdot 22{,}5}{4 \cdot 25 \cdot 40 \cdot 0{,}7} = 41.$$

Hierfür ist mit Rücksicht auf vorhandene Modelle gewählt

$$\frac{15}{80} \cdot \frac{11}{88} = \frac{1}{42{,}6}.$$

Fig. 1248 u. 1249.



Laufkatze zum Bockkran von 15 000 kg.

Winde für die Lastverschiebung.

Die Widerstände berechnen sich nach S. 571 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen nach Fig. 964 (S. 571)

$$W_1 = S_5 - S_0 = 4830 - 3750 = 1080\,\text{kg}.$$

2. Widerstände der Laufräder bei 60 Proz. Spurreibung

$$W_2 = \left(\frac{0{,}08 \,.\, 15\,600 + 0{,}1 \,.\, 4 \,.\, 12\,500}{25}\right) \cdot 1{,}6 = 400\,\text{kg}.$$

Hierin ist $f = 0{,}08$ cm, $r = 4{,}0$ cm,
$D = 15\,600$ kg, $P \sim 12\,500$ kg,
$\mu = 0{,}1$, $R = 25{,}0$ cm.

3. Widerstand der Zugketten[1]) bei 16 mm starken Ketten (Gewicht pro Meter $\sim$ 6 kg), $x = 2{,}3$ m und 150 mm Durchhang

$$S = \frac{2 \,.\, 6 \,.\, 2{,}3^2}{2 \,.\, 0{,}15} \sim 212 \text{ kg}.$$

Somit wird

$$W = 1080 + 400 + 212 = 1692 \text{ kg}.$$

Fig. 1250.

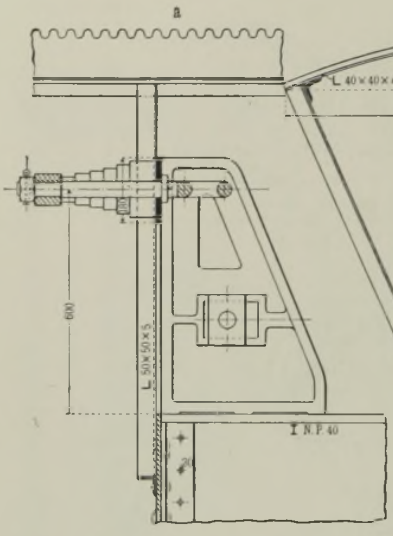


Fig. 1251.

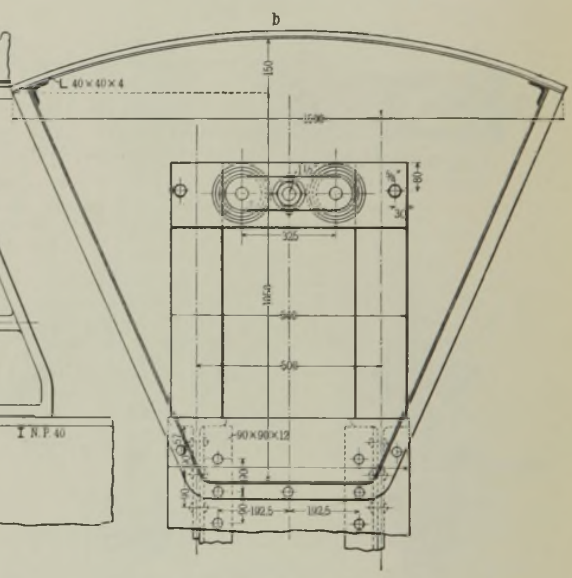
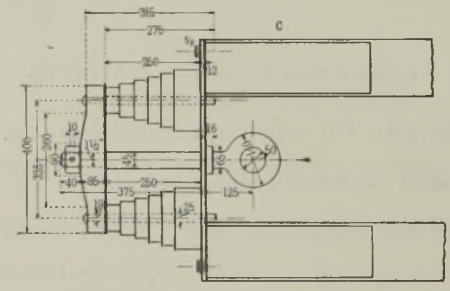


Fig. 1252.

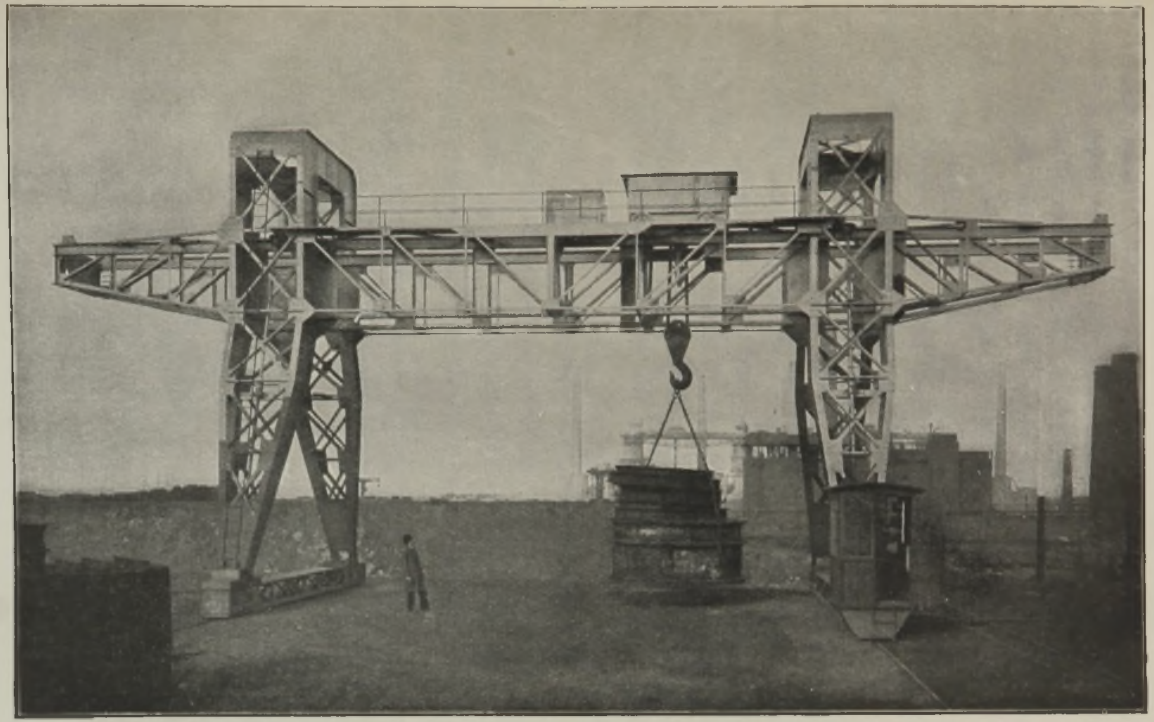


Zugfederbefestigung am Bockkran von 15 000 kg Tragkraft.

Bei einem Kettenrollendurchmesser von 300 mm, zwei Arbeitern à 15 kg, am Kurbelarm 400 mm, ergibt sich mit $\eta = 0{,}8$ die erforderliche Übersetzung zu $\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment } \eta} = \frac{1692 \,.\, 15}{2 \,.\, 15 \,.\, 40 \,.\, 0{,}8} \sim 26{,}4.$

[1]) Vgl. S. 572.

Fig. 1253.



Fahrbarer Bockkran für 40 000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite von der Deutschen Maschinenfabrik in Duisburg (Werk Stuckenholz).
Der Oberteil der portalartigen Kranfüße gewährt der Katze freie Durchfahrt, so daß diese samt anhängender Last vom Ende des einen Auslegers bis zum Ende des anderen gelangen kann.

D. Verladebrücken.

Für große Lagerplätze für Kohle, Erz, Walzeisen, Sand, Kies usw. eignen sich feststehende oder fahrbare Hochbahnen mit Drehkran oder Laufkatze. Die beste Verladevorrichtung ist die, welche jeden Punkt des Platzes beladen und entladen kann ohne ein Verholen des Schiffes oder der Eisenbahnwagen zu erfordern. Durch Verwendung einer Laufkatze wird das ganze Bauwerk zwar sehr leicht und billig, aber die ganze Brücke muß häufiger verschoben werden. Dies ist weit weniger der Fall bei einer Brücke mit fahrbarem Drehkran oder Drehlaufkatze. Letztere erfordert aber neben größerer Brückenhöhe weite Portale, wie Fig. 1255 zeigt. Anderenfalls kann der Portaldurchgang nur mit in die Fahrrichtung eingestelltem Ausleger passiert werden.

Verladebrücken zeichnen sich neben ihrer hohen Leistungsfähigkeit durch ihre außergewöhnlich großen Abmessungen aus, die in Gesamtlängen und Spannweiten bis 150 m und mehr bestehen.

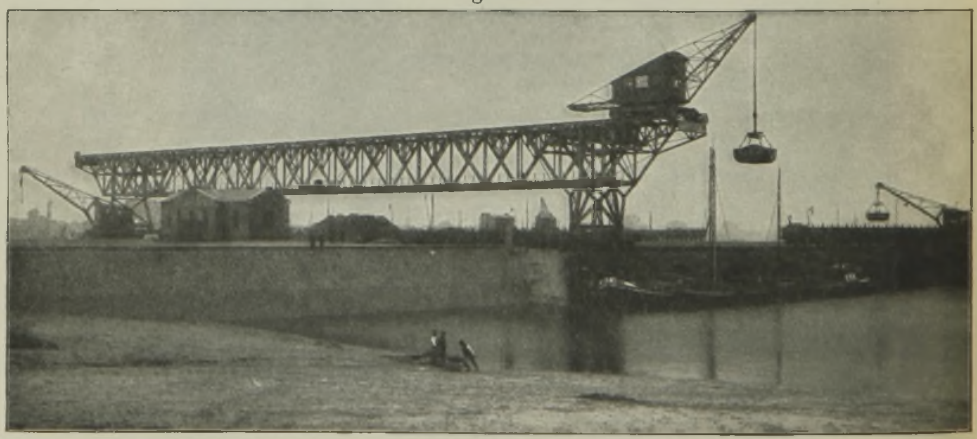
Vielfach bedingen die Platzverhältnisse besondere Formen der Verladebrücken. Z. B. führt man die Brücken als ein- oder zweiseitige Lastausleger aus (Kantileverkrane), die es gestatten, weit über Gebäude hinwegzureichen.

Fahrbare Verladebrücke

der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger in Duisburg.

Die Anlage umfaßt zwei Verladebrücken, die auf einer Landzunge zwischen dem Rheinstrom und dem Hafenbecken laufen und die Kohle

Fig. 1254.



Mechanischer Teil gebaut von der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger, Duisburg, elektrische Einrichtung von den Siemens-Schuckertwerken, für den Hafen Walsum der Gutehoffnungshütte, Aktienverein für Bergbau- und Hüttenbetrieb, Oberhausen.

von den Eisenbahnwagen oder vom Lager in Schiffe schaffen. Beim Verladen von den Eisenbahnwagen werden die mit Kohle gefüllten Spezialkübel unmittelbar von den Wagen abgehoben und durch Öffnen in das Schiff entleert. Vom Lager werden die Kohlen mit Hilfe von Greifern verladen.

Tragkraft des Drehkrans auf der Brücke . . . . . 10 t
Fassungsraum des Greifers . . . . . 6,5 cbm
Leistung einer Brücke in der Stunde 240 t vom Wagen ins Schiff
„ „ „ „ „ „ 120 t „ Lager „ „

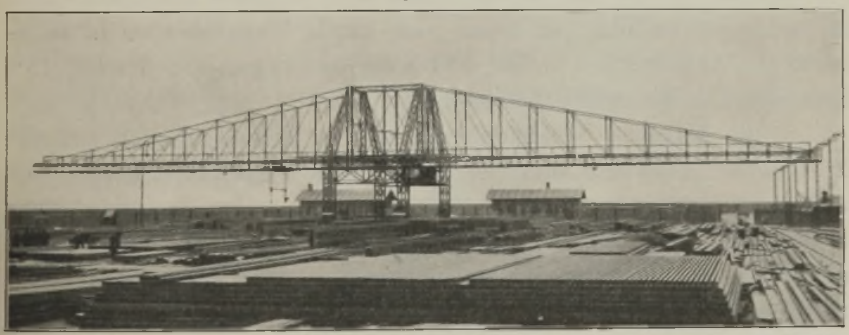
Stützweite	90 m	Hubgeschwindigkeit	18 m/min
Ausladung auf jeder Seite . .	11,25 „	Drehgeschwindigkeit	120 „
Gesamtlänge	112,5 „	Kranfahrgeschwindigkeit . .	90 „
Ausladung des Drehkrans . .	11 „	Brückenfahrgeschwindigkeit .	24 „

Motoren	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
Hubmotor	60	575	offen	Drehstrom von 500 Volt Frequenz 50
Drehmotor	10	960	„	
Kranfahrmotor	30	720	geschlossen	
Brückenfahrmotor	68	720	„	

Verladebrücke
der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg.

Die Brücke, die eine Gesamtlänge von 88,25 m besitzt, dient zum Verladen von Profileisen. Das Brückengerüst ist als doppelarmiger Träger ausgebildet, dessen Stützjoche auf einer Bahn von 8 m Spurweite

Fig. 1255.



Verladebrücke, mechanischer Teil, gebaut von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg für die kaiserlichen Stahlwerke in Yawatamachi, Japan.

laufen. Die lichte Weite der Stützjoche beläuft sich auf 16 m, so daß senkrecht zur Laufkatzenbahn liegende Profileisen von 15 m Länge noch hindurchgeführt werden können. Auf der Laufkatze befinden sich

die Triebwerke für Hub und Katzenfahren, das Brückenfahrwerk liegt in den beiden Jochen.

Tragkraft der Brücke	3,5 t	Hubgeschwindigkeit	12 m/min
Gesamtlänge der Brücke . . .	88,25 m	Katzenfahrgeschwindigkeit .	90 „
Lichte Weite der Stützjoche .	16 „	Brückenfahrgeschwindigkeit .	75 „
Spurweite der Bahn	8 „		

Motoren	PS	Drehzahl	Bauart	Stromart
Hubmotor	23	840	geschlossen	Gleichstrom von 235 Volt
Katzenfahrmotor	7,2	1450	„	
2 Brückenfahrmotoren . . . . je	33	750	„	

E. Hochbahnkrane.

Die Unzulänglichkeit der Lauf- und Drehkrane beim Verladen von Massengütern hat in Hinsicht auf den Grundsatz: „Je geringer der Wert eines Gutes, um so größer der Einfluß der Transportvorrichtung auf den endgültigen Preis“ zuerst in Amerika zu Konstruktionen geführt, die ein wirtschaftliches Verladen und Transportieren von Massengütern, wie Kohle, Koks, Erze, Schlacke, Sand, Getreide, und schließlich Frachtstücke, wie Kisten, Fässer, Säcke und Langholz, ermöglichten[1]).

Die Leistung, welche früher mit 40 bis 50 t/st als guter Durchschnitt galt, ist heute bis auf 200 und 300 t/st gestiegen.

Handelt es sich nur darum, Kohle oder Erze aus Eisenbahnwagen in Schiffe zu verladen, so lassen sich durch Waggonkipper in zehnstündiger Arbeitszeit 120 bis 150 Eisenbahnwagen von 10 bis 15 t Ladeinhalt in die Schiffe entleeren.

Sollen hingegen Schiffsladungen in den Häfen gelöscht und die Massengüter außerdem auf benachbarte offene Stapelplätze übergeführt werden, die zum Ausgleich der Schwankungen in der Zu- und Abfuhr dienen, und ist es wünschenswert, diese Materialien mit derselben Vorrichtung vom Platze wieder aufzunehmen und in andere Transportmittel zu verladen, so sind besondere Einrichtungen erforderlich, die zur Vermeidung der hohen Liegegelder eine schnelle Entleerung gestatten.

Die Lösung dieser Aufgabe, einen Förderkübel mit dem Kran hochzuwinden, an Land zu schwenken und in die Transportwagen einer

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 1354 u. f.

Hochbahn zu entleeren, ist unvollkommen, weil das Lastschwenken den Zeitaufwand vermehrt.

Das Prinzip der amerikanischen Hochbahnkrane besteht darin, daß man

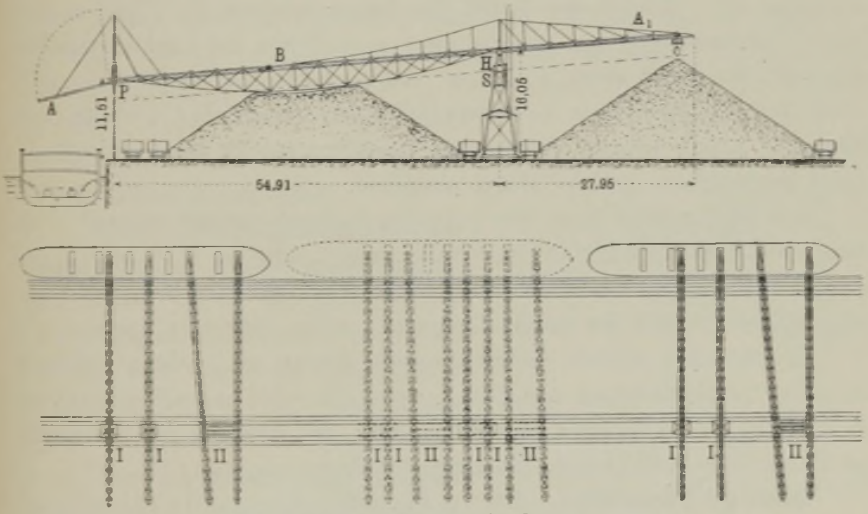
1. die Last in derselben Ebene aus dem Schiffsraume bis zum Stapelplatz hebt, fährt und senkt, ohne zu schwenken,
2. die mit der Nutzlast in Bewegung zu setzenden toten Massen möglichst auf die Fördergefäße beschränkt.

Die zuerst von der Brown Hoisting & Conveying Machine Co. in Cleveland, Ohio, und der C. W. Hunt Company in New York und von J. Pohlig, Akt.-Ges. in Cöln, in Deutschland eingeführten Systeme sollen in nachfolgendem erörtert werden.

a) Die Brownschen Brückenkrane mit einem Seil, Fangwerken, Kübelbetrieb und Eintrommelwinde.

Der in Fig. 1256 und 1257 abgebildete Brückenkran besteht aus einem Brückenträger B von 40 bis 74 m Spannweite, einem oder zwei Auslegern A und A_1 bis zu 32 m Länge, und zwei fahrbaren Stützen P und S. Die auf diese Weise bis zu 148 m verlängerte Brückenbahn

Fig. 1256 u. 1257.



Brownscher Brückenkran.

steigt zwecks selbsttätigen Rücklaufs der Katze mit einer Neigung 1 : 12 bis 1 : 8 an und trägt ein Gleis von 300 mm Spurweite. Um bei getakelten Schiffen ungehinderten Betrieb zu ermöglichen, ist der Ausleger A aufklappbar angeordnet.

Die Laufkatze wirkt selbsttätig und läßt sehr hohe Geschwindigkeiten zu. Die Bewegung der Last geht selbsttätig aus der senkrechten in die wagerechte Richtung über, die Katze hält selbsttätig an den gewünschten Punkten an und schüttet den Inhalt der Fördergefäße aus. Alle diese Vorrichtungen — Heben und Fahren — werden durch ein einziges Förderseil von 15 mm Durchmesser und durch Hemmvorrichtungen bewirkt.

Es genügt dann eine Winde mit Reibkupplung und Bremse für die Trommel, um alle Bewegungen mit ständig gleichförmig umlaufendem Motor ohne Umsteuerung und Wendegetriebe ausführen zu können. Die Trommel ist nur beim Aufziehen der Last mit dem Motor gekuppelt, während die Katze beim selbsttätigen Rücklauf auf der geneigten Bahn und die sinkende Last das Seil von der losgekuppelten Trommel selbsttätig abhaspeln und die Laufgeschwindigkeit durch die Bremse reguliert wird.

Arbeitsvorgang: Das Fördergefäß wird in das Schiff hinabgelassen und mit Erz oder Kohle gefüllt. Dann wird durch die Winde die Last mit etwa 90 m/min Geschwindigkeit gehoben, bis der Bügel des Fördergefäßes bei der Laufkatze anlangt und von dieser in der Weise aufgenommen wird, daß die Katze die Last trägt, während das Seil entlastet ist. Sobald der Bügel die Katze erreicht hat, löst er sie von einem Fangwerk aus, und die zuvor zum Heben der Last verwandte Zugkraft des Seiles dient nun dazu, die Laufkatze auf der Brücke mit etwa 300 bis 450 m/min Geschwindigkeit zu verschieben. Wenn die Katze an einem zweiten Fangwerke angekommen ist, wird sie selbsttätig festgehalten und der Bügel ausgelöst.

Das Fördergefäß kann nun entweder dadurch gesenkt werden, daß man eine Reibkupplung an der Winde auslöst, oder es wird selbsttätig durch Anstoßen an einen Anschlag umgekippt, wenn es sich um Erze oder Stoffe handelt, die durch Zerbrechen nicht entwertet werden.

In Fig. 1257 deuten die punktierten Linien an, welche Stellung die acht Verladebrücken einnehmen, wenn ein Schiff mit allen zugleich, d. h. äußerst schnell, entladen werden soll. Die Neigung der Fahrbahn ist durch den selbsttätigen Rücklauf der Katze gegeben.

Inhalt der Förderkübel. Der in Fig. 1261 dargestellte Förderkübel enthält 1 t gleich 0,5 cbm Erz oder 1,2 cbm Kohle.

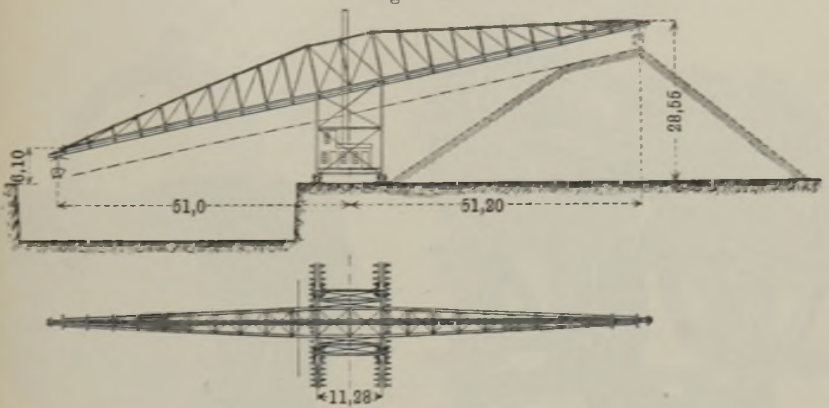
Geschwindigkeiten.

Hubgeschwindigkeit	90 m/min
Katzengeschwindigkeit	300 ÷ 450 m/min
Fahrgeschwindigkeit der ganzen Brücke . .	50 ÷ 160 „

Die Zeit für die Bewegung des Fördergefäßes vom Schiffsraum bis zum Entladeplatz und wieder zurück dauert etwa 45 Sek. Der Vorgang läßt sich in 10 Stunden 400 bis 450 mal mit Einschluß der Zeit zum Füllen und Befestigen der Gefäße am Haken wiederholen.

Leistung. Unter gewöhnlichen Verhältnissen beträgt die Leistung einer Verladevorrichtung rund 500 t in 10 Stunden. Die Leistung läßt

Fig. 1258.



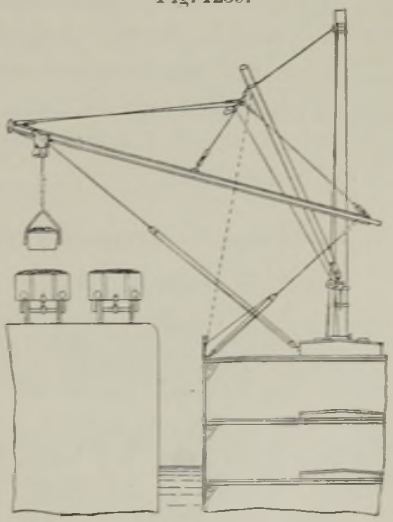
Brownscher Brückenkran.

sich jedoch bedeutend erhöhen, wenn das Material und die Bauart des Schiffes die Verwendung von Selbstgreifern zulassen. Mit derartigen Brückenkranen kann ein Schiff in $4^1/_2$ Stunden von 7100 t Erz entladen werden, wobei etwa 50 Mann erforderlich sind, um das Erz in die Förderkübel zu schaufeln.

Bei der in Fig. 1258 angedeuteten Anordnung ist die Fahrbahn nur in der Mitte durch einen fahrbaren Turm abgestützt. Der Weg der Katze beträgt hier 104 m, die Neigung der Fahrbahn $12^1/_2{}^0$. Die Dampfwinde hat 275 mm Zylinderdurchmesser und 314 mm Hub. Das Gewicht der ganzen Vorrichtung beträgt 136000 kg, der Preis 117500 *M*.

Nebenstehende Fig. 1259 zeigt uns den Fahrbahnträger mit den Schiffsmasten in einfacher Weise verbunden.

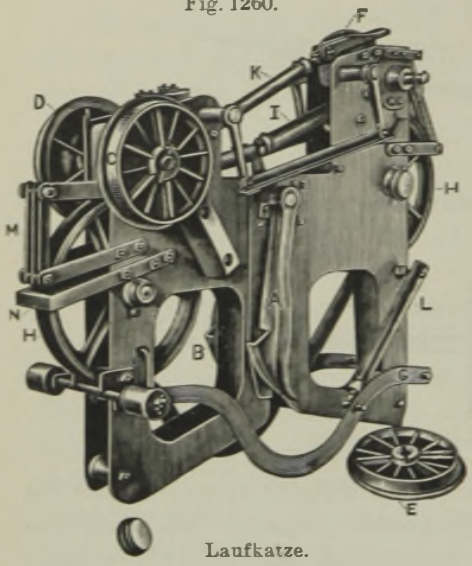
Fig. 1259.



Anordnung des Fahrbahnträgers auf Schiffen.

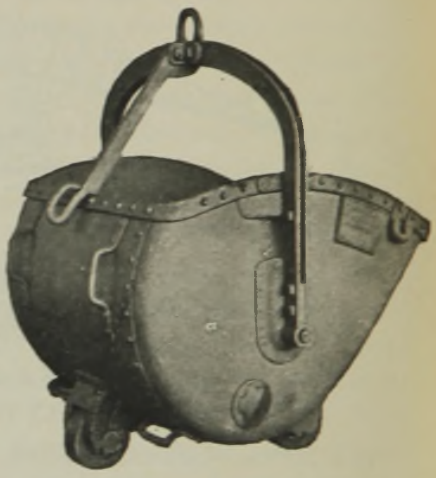
Laufkatze. Fig. 1260 zeigt die Konstruktion der Laufkatze. Die Klinken *A* und *B* nehmen nach der durch Schlaffwerden gekennzeichneten Entlastung des Hubseiles das Gewicht des gehobenen, gefüllten Fördergefäßes auf, welches zugleich auch in wagerechter Richtung sicher mit dem in der Mitte aufklappbaren Katzenrahmen gekuppelt wird. In diesem Zustande wird der Laufwagen auf den Rädern *C*, *D*, *E* und *F*

Fig. 1260.



Laufkatze.

Fig. 1261.



Förderkübel.

(*E* ist von der Achse abgenommen) bis zu dem willkürlich veränderlichen Entladungspunkte bewegt, woselbst mittels des Hebels *G* die Auslösung aus dem Katzenrahmen erfolgt. Das Fördergefäß dreht sich um seinen Zapfen und die Ladung wird ausgeworfen. *H* sind Hubseilscheiben, *I*, *K* und *L* Gehäuse für Rückstellfedern, *M* eine Seilführung, *N* ein Schutzbügel.

Laufkatze der Temperley Transporter Company in London[1]).

Fig. 1262 zeigt den Wagen in der Haltestellung, Fig. 1263 in der für den Lauf eingerichteten Zusammensetzung.

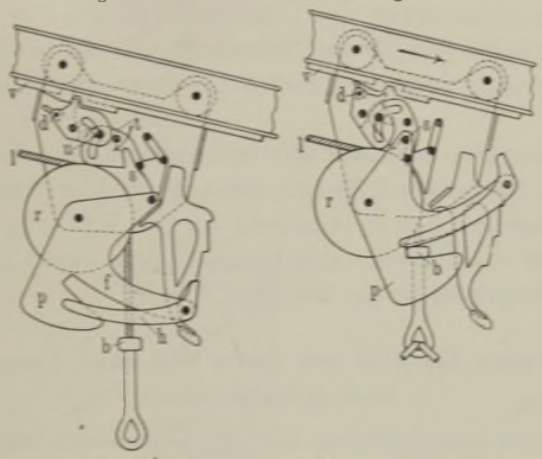
Die beiden Seitenschilder der Laufkatze tragen eine Rolle *r*, über welche das Lastseil *l* zu der am Vorderende des Auslegers befindlichen Rolle und zur Winde geführt wird. Über dem Haken ist am Lastseil ein Ball *b* befestigt, der beim Aufziehen zunächst einen Sperrhebel *h* auslöst, welcher in der Platte *p* drehbar gelagert ist und dann die

[1]) „Eisenbahntechnik der Gegenwart", 2. Bd., 3. Abschn.

letztere mittels des Fingers *f* um den Rollenbolzen dreht, wobei er sich in den Ausschnitt der Platte legt.

Infolge der Drehung von *p* tritt der daran befestigte Stift *s* in die Ausklinkung der Platte *u*, diese um ihren Festpunkt drehend. Mit

Fig. 1262. Fig. 1263.



Katze in Haltestellung. Katze in Fahrstellung.

Hilfe eines Stiftes *t* wird dadurch die Doppelplatte *d* so verschoben, daß ihr Zahn aus der Lücke der Anschlagleiste *v* heraustritt; es gehen also die einzelnen Teile aus der Lage der Fig. 1262 in diejenige der Fig. 1263 über.

Die Katze ist nun ausgelöst und wird bei weiterem Anziehen des Seiles mit der Last nach links verfahren. Hierbei stößt die an der

Fig. 1264. Fig. 1265. Fig. 1266.

Laufkatze der Temperley Transporter Company.

Zahnplatte *d* befestigte Federklinke gegen den nächsten Anschlag, Fig 1263 und geht in die Lage der Fig. 1264 über, ohne Einfluß auf die Zahnplatte auszuüben.

Hat die Last die Ladestelle erreicht, was der Wärter an der Zahl der Anschläge der Federklinke berechnet, so läßt er das Seil ein wenig nach, die Katze läuft etwas abwärts, die Federklinke stößt gegen den Anschlag Fig. 1265, die Zahnplatte *d* erfährt eine Drehung, so daß der

Zahn in die Zahnlücke tritt, die einzelnen Platten werden zurückgedreht und die Last kann gesenkt werden.

Jede beliebige Trommelwinde kann zum Heben der Last und zum Bewegen des Wagens verwendet werden. Die Laufkatze kann auf dem Ausleger nicht verschoben werden, bevor nicht Wagen und Last fest miteinander gekuppelt sind; umgekehrt findet eine Entkupplung erst statt, nachdem der Wagen festgestellt ist, und nun ist während des Hebens und Senkens der Last keine Bewegung auf dem Träger möglich.

Diese Temperley-Laufkatze wird in Verbindung mit einem an einem Flaschenzuge hängenden I-Träger mit 1:6 bis 1:7 Neigung, welcher durch Drahtseile in seiner Stellung gehalten wird, als Temperley-Förderer zum Bekohlen von Handels- und Kriegsschiffen, neben allen anderen Arten von Massentransporten benutzt.

b) Hunts Elevator mit einem Seil ohne Fangwerk und Kübelbetrieb.

Setzt[1]) man eine Laufkatze mit einer im unteren Rahmenteil eingebauten Leitrolle auf eine wagerechte Fahrbahn und führt das Lastseil über die Rolle parallel zur Bahn nach der Winde, so ist der Fahrwiderstand kleiner als die zum Heben der Last erforderliche Kraft, und der von der Winde ausgeübte Seilzug wird daher die Katze in Bewegung setzen, ohne die Last zu heben.

Neigt man die Bahn aufwärts, so fällt eine Komponente der Last in die Richtung der Fahrbahn nach abwärts und erhöht dadurch den Fahrwiderstand in entsprechender Weise, bis schließlich bei 45° Steigung der gesamte Fahrwiderstand größer als der zum Heben der Last erforderliche Seilzug ausfällt. Unter diesen Umständen zieht dann die Winde zunächst bei frei stillstehender Katze — die in der tiefsten Stellung sich gegen einen Prellbock abstützt — die Last in die Höhe und setzt die Katze mit der Last erst in Bewegung, wenn letztere am senkrechten Emporsteigen durch die Unterfläche der Katze gehindert wird.

Auf diese Weise kann man einen Kübel senkrecht aus dem Schiffsraume in die Höhe ziehen und dann ohne Unterbrechung auf geneigter Bahn nach dem Lagerplatz weiter befördern.

Hängt die Last nicht direkt am Ende des Zugseiles, sondern mit einer losen Rolle in der Schlinge desselben, so genügt eine Neigung von 30°, um die anfänglich senkrechte Bewegung zu sichern.

---

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 73.

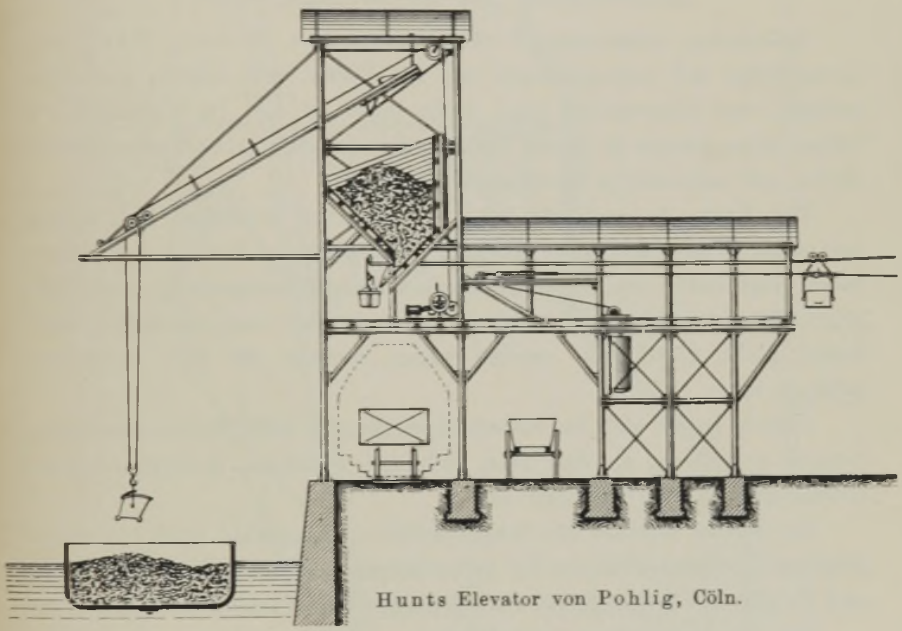
Der Rücklauf der Katze findet durch die Neigung der Fahrbahn bei gebremster entkuppelter Trommel selbsttätig statt, bis sich nach dem Anstoßen an den unteren Prellbock durch das Nachlassen des Seiles der Kübel in den Schiffsraum senkt.

Die Fahrbahn wird auch in zweckmäßiger Weise parabelförmig hergestellt.

Da bei großen Entfernungen die Last infolge der großen Fahrbahnneigung sehr hoch aufsteigt, so kann das Verfahren nur für kurze Strecken angewendet werden.

Hunts Elevator besteht nach Fig. 1267 aus einem turmartigen Gerüst, aus welchem der beschriebene Ausleger hervorragt. Die Katze

Fig. 1267.



Hunts Elevator von Pohlig, Cöln.

entleert dann im höchsten Punkte des Auslegers den Inhalt des Förderkübels in einen Füllrumpf, von dem das Material durch die eigentliche Hochbahn weiter befördert wird.

Bei Materialien, welche von Hand eingeschaufelt werden sollen, benutzt man als Fördergefäße Kübel von 3 bis 20 hl Inhalt, welche in einem Bügel drehbar aufgehangen sind und solche Form haben, daß der Kübel im gefüllten Zustande vorn schwerer ist als hinten, dadurch kippt und seinen Inhalt entladet, wohingegen der leere Kübel hinten schwerer ist und wieder in seine aufrechte Lage zurückschwingt.

Stößt nun das kurze Ende des Hebels beim Hochziehen des Kübels gegen einen Anschlag, so wird der Stützhebel gedreht und hebt sich von der hinteren Kübelwand ab; der Kübel kippt vorn über und entleert seinen Inhalt in den Füllrumpf.

Beim Entladen von Schiffen wendet man im allgemeinen drei Kübel an, die nacheinander gehoben und entleert werden. Der Betrieb kann auch mittels Selbstgreifer geschehen.

Selbstgreifer. Die Konstruktion derselben ist auf S. 74 unter den Elementen der Hebezeuge näher erörtert und ist die Kenntnis derselben hier erforderlich.

c) Hunts Verladebrücke mit zwei Seilen, Kübel- oder Selbstgreiferbetrieb und Zweitrommelwinde.

Selbsttätig arbeitende Verladekrane nach Brown, Hunt und Temperley mit gemeinsamem Seil für Heben und Fahren unter Benutzung von Fangwerken sind nicht mehr so viel im Gebrauch wie früher, aber gerade in letzter Zeit greifen amerikanische Konstrukteure wieder auf selbsttätige Laufkatzen zurück.

Die Krane haben zwar den Vorteil einer einfachen Seilführung und einer Winde mit einer Trommel bei geringer Anzahl der Steuerhebel, aber dafür den Nachteil der Bewegungsbeschränkung, weil nicht gleichzeitig gehoben und gefahren werden kann und die Katze überhaupt nicht verschoben werden kann, solange die Last nicht eingehängt ist.

Ferner lassen sich bei selbsttätigen Katzen nicht immer zweiseilige Greifer anwenden, so daß man sich mit einfachen Kübeln oder mit einseiligen Greifern behelfen muß.

Es werden deshalb für langgestreckte wagerechte oder bis zu 15° geneigte Laufkatzenbahnen für selbsttätigen Katzenrücklauf zum Heben und Fahren der Katze getrennte Seile und Windentrommeln angewendet.

Bei der Huntschen Verladebrücke, welche aus einer festen oder fahrbaren, an den Enden oder in der Mitte nach Fig. 1268 unterstützten Brücke besteht, ist nun die Anordnung derart, daß zwei Lastseile auch als Fahrseile benutzt werden können, und gleichzeitig vermöge der Unabhängigkeit der beiden Windentrommeln die Betätigung von Selbstgreifern ermöglichen.

Die Winde Fig. 1269 (S. 746) wird durch einen umsteuerbaren Motor angetrieben und die beiden Trommeln können miteinander gekuppelt werden und sich sowohl im gleichen, wie auch im verschiedenen Sinne drehen.

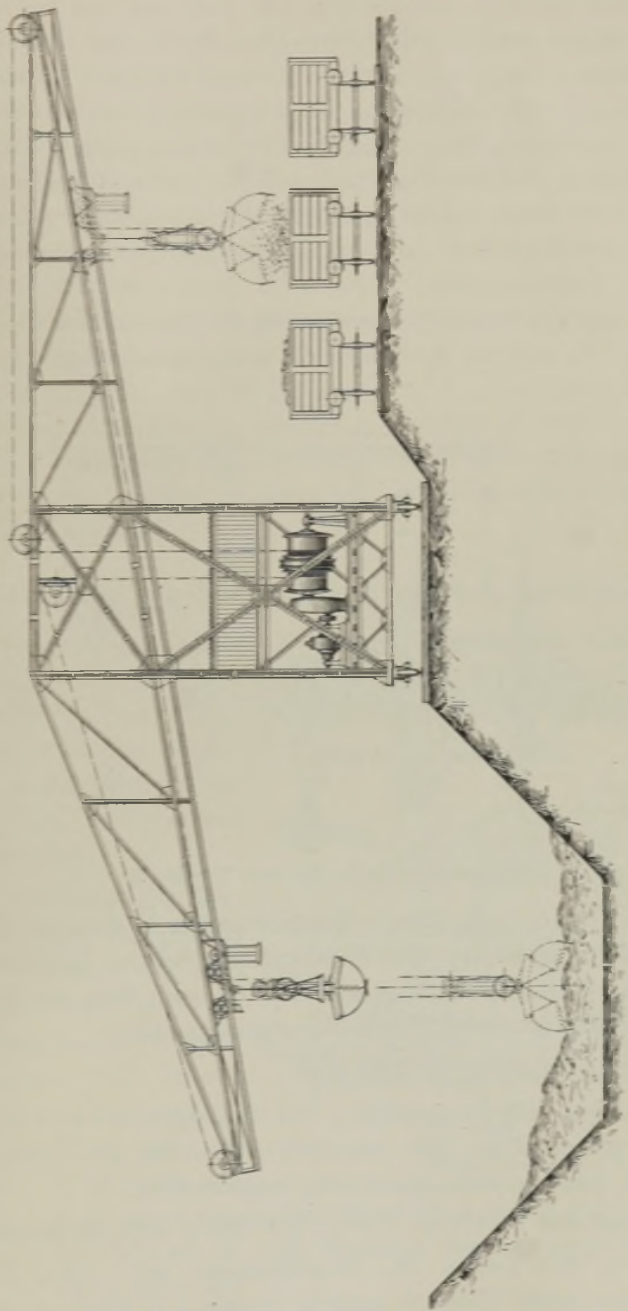


Fig. 1268.

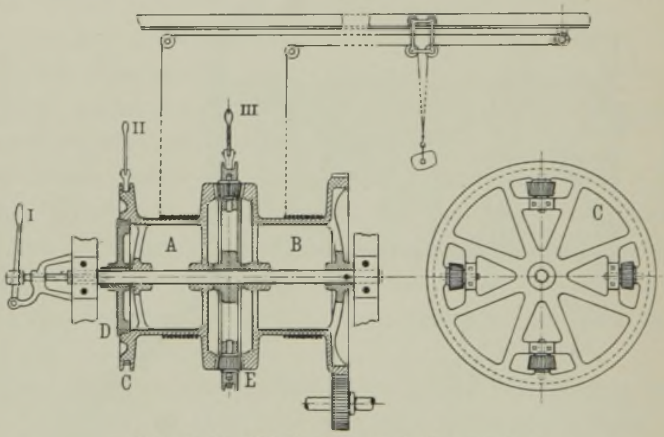
Huntsche Verladebrücke von J. Pohlig, Akt.-Ges.

Auf jeder dieser beiden Trommeln ist jeweils das eine Ende der beiden Seile befestigt und von hier aus läuft das eine Seil über eine Rolle an einem Ende der Brücke zur Laufkatze und zum Lasthaken oder Greifer, während das andere über eine ebensolche Rolle im entgegengesetzten Ende der Brücke nach demselben Endziele führt.

Die durch den Motor mittels Stirnrädervorgeleges angetriebene Trommel *B* ist mit der Welle fest verkeilt, während Trommel *A* lose auf der Welle sitzt. *A* ist mit einer Bremsscheibe *C* versehen und kann mit der Welle durch eine Reibkupplung *D* verbunden werden, die von Hebel I betätigt wird.

Zwischen den beiden Trommeln befindet sich ein Wendegetriebe *E*, bestehend aus den an die Trommeln angegossenen Kegelzahnkränzen

Fig. 1269.



Huntsche Winde mit zwei Trommeln.

und den in einem losen Ringe untergebrachten, beiderseits eingreifenden kleinen Kegelrädern. Das Wendegetriebe tritt in Tätigkeit, sobald bei ausgekuppelter Trommel *A* das um den losen Ring der Kegelräder gelegte Bremsband durch Hebel *III* angezogen wird.

Der Arbeitsvorgang ist folgender:

Heben des Fördergefäßes: Das Wendegetriebe wird eingerückt; es erfolgt gleichzeitige, aber umgekehrte Drehung der Trommeln und die beiden Seiten werden gleichzeitig aufgewunden.

Senken des Fördergefäßes: Der Motor wird umgesteuert.

Fahren der Katze: Das Wendegetriebe wird durch Lösen des Bremsbandes außer Tätigkeit gesetzt; Trommel *A* wird mit der Welle gekuppelt. Die Trommeln laufen in gleicher Richtung um und lassen

infolge der entgegengesetzten Wickelrichtung ebensoviel Seil auf- wie ablaufen.

Die Fahrrichtung hängt von der Umlaufrichtung des Motors ab.

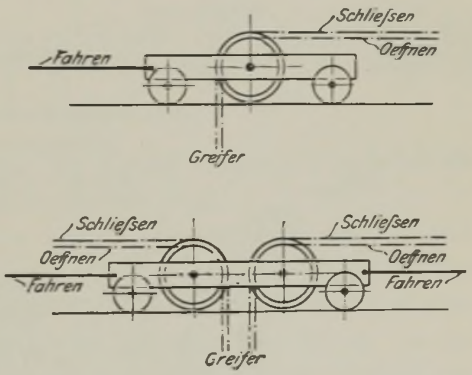
Hängt statt des Kübels ein Selbstgreifer am Haken, so läßt man zum Anziehen des Schließseiles zuerst die Trommel *B* allein anlaufen und rückt dann erst mit dem Wendegetriebe die Trommel *A* zur Mitnahme des Öffnungsseiles ein. Beim Senken muß dann umgekehrt zur Betätigung des Öffnungsseiles das Wendegetriebe ausgeschaltet und das Öffnungsseil durch Bremsen der Trommel *A* zurückgehalten werden, während die Trommel *B* noch etwas weiterläuft.

Wenn die eine Trommel etwas langsamer bewegt wird als die andere, so wird die Last in schräger Richtung gehoben oder gesenkt. Es ist mithin möglich, die Last auf geradem, d. i. kürzestem Wege zu transportieren und es braucht dieselbe nicht höher gehoben zu werden als bis zum Abladeniveau, vorausgesetzt, daß zwischen Aufnahme- und Abladestelle keine lokalen Hindernisse vorhanden sind, welche ein höheres Heben bedingen.

d) Verladebrücke mit Dreiseilkatzen und Selbstgreiferbetrieb.

Die neueren amerikanischen Hochbahnkrane, auch die von Brown, Hunt usw., arbeiten zur Vermeidung der schon angeführten Nachteile fast durchweg bei Verwendung von zweiseiligen Greifern mit drei Seilen, ein Seil für Schließen, gleichzeitig Heben des Greifers, ein Seil für Öffnen und ein Seil für Katzenfahren.

Fig. 1270 u. 1271.

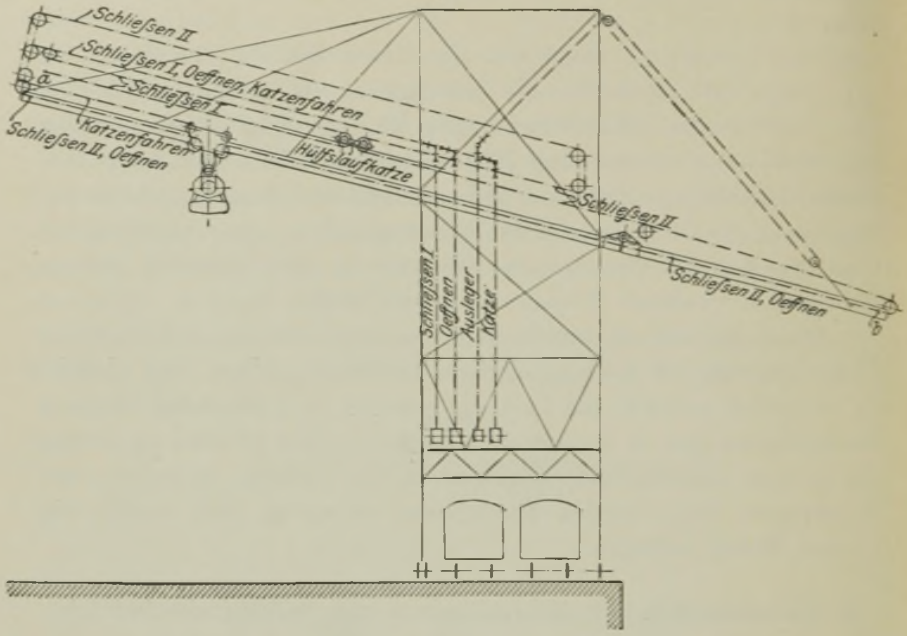


Dreiseilkatzen.

Fig. 1270 zeigt die einfachste Anordnung[1]) einer Dreiseilkatze, die aber an dem Mangel leidet, daß Fahr- und Hubbewegung nicht unabhängig voneinander sind. In der Fig. 1271 sind die Greiferseile doppelt ausgeführt und von beiden Seiten in die Katze eingeleitet, so daß sie keine wagerechte Verschiebungskraft auf die Katze ausüben und das Fahrseil in jeder Richtung nur den Fahrwiderstand der Katze zu überwinden hat.

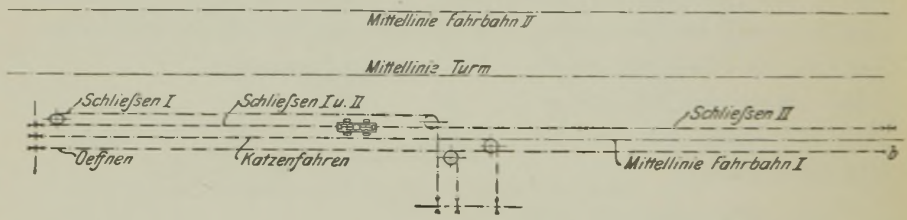
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1409.

Fig. 1272.



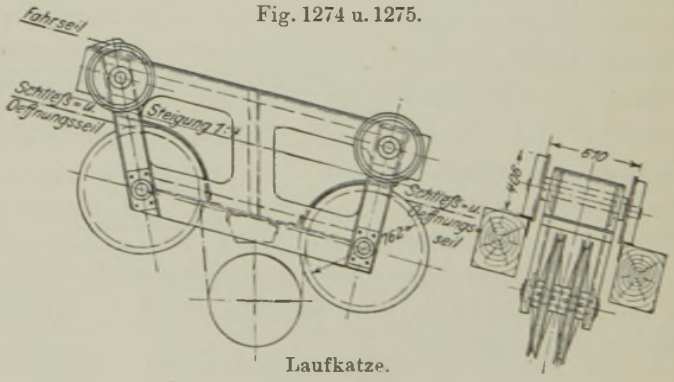
Schematische Anordnung.

Fig. 1273.



Seildiagramm.

Fig. 1274 u. 1275.



Laufkatze.

Hochbahnkran der Wellmann-Seaver-Morgan Co.

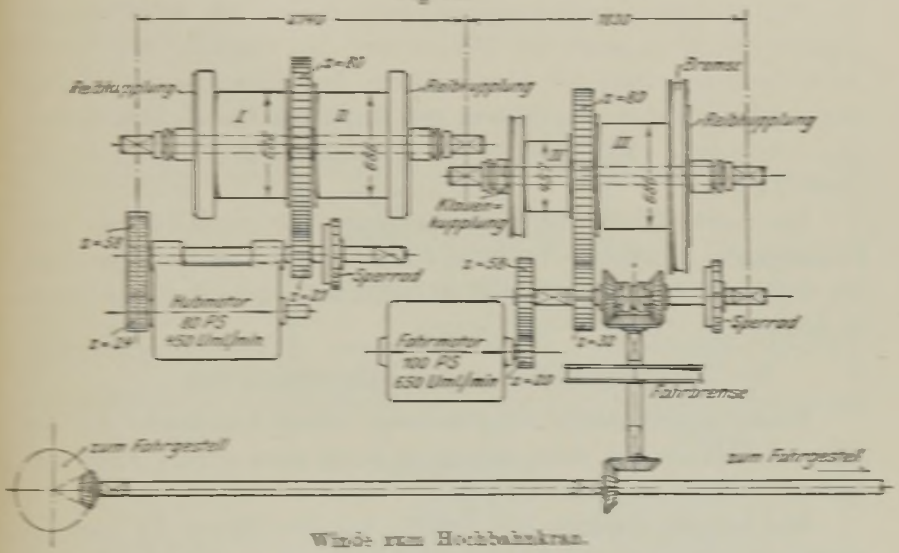
e) Hochbahnkran der Wellmann-Seaver-Morgan Co.[1]).

(Fig. 1272 bis 1276.)

Der Kran dient zur Entladung von Kalksteinen aus Schiffen. Nach der schematischen Darstellung Fig. 1272 und 1273 besteht der Kran aus einem fahrbaren Turm mit zwei parallelen, unter 1:4 geneigten Fahrbahnen mit je einer Laufkatze. Der eine auf der Wasserseite gelegene Ausleger ist aufklappbar.

Aus dem Seildiagramm in Fig. 1272 geht die Führung des Katzenfahr- und Auslegerseiles ohne weiteres hervor. Das Öffnungsseil ist um eine am Greifer befestigte Rolle geschlungen und bei b am Aus-

Fig. 1276.



Winde zum Hochbahnkran.

legerende befestigt, so daß es bei der Katzenbewegung frei durch die Katzenleit- und Greiferrolle hindurchlaufen kann.

In das mit beiden Enden im Greifer befestigte Schließseil ist eine Hilfslaufkatze eingeschaltet, die wie ein Flaschenzug 1:2 wirkt. Das von der Trommel kommende Schließseil I geht über die eine Rolle der Hilfslaufkatze und ist bei a am Träger befestigt. Die beiden von der anderen Rolle ablaufenden Seilstränge gehen als endloser Seillauf zum Greifer. Der Seillauf wird durch Anziehen vom Schließseil I verkürzt, während er beim Katzenfahren keine Änderung seiner Länge erfährt.

Die Fig. 1274 und 1275 stellen die Laufkatze, Fig. 1276 die Winde für eine Fahrbahn dar. Von ihr wird gleichzeitig der Antrieb des

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1408.

Fahrwerkes abgenommen. Es bedeutet: *I* die Trommel des Schließseiles, *II* die Trommel des Seiles zum Öffnen, *III* die Trommel des Fahrseiles, *IV* die Trommel des Auslegerseiles.

Die Trommelwellen werden durch doppeltes Vorgelege von den Elektromotoren angetrieben. Letztere laufen nur nach einer Richtung um und werden durch ein Sperrad am Rücklauf gehindert. Die Trommeln werden durch Reibkupplungen, die bei der Hubwinde als Bremsen ausgebildet sind, mit der Welle verbunden, das große Zahnrad ist aufgekeilt. Das Sperrad hält bei abgestelltem Strom die ganze Winde, also bei eingerückter Kupplung auch die jeweils belastete Trommel fest, bis sie zum Lastsenken durch Entkuppeln freigegeben wird.

Die Schlußseiltrommelkupplung ist während des Betriebes eingerückt. Beim Anlassen des Motors wird also zunächst der Greifer geschlossen und dann bei gleichzeitigem Einrücken der Seiltrommel zum Öffnen gehoben. Nachlassen der Kupplung *I* senkt den Greifer oder öffnet ihn, wenn Kupplung *II* angezogen, also Trommel *II* festgestellt ist.

Die zweite Winde dient zur Bewegung der Laufkatze und zum Einziehen des Auslegers. Trommel *III* hat eine besondere Bremse, um die Katze auf der schrägen Bahn an jeder beliebigen Stelle festhalten zu können.

f) Hochbahnkrane mit Führerlaufkatze.

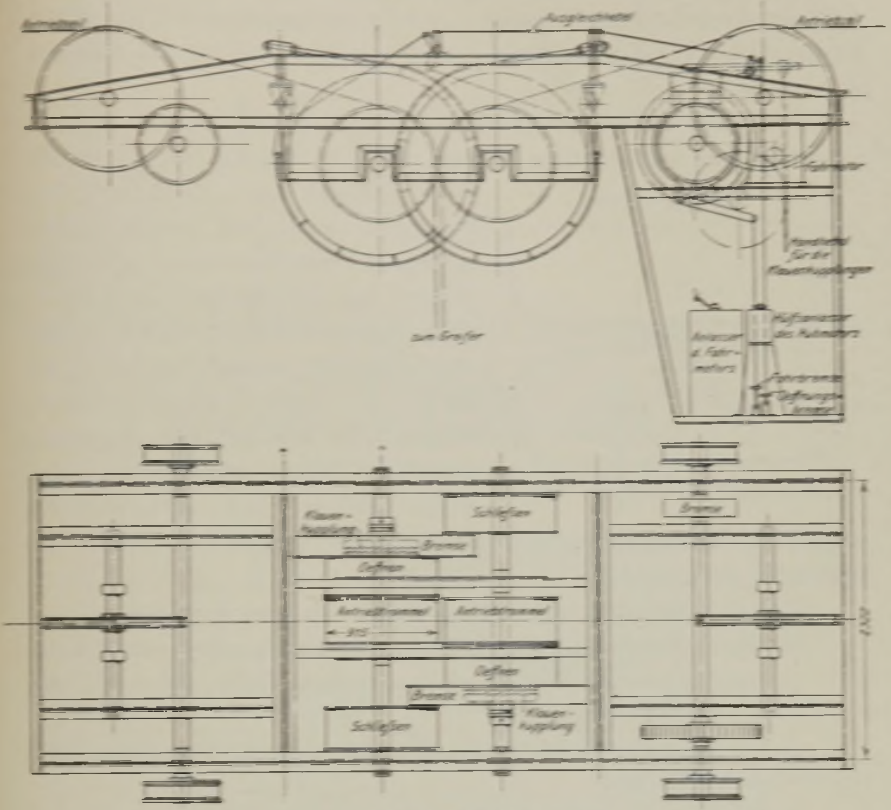
Neuere amerikanische Konstruktionen weisen Laufkatzen mit eingebauten Motoren auf, deren Bewegung durch einen auf der Katze mitfahrenden Mann gesteuert werden.

Man erreicht dadurch den Vorteil, daß der Führer die Last beständig im Auge hat und der sonst auf Deck erforderliche Signalmann wegfällt, hat aber andererseits den Nachteil, daß die Katze und damit die Brückenkonstruktion sehr schwer ausfällt und die Massenwiderstände erheblich wachsen. Um diese Übelstände teilweise zu beseitigen, bringt man die Winde im Brückenturm unter und treibt von da aus durch Seile eine in der Katze gelagerte Trommel an, von der durch Kupplungen, die der mitfahrende Führer steuert, die Bewegung der Lastseiltrommeln abgenommen wird.

Fig. 1277 und 1278 zeigen eine Führerlaufkatze der Wellmann-Seaver-Morgan Co.[1]) und Fig. 1279 das dazugehörige Seildiagramm. Der Greifer wiegt leer 6500 kg und faßt 7500 kg Erz. Im Brückenturm ist ein 130 PS-Motor aufgestellt, welcher eine Eintrommelwinde antreibt.

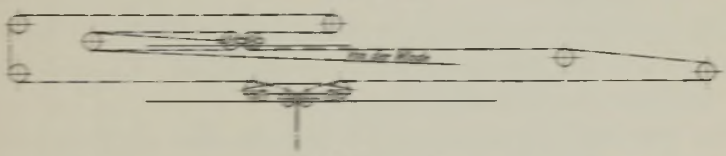
[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1413.

Fig. 1277 u. 1278.



Führerlaufkatze.

Fig. 1279.



Seildiagramm.

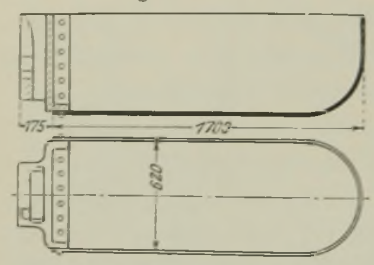
F. Spezialkrane und kranartige Arbeitsmaschinen für Hüttenwerke.

In Hütten- und Stahlwerken finden zur Erhöhung der Produktion und zur Verminderung der Selbstkosten eine Reihe von kranartigen Arbeitsmaschinen Verwendung, von denen in nachfolgendem einige beschrieben sind.

Beschickwagen für Martinöfen[1]). Beim Siemens-Martin-Prozeß wird der aus Schrott und Roheisen bestehende Einsatz durch eine Mulde in den 20 bis 25 t Einsatz fassenden Flammofen gehoben und dort ausgeschüttet.

Die gefüllten Mulden, welche 1 bis 5 t fassen, werden auf der Beschickbühne auf kleineren Wagen, die drei Mulden tragen, vor die Öfen gefahren und dann mit dem Schwengel einer auf einem Geleise fahrbaren Beschickmaschine gekuppelt. Hierbei legt sich der Schwengelkopf in eine entsprechende Aussparung des Muldenkopfes, worauf entweder ein durch die hohle Stange geführter Riegel, oder ein auf den Schwengel gesteckter Schuh vorgeschoben wird, welch letzterer mit vorspringenden Zapfen in Aussparungen des Muldenkopfes eingreift und eine Art Muffenkupplung bildet.

Fig. 1280 u. 1281.



Beschickmulde des Hoerder Vereins.

Fig. 1280 und 1281 zeigen eine Mulde des Hoerder Vereins.

Die Beschickmaschine hat folgende vier Bewegungen auszuführen:

1. Längsfahren des Wagens vor den in einer Reihe stehenden Öfen mit $v = 90$ m/min,
2. Vor- und Zurückfahren des Schwengels im Schwengelträger mit $v = 50$ m/min,
3. Heben des Vorderendes des Schwengelträgers mit $v = 5$ m/min,
4. Drehen des Schwengels behufs Ausschüttens der Mulde mit 10 Uml./min.

Für jede Bewegung ist in der Regel ein besonderer 10 bis 12 PS-Motor mit $n = 800$ vorhanden, die gleich stark sind. Es werden jedoch auch Einmotor-Beschickmaschinen gebaut.

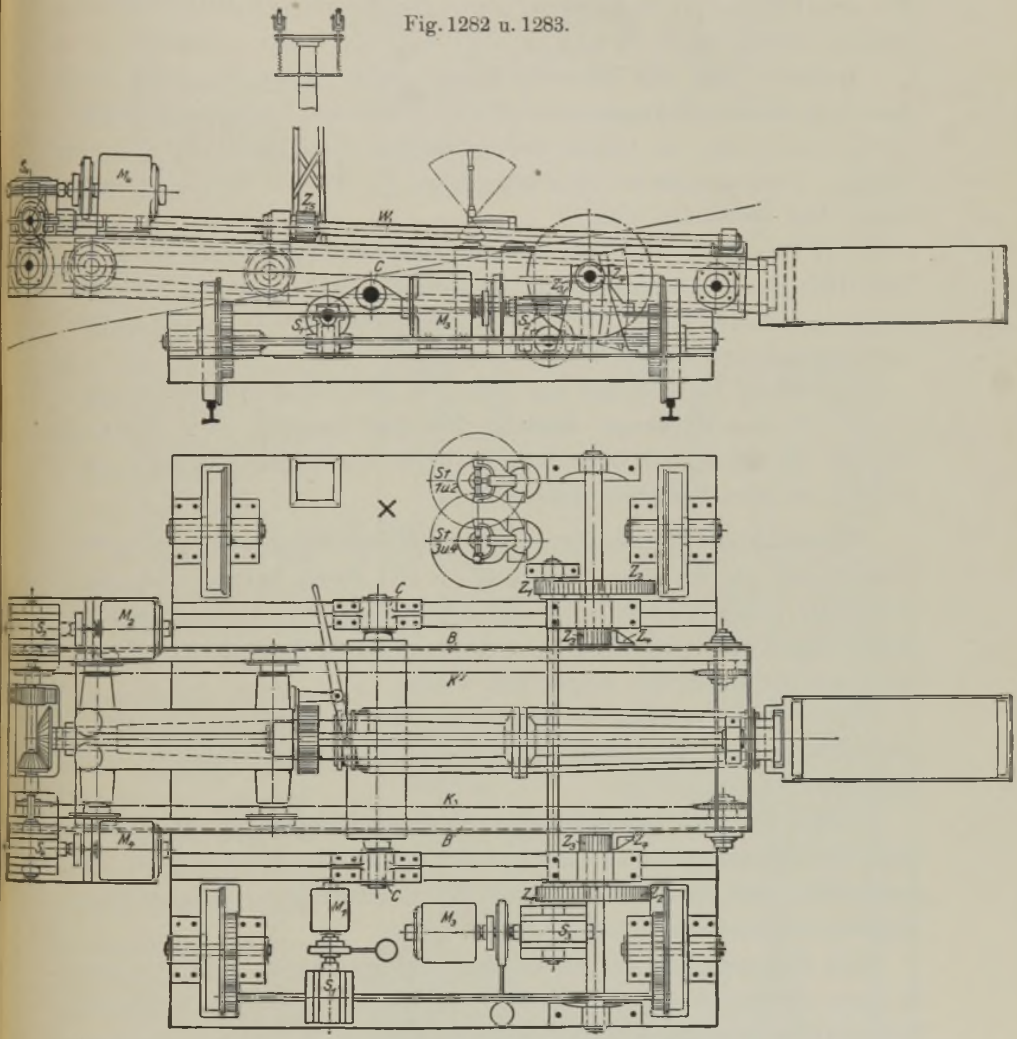
Bei dem Beschickwagen mit vier Motoren wird zur Verstellung der Höhenlage der Mulde der auf dem Wagengestell aufgebaute Schwengelträger aus I- oder [-Eisen an seinem Vorderende mit Hilfe einer Kurvenscheibe durch Motor und Räderübertragung gehoben. Am Hinterende oder besser in der Mitte ist er in Zapfen drehbar gelagert.

Der Schwengel liegt zwischen den Schwengelträgern in einem Wagen, in dem die Antriebvorrichtungen für die beiden Schwengelbewegungen — Vor- und Zurückfahren, sowie Drehen — untergebracht sind.

[1]) Ausführliche Abhandlungen Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1610; 1906, S. 1733 u. 1974 f.

Das Vor- und Zurückfahren des Schwengels wird durch Gallsche Kette oder Zahnstangentrieb bewirkt, dessen Triebling durch Schneckengetriebe von einem Motor angetrieben wird. Das Drehen erfolgt eben-

Fig. 1282 u. 1283.



Beschickwagen der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.
× in der Figur deutet den Stand des Arbeiters an.

falls durch einen besonderen Motor mittels Schneckengetriebes und Zahnräder.

Die Fig. 1282 und 1283 stellen einen Beschickwagen der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. dar[1]), bei dem der aus zwei ⊏-Eisen gebildete

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1979.

Schwengelträger B seinen Drehpunkt in der Mitte bei C hat. Diese Anordnung hat den Vorzug, daß das Muldengewicht durch das Eigengewicht der Motoren M_2 für das Ausfahren des Schwengels und M_4 für das Drehen des Schwengels nebst Triebwerken teilsweise ausgeglichen werden kann.

Gehoben wird der Schwengelträger durch Motor M_3 unter Vermittelung des Schneckengetriebes S_3 und der beiden Stirnrädervorgelege $Z_1 Z_2$, welche die zu beiden Seiten angebrachten Zahnräder Z_3 antreiben. Diese greifen in Zahnradsegmente Z_4, die mit dem Schwengelträger fest verbunden sind.

Das Vor- und Rückfahren des Schwengelwagens wird vom Motor M_2 mit Hilfe der Gallschen Kette K bewerkstelligt, gedreht wird der Schwengel durch Motor M_4, der mit Kegelradübersetzung eine über dem Schwengel gelagerte Welle antreibt.

Auf dieser Welle gleitet mit Nute und Feder das Stirnrad Z_5, das in ein auf dem Schwengel sitzendes Stirnrad eingreift. Die Motoren M_2 und M_4 sitzen auf dem hinteren Ende des Schwengelträgers und nehmen an dem Vorschub nicht teil.

Beschickkrane[1]. Dieselben haben den Beschickwagen gegenüber den Vorteil, daß sie vor dem Ofen nicht so viel Raum beanspruchen und neben der Beschickarbeit noch andere Arbeiten, wie Montagearbeiten und Einlegen von einzelnen großen Stücken Schrott übernehmen können, wenn sie mit Hilfskatze ausgerüstet werden.

Diese Krane werden als Laufkrane mit hochliegender Fahrbahn ausgeführt, wobei die Beschickvorrichtung an dem starren Gerüst einer Laufkatze angebracht ist.

Außer bei den Beschickwagen üblichen Bewegungen kann noch eine Drehbewegung um eine senkrechte Achse ausgeführt werden, die ermöglicht, daß die an einer Stelle der Beschickbühne aufgefahrenen Mulden aufgenommen werden können.

Die Hubbewegung der Mulde wird dadurch erzielt, daß man eine in dem starren Gerüst der Laufkatze senkrecht gelagerte Welle, die Königswelle, entweder mit einer Schraubenspindel in Verbindung bringt, oder mittels einer Traverse in die Schlingen einer Gallschen Kette hängt.

Der Führerstand befindet sich stets auf dem Schwengelkasten. Die Kabel werden hierbei behufs Steuerns der Motoren von dem Führerstand aus unter Verwendung von Schleifringen und Winkelhebeln durch die hohle Säule geführt.

---

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1730.

In den Fig. 1284 und 1285, welche eine Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. darstellen, dient

Motor M_1 zum Fahren des Kranwagens,

Motor M_2 zum Fahren der Katze,

Motor M_3 zur Hubbewegung der Königssäule mittels Gallscher Kette,

Motor M_4 zum Drehen des Schwengels,

Motor M_5 zum Schwenken der Königssäule bzw. der Mulde.

In Fig. 1286 auf nächster Seite ist noch das Schaltschema für die Motoren und die Steuerschalter wiedergegeben [1]). Der Strom wird zunächst zum Führerstand geleitet, dort auf die verschiedenen Steuerschalter verteilt und von ihnen wiederum zu den Motoren geleitet. Da sich nur zwei Motoren auf der feststehenden Konstruktion der Katze, drei Motoren hingegen auf der sich drehenden Konstruktion befinden,

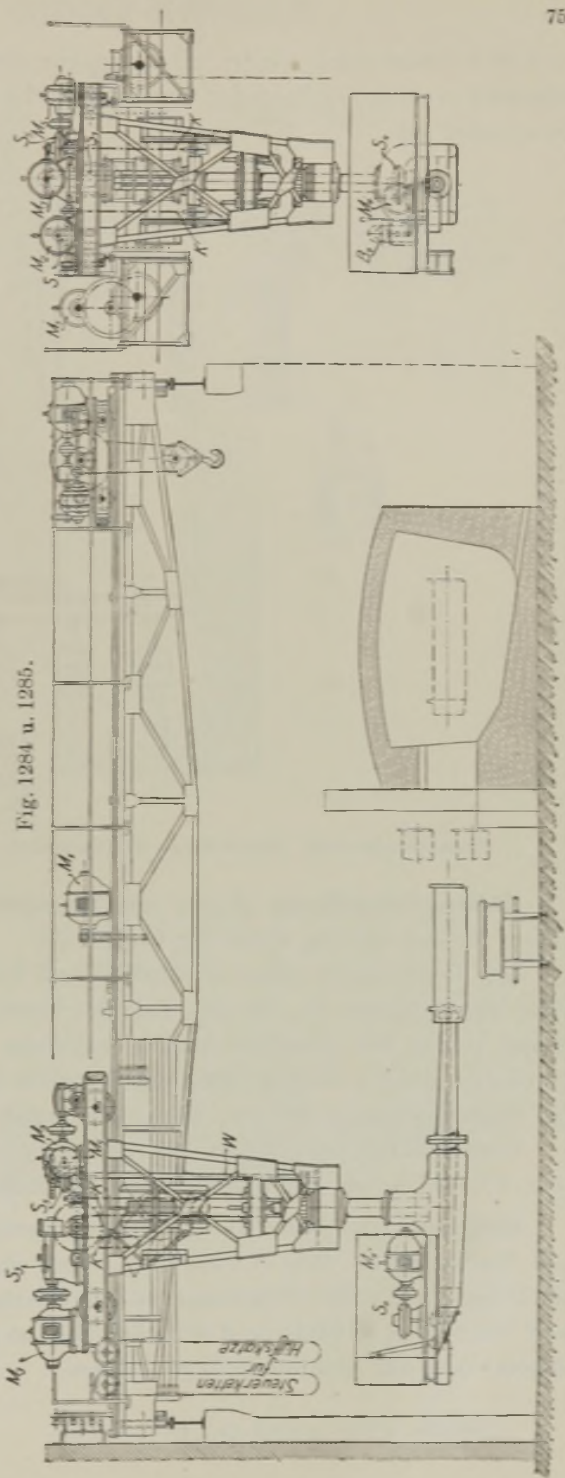
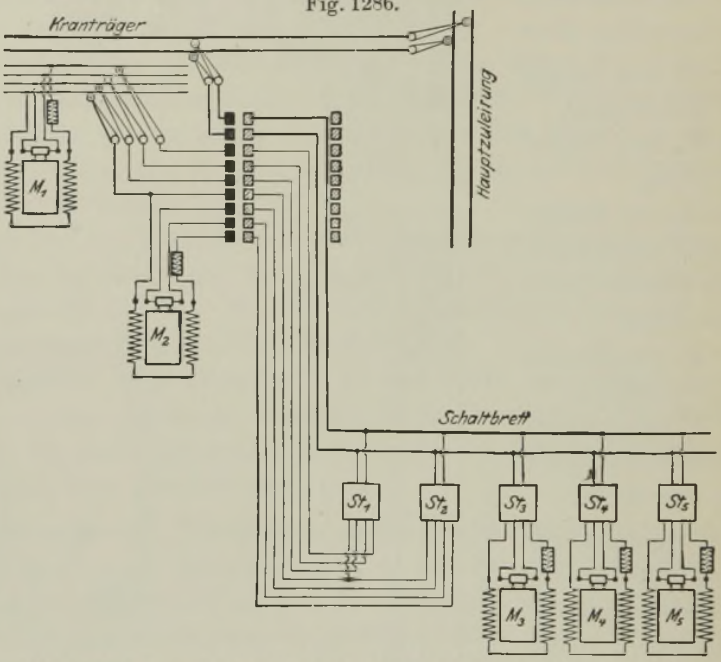


Fig. 1284 u. 1285. Beschickkrane der Deutschen Maschinenfabrik. Seitenansicht.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 51.

so wird ein Schleifringzylinder mit Stromabnehmern erforderlich, dessen Ringzahl je nach der Zahl der verwendeten Motoren und der Stromart verschieden ist.

Fig. 1286.



Schaltschema zum Beschickkran der Deutschen Maschinenfabrik.

Muldenzubringerkrane dienen zum Transport der mit Schrott gefüllten Mulden auf die Höhe der Ofenbühne.

Die Krane setzen dabei die Mulden auf Konsolen an der Außenwand des Gebäudes ab, von denen sie der Beschickkran abnimmt. Die Bauart ist bei 10 t Tragkraft die der Laufkrane. Die Laufkatze erhält gewöhnlich starres Hängegerüst, welches unten Bügel trägt, die unter die Mulden schlagen und von diesen drei Stück aufnehmen.

Geschwindigkeiten: Heben von 10 t etwa 10 m/min, Katzenfahren etwa 30 ÷ 40 m/min, Kranfahren 100 ÷ 140 m/min.

Gießkrane [1]), als Sonderkonstruktionen ausgebildet, finden in Thomas- und Martinwerken dann Verwendung, wenn die Krane ausschließlich die Aufgabe haben, die Gießpfanne mit dem flüssigen Eisen der Konverter oder Martinöfen zu füllen und nach den Formen für die Gußstahlblöcke (Ingots) oder für Stahlformguß zu bringen.

[1]) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 2053.

Fig. 1287.

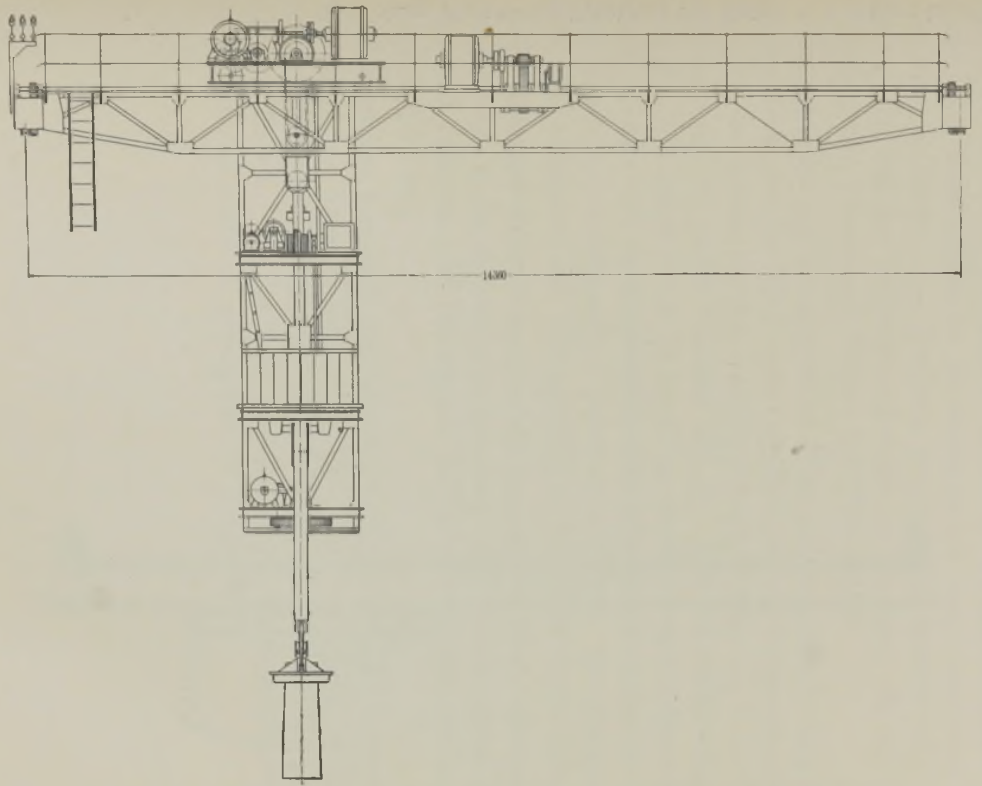
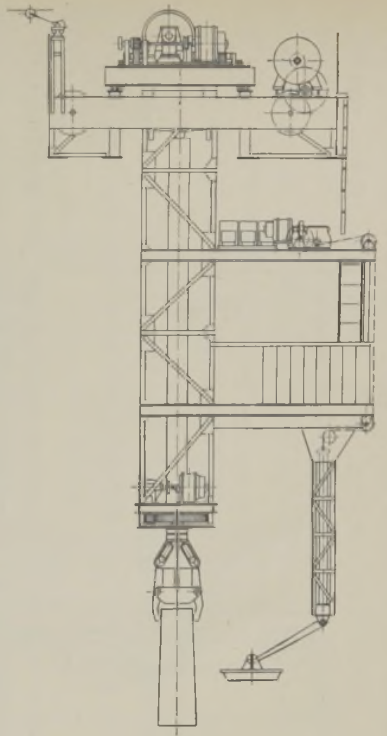


Fig. 1288.



Tiefofenkran für 6000 kg Tragkraft der Maschinenfabrik Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Fig. 1289.

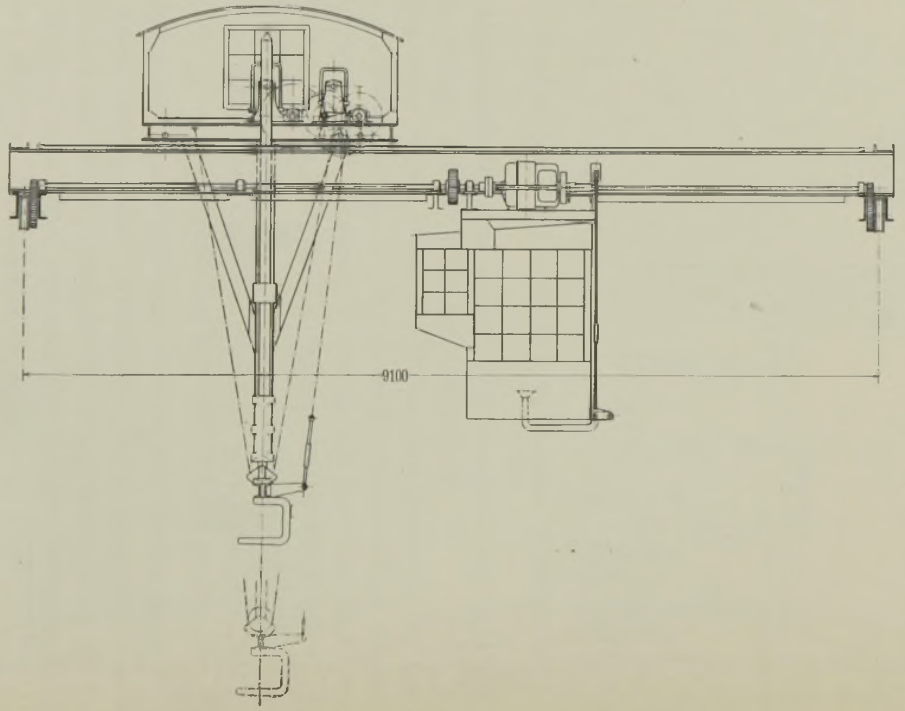
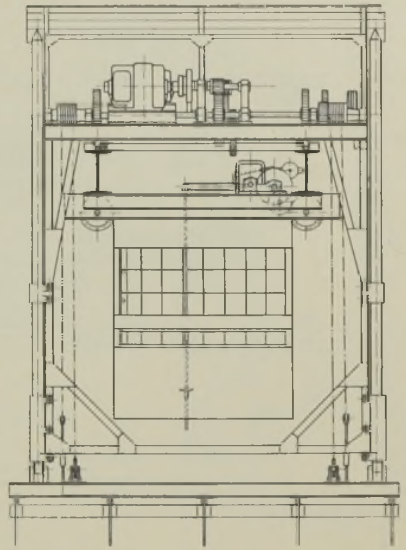


Fig. 1290.



Pratzenkran für 1000 kg Tragkraft von Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Die Gießkrane werden mit oder ohne starres Führungsgerüst für die Pfanne gebaut. Im ersten Falle hat man den Vorteil, daß die pendelnde Bewegung der Pfanne beim schnellen Fahren vermieden wird, aber den Nachteil, daß der ganze Raum der Gießhalle frei bleiben muß, damit das Gerüst nirgends anstößt.

Bei Aufhängung der Gießpfanne an einer Traverse in Drahtseilen benutzt man zum Kippen der Pfanne ein zweites Windwerk auf derselben Katze oder in einer besonderen Laufkatze. Wird Drehbewegung der Pfanne verlangt, dann wird das Querstück des Gehänges auf Kugeln gelagert.

Chargierkrane oder Blockeinsetzmaschinen. Dieselben werden zum Transport der Stahlblöcke aus der Gießhalle zu den Glühöfen verwendet. Die Konstruktion ist als Laufkran mit Katze ausgebildet, in deren starrem Gerüst eine Hohlsäule gehoben und gesenkt wird. An dem unteren Teil der Hohlsäule schwenkt ein Ausleger, der die Vorrichtungen zum Fassen und Wälzen der Blöcke trägt.

Stripperkrane oder Blockziehkrane sollen das Abstreifen der Coquillen und den Transport der Blöcke und Coquillen aus den Gießgruben übernehmen. Sie werden bei den heutigen Blockgewichten von $4 \div 5$ t als Laufkrane für eine größte Tragkraft von $10 \div 15$ t und einem Stripperdruck von 50 t gebaut. Die an der Katze angebrachten Greifervorrichtungen, Block- und Coquillenzange sind automatisch steuerbar und bilden Spezialkonstruktionen der betreffenden Firmen. Sie ermöglichen ferner das Abnehmen und Wiederaufsetzen des Gießgrubendeckels.

Tiefofenkrane dienen zum Einsetzen der vom Stahlwerk kommenden heißen Blöcke in die Durchweichungsgruben, sowie zum Ausziehen derselben und Transport zum Blockkipper der Blockstraße (vgl. vorstehende Fig. 1287 und 1288).

Greiferkrane bezwecken das Bekohlen der Generatoren. Die Greifer, welche $1^1/_2$ cbm Kohle fassen, heben die Kohle von einem auf Flur liegenden Vorratsbehälter nach oben in die über den Generatoren liegenden Bunker. Da der Kran gleichzeitig für Montagezwecke verwendet wird, so erhält er gewöhnlich 5 t Tragkraft.

Anhang.

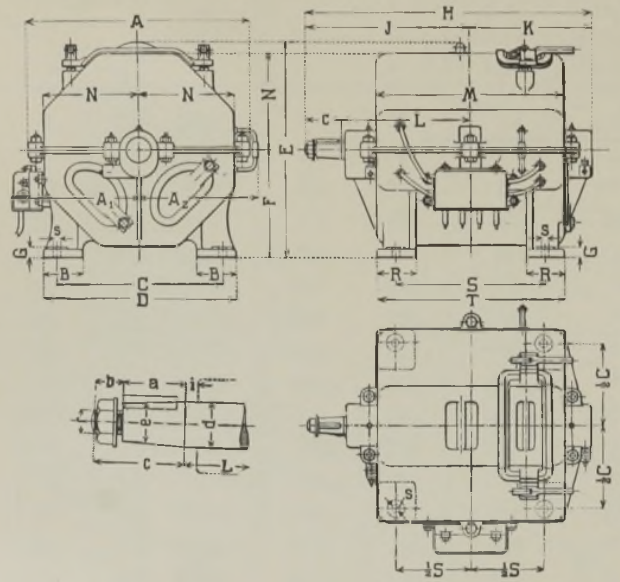
Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Apparaten.

Tabelle 96. **Geschlossene Gleichstrom-Hauptstrommotoren** der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Größe	Type	Normalleistung (Stundenleistung) bei 110, 220, 440 Volt PS	n	Kranleistung (40 Minutenleistung) bei 110, 220, 440 Volt PS	n	Zulässiges n_{max}	Normal-Drehmoment kgm	Schwungmoment GD^2 kgm²	η Proz.	Gewicht kg	Preis ℳ
II	KR 1,2	1,1	495	1,3	420	3000	1,65	0,27	68,0	90	275
	KR 1,8	1,7	810	2,0	725		1,50		72,8		
	KR 2,3	2,3	1220	2,7	1125		1,36		77,6		
	KR 3,0	2,8	1590	3,5	1440		1,27		80,6		
III	KR 1,7	1,7	495	1,8	460	3000	2,46	0,54	68,4	140	325
	KR 2,5	2,5	800	2,8	730		2,25		72,0		
	KR 3,3	3,4	1235	4,2	1100		2,00		80,7		
	KR 4,5	4,3	1650	5,4	1440		1,85		81,0		
IV	KR 2,9	3,0	465	3,4	400	3000	4,60	0,79	75,8	175	390
	KR 4,4	4,6	770	5,4	685		4,25		81,1		
	KR 5,8	5,8	1070	6,9	975		3,90		84,1		
	KR 7,0	6,6	1310	7,7	1205		3,60		87,1		
V	WD 3,6	3,5	300	4,2	280	2200	8,36	1,6	76,2	250	800
	WD 5,2	5,2	475	5,9	440		7,84		79,3		
	WD 8,0	7,1	730	8,6	680		7,00		84,0		
	WD 10,0	10,0	1150	11,7	1085		6,25		86,8		
VI	WD 8,5	8,4	400	10,2	365	2000	15,04	4,2	81,8	385	1200
	WD 12,5	12,5	630	15,0	590		14,20		85,0		
	WD 16,0	16,0	790	19,8	710		14,50		85,5		
VII	WD 11,5	11,5	400	14,0	365	1800	20,59	6,5	84,4	510	1500
	WD 17,5	17,0	600	19,9	560		20,29		86,5		
	WD 22,5	20,4	770	26,0	700		19,00		85,2		
VIII	WD 16,5	16,5	380	20,3	352	1600	31,10	11,5	86,5	670	1800
	WD 25,0	24,0	590	28,6	550		29,13		88,5		
	WD 30,0	31,0	720	37,0	665		30,80		86,5		
IX	WD 23,5	23,5	350	29,2	322	1500	48,09	16,5	85,8	860	2200
	WD 36,0	36,0	540	44,2	503		47,75		89,7		
	WD 44,0	45,0	625	54,0	580		51,50		88,0		
X	WD 27,5	27,5	240	33,0	225	1500	82,1	34,0	90,2	1180	2700
	WD 36,5	36,5	320	43,8	296		81,7		88,8		
	WD 45,5	45,0	385	51,8	360		—		—		
	WD 55,0	55,0	480	66,0	450		82,1		90,2		
	WD 69,0	68,0	590	81,0	540		82,5		91,0		
XI	WD 51,5	51,5	200	58,8	189	1200	199,00	60,0	84,0	1830	4500
	WD 70,0	70,0	320	89,0	290		157,00		88,0		
	WD 90,0	89,0	440	109,0	417		145,00		87,9		

Bei einigen Typen weichen die angegebenen Werte bei 110 und 440 Volt etwas ab.

Fig. 1291 bis 1294.



Die Figuren gelten für die WD-Type. Die Bauart der KR-Type ist etwas abweichend.

Tabelle 97.

Maße der KR- und WD-Gleichstrom-Hauptstrommotoren.

Größe	A	A_1	A_2	B	C	D	E	F	G	H	I	K
II	348	180	180	65	290	340	411	180	20	505	250	255
III	400	200	200	75	330	390	470	215	25	610	300	310
IV	400	200	200	75	330	390	470	215	25	705	340	365
V	520	300	280	90	390	450	500	250	25	670	385	285
VI	576	330	310	110	452	520	548	275	29	773	450	323
VII	640	370	340	110	490	576	603	300	30	859	498	361
VIII	670	380	375	120	500	600	633	315	32	990	582	408
IX	716	420	390	130	530	640	661	325	35	1050	623	427
X	830	470	440	150	600	720	770	380	35	1105	645	460
XI	920	—	—	180	750	900	850	430	45	1303	746	557

Größe	L	M	N	R	S	T	a	b	c	d	e	f	s
II	165	188	170	65	160	210	—	—	85	30	—	—	17
III	190	204	195	75	170	230	—	—	110	35	—	—	21
IV	220	250	195	75	210	270	—	—	120	40	—	—	21
V	300	440	225	90	350	440	60	25	85	40	34	$^7/_8''$	20
VI	340	496	260	120	388	496	80	30	110	50	42	$1^1/_8''$	20
VII	378	533	288	130	417	533	85	35	120	60	51	$1^1/_4''$	23
VIII	442	630	300	140	500	630	100	40	140	65	55	$1^1/_4''$	23
IX	468	655	318	150	520	656	110	45	155	70	59	$1^1/_2''$	26
X	485	690	370	160	550	690	120	40	160	80	68	$2''$	30
XI	569	800	420	180	650	800	133	44	177	98	79	$2^1/_2''$	40

Fig. 1295.

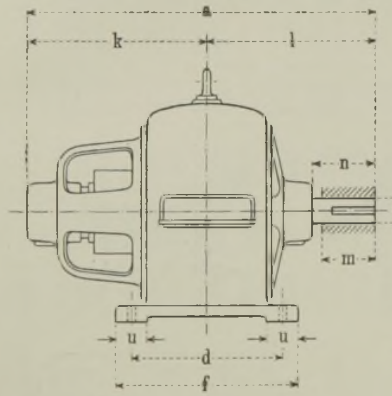


Fig. 1296.

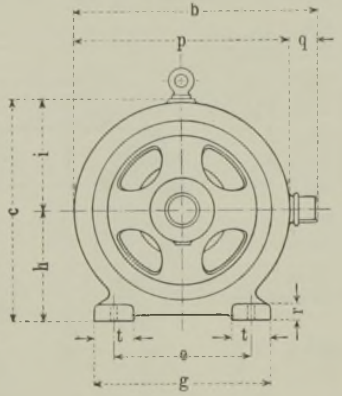


Tabelle 98. **Gleichstrom-Nebenschlußmotoren**
der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Type	Normal-Leistg. PS	Umdr./min bei 220 Volt	Drehmoment bei 220 Volt	η Proz.	Gesamtverbrauch Watt	Stromverbrauch b. 220 V. Amp.	Gewicht kg	Preis ℳ
NEGA 5	0,35	670	0,375	61	425	1,92	34	180
NEGA 10	0,70	680	0,738	70	735	3,35	47	250
EGA 20	1,30	510	1,82	65	1 470	6,7	78	400
EGA 30	2,10	530	2,84	69	2 240	10,2	116	500
EGA 50	3,00	440	4,89	72	3 080	14,0	160	600
EGA 75	10,0	840	8,85	83,5	8 800	40,0	265	750
EGA 100	13,5	800	11,8	84,5	11 800	53.5	315	850
EGA 125	17,0	810	15,0	86,0	14 500	66,0	465	1000
EGA 150	22,0	740	21,3	87,0	18 600	84,5	533	1200
EGA 200	30,0	645	33,3	89,0	24 800	112,5	710	1600
EGA 75	7,5	670	8,0	79,0	7 000	31,8	265	750
EGA 100	10,0	600	11,9	80,5	9 150	41,5	315	850
EGA 125	12,5	600	14,9	82,0	11 200	51.0	465	1000
EGA 150	16,0	540	21,2	83,0	14 200	64,5	533	1200
EGA 200	22,0	470	33,5	86,0	18 800	85,5	710	1600

Fig. 1297.

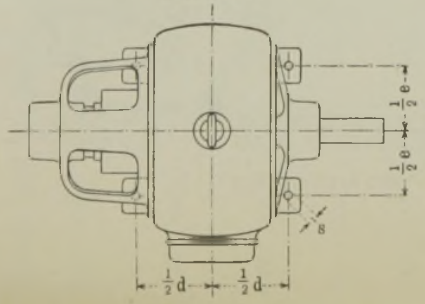


Tabelle 99. **Abmessungen.**

Type	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
NEGA 5	441	263	235	94	190	140	230	122	113	218	223	50	55	16	226	37	13	15	50	—
NEGA 10	521	298	272	100	220	150	266	142	130	256	265	60	65	20	260	38	15	15	55	—
EGA 20	505	395	353	200	220	310	280	180	173	255	250	75	85	30	345	50	25	17	60	65
EGA 30	610	450	405	290	250	345	320	205	200	310	300	100	110	35	400	50	28	17	70	65
EGA 50	705	460	415	320	250	370	320	210	205	365	340	110	120	40	410	50	28	17	70	65
EGA 75	768	590	545	360	320	420	400	275	270	403	365	125	135	45	540	50	30	21	80	75
EGA 100	826	615	555	380	320	440	400	280	275	433	393	130	140	50	550	65	30	21	80	75
EGA 125	968	735	685	410	440	480	540	350	335	528	440	140	150	60	570	65	40	24	100	95
EGA 150	998	775	725	410	480	480	580	370	355	538	460	150	160	65	710	65	40	24	100	95
EGA 200	1123	810	730	510	480	580	580	370	360	590	533	170	180	65	720	90	45	24	100	95

Tabelle 100. **Gekapselte Drehstrommotoren mit Schleifringanker**
der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.
Stundenleistung. 115 bis 500 Volt; Frequenz 50.

Größe	Type	PS	n	Drehmoment kgm	Anzugmoment kgm	Schwungmoment kgm^2	$\cos\varphi$	η	Gesamtverbrauch KW	Gewicht kg	Preis ℳ	50-Minuten-Leistung PS
6	DK 20/6	1,5	930	1,2	3,0	0,03	0,61	73	1,5	70	330	1,55
7	DK 30/6	2,2	945	1,7	4,6	0,06	0,66	76	2,1	93	390	2,4
8	DK 50/6	3,6	950	2,7	8,0	0,11	0,68	79	3,4	123	450	4,0
11	DK 1000/5	5,5	950	4,2	14,5	0,8	0,66	77	5,3	210	725	6,5
13	DK 1000/7,5	8,0	960	6,0	21	2,3	0,68	81	7,3	275	870	9,5
14	DK 1000/10	10,0	965	7,5	30	3,0	0,71	82	9,0	320	970	12
16	DK 1000/15	16,0	965	11,9	45	4,4	0,72	84	14,0	375	1070	19
22	DK 1000/20	21,0	970	15,5	60	10,2	0,72	86	18,0	515	1255	25
26	DK 1000/30	30,0	970	22,2	90	14,7	0,73	88	25,2	625	1455	36
29	DK 1000/40	40,0	970	29,5	120	21,0	0,76	88	33,6	685	1765	48
13	DK 750/5	5,0	720	5,0	18,5	2,8	0,60	76	4,8	285	970	6,5
14	DK 750/7,5	8,0	720	8,0	28	3,6	0,60	79	7,5	325	1070	10
21	DK 750/10	10,0	725	10,0	37	9,0	0,67	83	8,9	400	1180	12
22	DK 750/15	16,0	725	15,8	58	12,0	0,68	85	13,9	480	1305	19
24	DK 750/20	21,0	725	20,7	77	15,0	0,69	85	18,2	560	1455	25
29	DK 750/30	30,0	730	29,5	110	21,8	0,70	87	25,4	665	1665	36
30	DK 750/40	40,0	730	39,2	145	25,0	0,70	88	33,5	735	1865	48
31	DK 750/50	45,0	730	44,2	180	37,0	0,73	88	37,6	925	2160	54
32	DK 750/60	55,0	730	54,0	220	44,4	0,75	89	45,5	1015	2360	65

Fig. 1298 bis 1300.

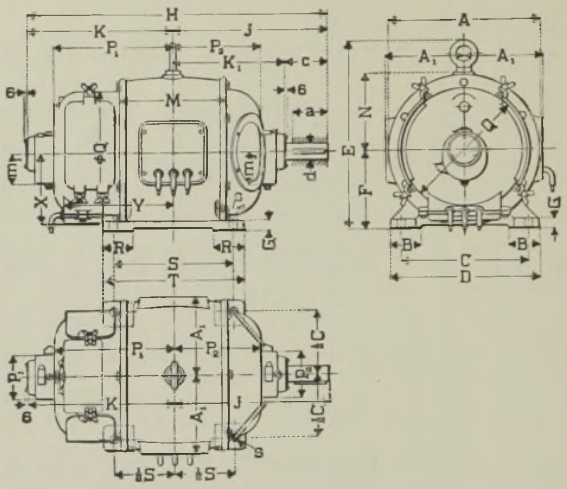


Tabelle 101. **Abmessungen der gekapselten Drehstrommotoren** der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

Größe	A	A_1	B	C	D	E	F	G	H	J	K
6	300	165	65	240	300	353	155	14	487	248	239
7	324	175	70	250	320	372	165	14	543	280	263
8	380	185	75	280	350	400	180	15	605	311	294
11	415	215	70	350	410	520	215	25	830	425	405
13	506	261	90	400	490	620	270	35	871	458	413
14	510	261	90	400	490	620	270	35	915	475	440
16	510	261	90	400	490	643	270	35	1015	525	490
21	660	337	100	460	560	793	340	40	931	508	423
22	660	337	100	460	560	802	340	40	965	510	455
24	660	337	100	460	560	802	340	40	1055	570	485
26	660	337	100	460	560	802	340	40	1095	590	505
29	725	368	110	550	630	864	370	45	1090	592	498
30	725	368	110	550	630	864	370	45	1140	617	523
31	780	397	120	590	680	940	400	45	1300	710	590
32	780	397	120	590	680	940	400	60	1367	743	623

Größe	M	N	R	S	T	a	c	d	s	P_1	P_2
6	124	150	55	166	212	65	85	25	—	198	122
7	166	162	60	210	260	75	95	30	17	221	143
8	194	175	65	240	296	85	105	35	—	249	161
11	292	215	85	330	390	95	115	45	21	332	241
13	230	260	80	260	326	105	125	45	21	329	258
14	284	260	87	310	370	120	140	55	21	356	259
16	384	260	87	410	470	120	140	55	21	356	309
21	224	340	80	260	340	160	180	65	24	327	233
22	288	340	110	320	410	130	150	65	24	359	266
24	348	340	110	380	470	160	180	65	24	389	295
26	388	340	110	420	510	160	180	65	24	409	315
29	360	372	80	410	490	170	190	70	24	430	317
30	410	372	80	460	540	170	190	70	24	455	343
31	420	400	122	470	550	180	205	80	27	473	399
32	486	400	80	536	616	180	205	80	27	506	432

Tabelle 102.

Gleichstromkontroller für intermittierenden Betrieb von Hauptstrommotoren

der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.

1. Fahrkontroller ohne Bremsschaltung.

Größe	Motorleistung bei 110 Volt Spannung PS	Motorleistung bei 220 Volt Spannung PS	Motorleistung bei 440 Volt Spannung PS	Anzahl der Stellungen	Gewicht kg	Preis ℳ
I	2	4	8			
	4	8	—	5	23	240
	7	—	—			
II	2	4	8			
	4	8	—	5	26	250
	7	—	—			
III	8,5	12,5	17	9	56	330
	13	26	—	6	63	370
IV	12,5	24	38	9	120	500
	30	55	—	6	135	570
VI	19	36	58	9	170	720
	40	80	—	6	180	740
X	35	70	90	14	330	1000

2. Senkbremskontroller.

Größe	Motorleistung bei 110 Volt Spannung PS	220 PS	440 PS	Anzahl der Stellungen Heben Kraft	Heben Bremse	Senken Kraft	Senken Bremse	Gewicht kg	Preis ℳ
III	8,5	12,5	17	4	3	5	3	60	460
IV	12,5	24	38	6	3	7	3	130	630
VI	19	36	58	6	3	7	3	185	900
IX	38	75	—	6	3	7	3	340	1600

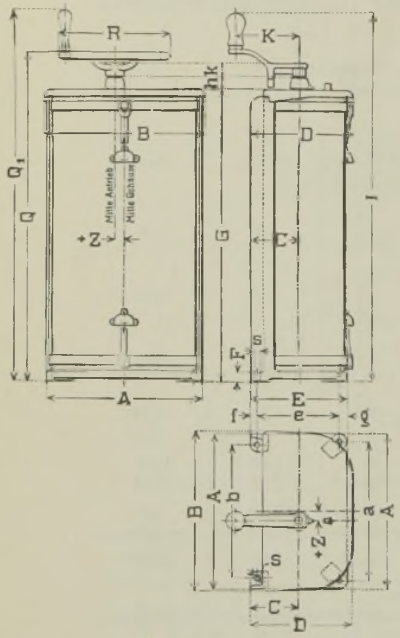
3. Drehstromkontroller.

Größe	Motorleistung bei 115 Volt Spannung PS	190/215 PS	500 PS	Anzahl der Stellungen	Gewicht kg	Preis ℳ
I	—	—	8			
	8	8	—	5	20	230
II	—	—	8			
	8	8	—	5	24	240
III	11,5	16	30	7	47	330
IV	20	40	75	8	100	500
V	40	75	—	9	130	630

Bei kleinen Arbeitsgeschwindigkeiten, z. B. beim Katzefahren mit 20 bis 25 m/min, kommt man im allgemeinen ohne Bremsung aus.

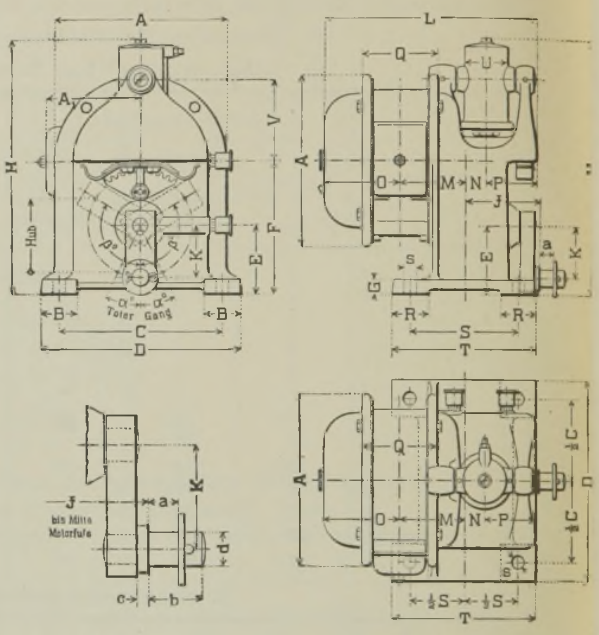
Kontroller mit Senkbremsschaltung werden für nicht selbstsperrende Gleichstrom-Hubwerke verwendet. Der Motor wird zum Senken durchziehender Lasten als Dynamo geschaltet und die frei werdende Energie in Widerständen vernichtet.

Fig. 1301 bis 1303.



Kontroller.

Fig. 1304 bis 1307.



Bremslüftmotor.

Tabelle 103. **Abmessungen der Kontroller für Gleichstrom und Drehstrom.**
Bedienung durch Kurbel oder Handrad (Fig. 1301 bis 1303).

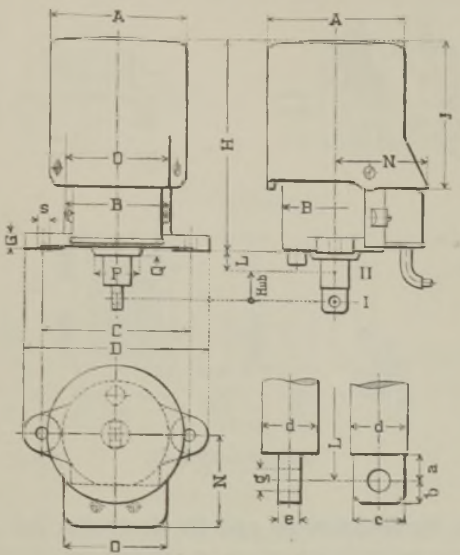
Größe	Gehäuse												Kurbel		Handrad		
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*Z*	*a*	*b*	*e*	*s*	*J*	*K*	*Q*	Q_1	*R*
II	204	204	130	203	212	15	576	—	174	140	183	10	675	120	640	—	220
III	288	304	114	235	221	20	576	+ 7	254	228	186	10	728	170	665	765	300
IV	422	434	132	278	264	25	796	+ 8	378	362	224	13	1007	173	896	996	350
V	476	486	163	306	292	25	944	+28	432	416	252	13	1155	173	1044	1156	400
VI	546	574	168	304	290	25	929	— 47	496	486	240	14	1150	204	1029	1141	400
VII	546	574	168	304	290	25	962	+ 64,92	496	486	240	14	—	—	1042	1154	450
VIII	595	515	141	316	200	25	1089	— 90,5	545	—	150	14	—	—	1174	1286	550
IX	595	515	141	316	200	25	1373	— 90,5	545	—	150	14	—	—	1458	1570	550
X	616	544	187	268	325	22	1365	+ 15,08	466	436	275	14	—	—	1456	1571	550

Tabelle 104.

Drehstrom-Bremslüftmotoren mit ziehender oder stoßender Kraftwirkung und Luftdämpfung;
für Frequenz 15 bis 50 und Spannungen bis 500 Volt (Fig. 1304 bis 1307).
Nutzbare Zugkraft = 20 kg, Hub = 100 mm, Gewicht = 40 kg, Preis = 300 ℳ.

A	A_1	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*J*	*K*	*L*	*M*	*N*	*O*	*P*	*Q*	*R*	*S*	*T*	*U*	*V*	*a*	*b*	*c*	*d*	*s*	α^0	β^0
232	127	50	220	270	93	180	20	345	106	70	293	89	28	104	72	102	50	150	200	60	110	20	36	8	23	17	25	120

Fig. 1308 bis 1312.



Bremslüftmagnet.

Tabelle 105. **Hauptstrom-Bremslüftmagnete mit ziehender Kraftwirkung und Luftdämpfung** (Fig. 1308 bis 1312).

Größe	Zugkraft für normalen Betrieb, einschl. Heben des Ankergewichtes bei Kontrollern	Hub	Gewicht des Magnetankers	Gesamtgewicht	Preis
	kg	mm	kg	kg	ℳ
0	6	20	1,2	10	75
I	20	40	2,3	40	130
II	35	60	6,0	75	230
III	52	100	7,5	105	310
IV	55	100	10,0	160	440
V	65	100	13,0	205	540

Maße in Millimetern.

Größe	*A*	*B*	*C*	*D*	*G*	*H*	*J*	*L*	*N*	*O*	*P*	*Q*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*g*	*s*
I	186	144	200	250	20	287	199	27	125	140	80	9	18,0	15,0	38	38	15	15	16
II	242	174	260	320	20	345	254	45	147	140	80	24	21,0	21,0	48	48	20	20	20
III	242	174	260	320	20	456	335	45	147	140	80	24	21,0	21,0	48	48	20	20	20
IV	275	174	260	330	25	547	416	47	147	145	80	25	22,5	22,5	52	52	20	20	20
V	275	174	260	330	25	657	526	47	147	145	80	25	22,5	22,5	52	52	20	20	20

Fig. 1313.

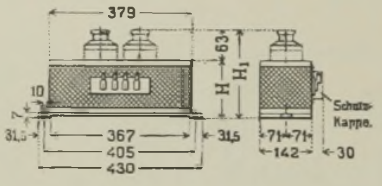


Fig. 1314.

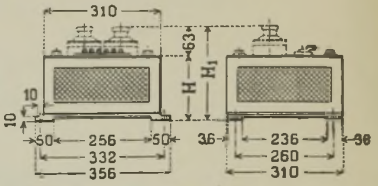
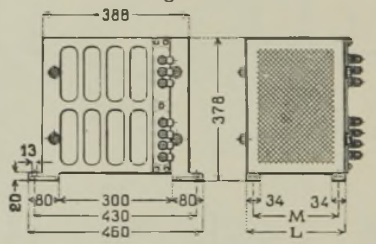


Fig. 1315.



Anlaßwiderstände.

Tabelle 106.

Anlaßwiderstände für Gleichstrom und für Kontroller mit einer Bremsstufe.

Figur	Motorleistung PS	Motorstrom bei Vollast Amp.	Gewicht kg	Preis ℳ	H bzw. H_1 L	M
467	0,5	3	5	30	120	183
	0,8	4	5	30		
	1,0	5	6	35		
	1,5	7,5	7	40		
	2,2	10	7	50	147	210
	2,8	12,5	7	55		
468	3,5	15	10	60	145	208
	4,5	20	12	70	172	235
	6,0	25	14	80	200	263
	7,5	30	16	85	227	290
	8,5	35	18	95	254	317
469	10,0	40	25	100	298	264

Stromzuführungsmaterial.

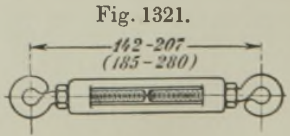
Leitungsstützen. Kontaktleitungen nicht unter 6 mm Durchmesser. Abstand der Stützen 5 bis 10 m. Abstand der blanken Drähte 120 bis 200 mm.

Fig. 1316. Fig. 1317. Fig. 1318. Fig. 1319. Fig. 1320.

Leitungsstützen der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Spannschlösser.

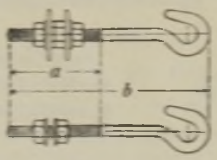
Fig. 1321.



Haken zur Befestigung der Schleifdrähte.

Fig. 1322.

Fig. 1323.



Stromabnehmer.

Fig. 1324.

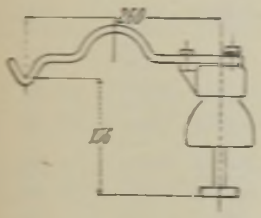


Fig. 1325.

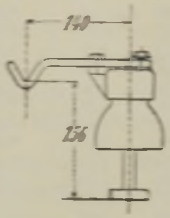


Fig. 1326.

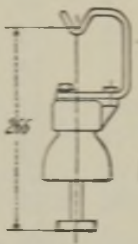
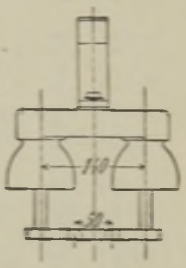


Fig. 1327.



Schleifkontakte der Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 1328.

Fig. 1329.

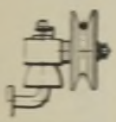
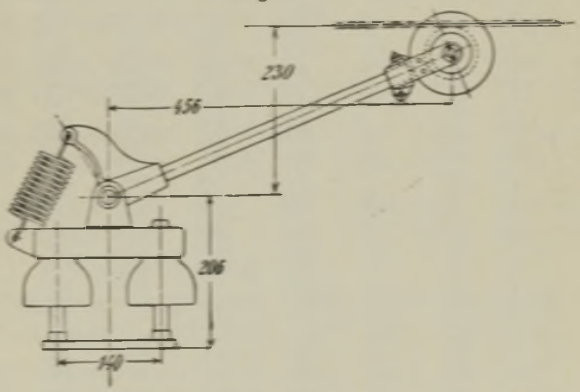


Fig. 1330.



Rollenkontakte der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 1331.

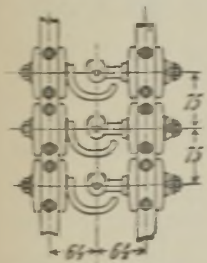


Fig. 1332.

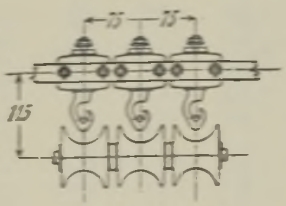
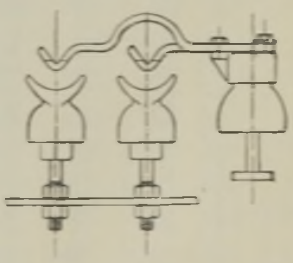
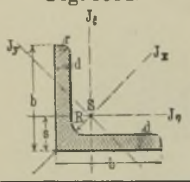


Fig. 1333.



Anordnungen von Stromabnehmern und Drahtstützen der Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 1334.



Normalprofile für Walzeisen.

Tabelle 107. Gleichschenklige Winkeleisen.

Normallängen = 4 bis 8 m. Größte Länge = 12 m.
Spezifisches Gewicht für Flußeisen = 7,85.
Abrundungshalbmesser $R = 0{,}5\ (d_{min} + d_{max})$.
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}5\ R$.

Nr.	b mm	d mm	F qcm	G kg/m	s cm	J_x cm⁴	J_y cm⁴	$J_\xi = J_\eta$ cm⁴	$W_\xi = W_\eta$ cm³
1½	15	3	0,82	0,64	0,48	0,24	0,06	0,15	0,15
	15	4	1,05	0,83	0,51	0,29	0,08	0,19	0,19
2	20	3	1,12	0,88	0,60	0,62	0,15	0,39	0,28
	20	4	1,45	1,14	0,64	0,77	0,19	0,48	0,35
2½	25	3	1,42	1,12	0,73	1,27	0,31	0,79	0,45
	25	4	1,85	1,45	0,76	1,61	0,40	1,00	0,58
3	30	4	2,27	1,78	0,89	2,85	0,76	1,80	0,86
	30	6	3,27	2,57	0,96	3,91	1,06	2,49	1,22
3½	35	4	2,67	2,10	1,00	4,68	1,24	2,96	1,18
	35	6	3,87	3,04	1,08	6,50	1,77	4,14	1,71
4	40	4	3,08	2,42	1,12	7,09	1,86	4,48	1,55
	40	6	4,48	3,51	1,20	9,98	2,67	6,33	2,26
	40	8	5,80	4,55	1,28	12,4	3,38	7,89	2,90
4½	45	5	4,30	3,38	1,28	12,4	3,25	7,83	2,43
	45	7	5,86	4,60	1,36	16,4	4,39	10,4	3,31
	45	9	7,34	5,77	1,44	19,8	5,40	12,6	4,12
5	50	5	4,80	3,77	1,40	17,4	4,59	11,0	3,05
	50	7	6,56	5,15	1,49	23,1	6,02	14,6	4,15
	50	9	8,24	6,47	1,56	28,1	7,67	17,9	5,20
5½	55	6	6,31	4,95	1,56	27,4	7,24	17,3	4,40
	55	8	8,23	6,46	1,64	34,8	9,35	22,1	5,72
	55	10	10,07	7,88	1,72	41,4	11,27	26,3	6,98
6	60	6	6,91	5,42	1,69	36,1	9,43	22,8	5,28
	60	8	9,03	7,09	1,77	46,1	12,1	29,1	6,88
	60	10	11,07	8,69	1,85	55,1	14,6	34,9	8,40
6½	65	7	8,70	6,83	1,85	53,0	13,8	33,4	7,2
	65	9	10,98	8,61	1,93	65,4	17,2	41,3	9,0
	65	11	13,17	10,37	2,00	76,8	20,7	48,8	10,8
7	70	7	9,4	7,38	1,97	67,1	17,6	42,4	8,4
	70	9	11,9	9,32	2,05	83,1	22,0	52,6	10,6
	70	11	14,3	11,20	2,13	97,6	26,0	61,8	12,7
7½	75	8	11,5	9,00	2,13	93,3	24,4	58,9	11,0
	75	10	14,1	11,07	2,21	113	29,8	71,4	13,5
	75	12	16,7	13,08	2,29	130	34,7	82,4	15,9
8	80	8	12,3	9,63	2,26	115	29,6	72,3	12,6
	80	10	15,1	11,86	2,34	139	35,9	87,5	15,5
	80	12	17,9	14,03	2,41	161	43,0	102,0	18,3
9	90	9	15,5	12,2	2,54	184	47,8	116	17,9
	90	11	18,7	14,7	2,62	218	57,1	138	21,6
	90	13	21,8	17,1	2,70	250	65,9	158	25,1
10	100	10	19,2	15,0	2,82	280	73,3	177	25
	100	12	22,7	17,8	2,90	328	86,2	207	29
	100	14	26,2	20,5	2,98	372	98,3	235	34
11	110	10	21,2	16,6	3,07	379	98,6	239	30
	110	12	25,1	19,7	3,15	444	116	280	36
	110	14	29,0	22,7	3,21	505	133	319	41
12	120	11	25,4	19,9	3,36	541	140	340	39
	120	13	29,7	23,3	3,44	625	162	394	46
	120	15	33,9	26,7	3,51	705	186	446	53
13	130	12	30,0	23,5	3,64	750	194	472	50
	130	14	34,7	27,2	3,72	856	223	540	58
	130	16	39,3	30,8	3,80	959	251	605	66
14	140	13	35,0	27,5	3,92	1014	262	638	64
	140	15	40,0	31,4	4,00	1148	298	723	72
	140	17	45,0	35,3	4,08	1276	334	805	81
15	150	14	40,3	31,6	4,2	1343	347	845	78
	150	16	45,7	35,9	4,3	1507	391	949	89
	150	18	51,0	40,2	4,4	1665	438	1052	99
16	160	15	46,1	36,1	4,5	1745	453	1099	96
	160	17	51,8	40,7	4,6	1945	506	1226	108
	160	19	57,5	45,2	4,6	2137	558	1348	118

Fig. 1335.

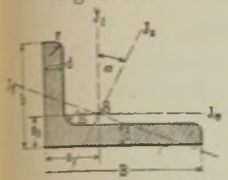


Tabelle 108. Ungleichschenklige Winkeleisen.

Normallängen = 4 bis 8 m. Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser $R = 0{,}5\ (d_{min} + d_{max})$,
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}5\ R$.

Nr.	b	B	d	F	G	s_1	s_2	tang α	J_x	J_y	J_ξ	W_ξ	J_η	W_η	J_y	W_y
	mm	mm	mm	qcm	kg/m	cm	cm		cm⁴	cm⁴	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³
α) Schenkelverhältnis 2 : 3.																
2/3	20	30	3	1,42	1,12	0,99	0,49	0,422	1,42	0,28	1,25	0,622	0,45	0,298	1,58	0,79
	20	30	4	1,85	1,45	1,03	0,54	0,421	1,82	0,33	1,60	0,810	0,555	0,380	2,19	1,09
3/4½	30	45	4	2,87	2,25	1,48	0,74	0,433	6,63	1,19	5,77	1,91	2,05	0,907	7,25	2,42
	30	45	5	3,53	2,77	1,52	0,78	0,429	8,01	1,44	6,99	2,35	2,46	1,11	9,21	3,07
4/6	40	60	5	4,79	3,76	1,95	0,97	0,432	19,8	3,66	17,3	4,27	6,2	2,05	21,4	5,28
	40	60	7	6,55	5,14	2,04	1,05	0,427	26,3	4,63	23,0	5,81	8,0	2,71	30,6	7,64
5/7½	50	75	7	8,33	6,54	2,47	1,24	0,430	53,1	9,58	46,3	9,20	16,4	4,36	58,4	11,7
	50	75	9	10,5	8,27	2,56	1,32	0,427	65,4	11,9	57,1	11,6	20,2	5,49	76,8	15,4
6½/10	65	100	9	14,2	11,1	3,31	1,59	0,410	160	26,8	141	21,1	46,0	9,37	165	25,4
	65	100	11	17,1	13,4	3,40	1,67	0,407	189	32,9	167	25,3	55,1	11,4	206	31,6
8/12	80	120	10	19,1	15,0	3,92	1,95	0,435	317	56,8	276	34,1	98	16,2	341	42,7
	80	120	12	22,7	17,8	4,00	2,02	0,430	370	67,5	323	40,4	115	19,2	415	51,9
10/15	100	150	12	28,7	22,5	4,89	2,42	0,436	747	134	649	64,0	232	30,6	800	80,0
	100	150	14	33,2	26,1	4,97	2,50	0,434	854	153	743	74,1	264	35,2	942	94,2
β) Schenkelverhältnis 1 : 2.																
2/4	20	40	3	1,72	1,35	14,3	4,4	0,257	2,96	0,31	2,80	1,09	0,475	0,305	1,61	0,80
	20	40	4	2,25	1,77	14,7	4,8	0,253	3,78	0,40	3,58	1,42	0,603	0,397	2,23	1,12
3/6	30	60	5	4,29	3,37	21,5	6,8	0,254	16,5	1,71	15,6	4,05	2,61	1,13	9,18	3,06
	30	60	7	5,85	4,59	22,4	7,6	0,248	21,8	2,28	20,7	5,51	3,41	1,52	13,6	4,52
4/8	40	80	6	6,89	5,40	28,5	8,8	0,257	47,6	4,99	45,0	8,74	7,63	2,45	26,0	6,49
	40	80	8	9,01	7,07	29,4	9,6	0,252	60,8	6,41	57,6	11,4	9,65	3,17	36,0	8,99
5/10	50	100	8	11,5	8,99	35,9	11,2	0,256	123	12,8	116	8,1	19,6	5,05	68,0	13,6
	50	100	10	14,1	11,1	36,7	12,0	0,266	150	14,6	141	22,3	23,5	6,19	87,7	17,5
6½/13	65	130	10	18,6	14,6	46,5	14,5	0,257	339	35,4	320	38,3	54,2	10,7	187	28,7
	65	130	12	22,1	17,3	47,5	15,3	0,255	395	41,3	373	44,0	62,9	12,7	229	35,2
8/16	80	160	12	27,5	21,6	57,2	17,7	0,259	762	79,4	719	70,0	122	19,6	417	52,1
	80	160	14	31,8	25,0	58,1	18,5	0,268	875	86,0	822	80,7	139	22,6	495	62,4
10/20	100	200	14	40,3	31,6	71,2	21,8	0,261	1754	182	1654	128	282	36,1	917	94,7
	100	200	16	45,7	35,8	72,0	22,6	0,259	1963	205	1862	146	316	40,8	1097	110

Fig. 1336.

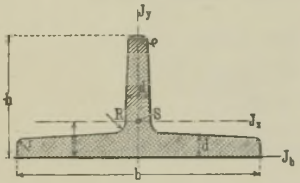


Tabelle 109. T-Eisen.

Normallängen = 4 bis 8 m. Größte Länge = 12 m.
b = Fußbreite; h = Steghöhe; d = mittlere Dicke beider.
Abrundungshalbmesser $R = d$; $r = 0{,}5\,d$; $\varrho = 0{,}25\,d$.
Neigungen bei breitfüßigen T-Eisen: Steg je 4 Proz., Fuß je 2 Proz.
Neigungen bei hochstegigen T-Eisen: Steg und Fuß je 2 Proz.
Die Dicken d sind in den Abständen $^1/_2\,h$ bzw. $^1/_4\,b$ von außen gemessen.

Nr.	b	h	d	F	G	s	J_x	W_x	J_y	W_y	J_b	W_b	y x x y J_x	W_x
	mm	mm	mm	qcm	kg/m	mm	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³
α) Breitfüßige T-Eisen. $b:h = 2:1$.														
6/3	60	30	5,5	4,64	3,68	6,7	2,58	1,11	8,62	2,87	4,66	1,55	9,32	3,10
7/3½	70	35	6	5,94	4,69	7,7	4,49	1,65	15,1	4,32	8,01	2,29	16,0	4,58
8/4	80	40	7	7,91	6,21	8,8	7,81	2,50	28,5	7,13	13,93	3,48	27,9	6,96
9/4½	90	45	8	10,2	7,98	10,0	12,7	3,64	46,1	10,2	22,9	5,09	45,8	10,2
10/5	100	50	8,5	12,0	9,44	10,9	18,7	4,78	67,7	13,5	32,6	6,52	65,2	13,1
12/6	120	60	10	17,0	13,3	13,0	38,0	8,09	137	22,8	66,7	11,11	133	22,2
14/7	140	70	11,5	22,8	17,9	15,1	68,9	12,6	258	36,9	121	17,3	242	34,6
16/8	160	80	13	29,5	23,1	17,2	117	18,6	422	52,8	204	25,5	408	51,0
18/9	180	90	14,5	37,0	29,0	19,3	185	25,1	670	74,4	323	35,9	646	71,8
20/10	200	100	16	45,4	35,6	21,4	277	35,3	1000	100	485	48,5	970	97,0
β) Hochstegige T-Eisen. $b:h = 1:1$.													J_y	W_y
2/2	20	20	3	1,12	0,88	5,8	0,38	0,27	0,20	0,20	0,76	0,38	0,39	0,39
2½/2½	25	25	3,5	1,64	1,29	7,3	0,87	0,49	0,43	0,34	1,74	0,70	0,85	0,68
3/3	30	30	4	2,26	1,77	8,5	1,72	0,80	0,87	0,58	3,35	1,12	1,73	1,16
3½/3½	35	35	4,5	2,97	2,33	9,9	3,10	1,23	1,57	0,90	6,01	1,72	3,14	1,80
4/4	40	40	5	3,77	2,96	11,2	5,28	1,84	2,58	1,29	10,01	2,55	5,16	2,58
4½/4½	45	45	5,5	4,67	3,66	12,6	8,13	2,51	4,01	1,78	15,55	3,46	8,03	3,57
5/5	50	50	6	5,66	4,45	13,9	12,1	3,36	6,06	2,42	23,0	4,60	12,1	4,85
6/6	60	60	7	7,94	6,23	16,6	23,8	5,48	12,2	4,05	44,9	7,48	24,3	8,11
7/7	70	70	8	10,6	8,32	19,4	44,5	8,79	22,1	6,32	84,5	12,07	44,3	12,6
8/8	80	80	9	13,6	10,7	22,2	73,7	12,8	37,0	9,25	141	17,6	74,0	18,5
9/9	90	90	10	17,1	13,4	24,8	119	18,2	58,5	13,0	224	24,9	117	26,0
10/10	100	100	11	20,9	16,4	27,4	179	24,6	88,3	17,7	377	37,7	177	35,3
12/12	120	120	13	29,6	23,2	32,8	336	42,0	178	29,7	685	57,1	356	59,4
14/14	140	140	15	39,9	31,3	38,0	660	64,7	330	47,2	1236	88,3	660	94,3

Fig. 1337.

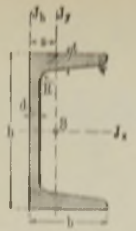


Tabelle 110. ⊏-Eisen.

Normallängen = 4 bis 8 m. Größte Länge = 12 m.
Neigung der Flanschen = 8 Proz.
Abrundungshalbmesser $R = t$; $r = 0{,}5\,t$.
Die Flanschdicke t ist im Abstande $^1/_2\,b$ von der Kante gemessen.

Nr.	h	b	d	t	F	G	s	J_x	W_x	J_y	W_y	J_h	W_h	y x ⊏ x y		y x a ⊏ x y
														J_y	W_y	$J_x = J_y$
	mm	mm	mm	mm	qcm	kg/m	mm	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³	a in cm
3	30	33	5	7	5,4	4,2	13,1	6,4	4,3	5,3	2,68	14,8	4,50	12,8 (J_x)	8,52 (W_x)	—
4	40	35	5	7	6,2	4,8	13,3	14,1	7,1	6,7	3,08	17,7	5,05	28,2 (J_x)	14,2 (W_x)	—
5	50	38	5	7	7,1	5,6	13,7	26,4	10,6	9,1	3,75	22,8	6,00	45,1	11,9	0,38
$6^1/_2$	65	42	5,5	7,5	9,0	7,1	14,2	57,5	17,7	14,1	5,06	32,3	7,70	64,6	15,4	1,54
8	80	45	6	8	11,0	8,6	14,5	106	26,5	19,4	6,37	42,5	9,44	86,4	19,2	2,72
10	100	50	6	8,5	13,5	10,6	15,5	206	41,1	29,3	8,50	61,7	12,35	123	24,7	4,14
12	120	55	7	9	17,0	13,4	16,0	364	60,7	43,2	11,1	86,7	15,8	175	31,7	5,50
14	140	60	7	10	20,4	16,0	17,5	605	86,4	62,7	14,8	125,2	20,9	251	41,8	6,82
16	160	65	7,5	10,5	24,0	18,8	18,4	925	116	85,3	18,3	167	25,6	334	51,3	8,16
18	180	70	8	11	28,0	21,9	19,2	1354	150	114	22,4	217	31,0	434	61,9	9,48
20	200	75	8,5	11,5	32,2	25,3	20,1	1911	191	148	27,0	278	37,1	556	74,2	10,78
22	220	80	9	12,5	37,4	29,4	21,4	2690	245	197	33,6	368	46,0	737	92,1	12,22
24	240	85	9,5	13	42,3	33,2	22,3	3598	300	248	39,6	458	53,9	917	108	13,34
26	260	90	10	14	48,3	37,9	23,6	4823	371	317	47,8	586	65,1	1172	130	14,60
28	280	95	10	15	53,3	41,9	25,3	6276	450	399	57,2	740	77,9	1481	156	15,94
30	300	100	10	16	58,8	46,1	27,0	8026	535	495	67,8	924	92,4	1847	185	17,24

Fig. 1338.

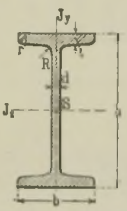


Tabelle 111. I-Eisen.

Normallängen = 4 bis 10 m; größte Länge = 14 m.
Neigung der Flanschen = 14 Proz.
Abrundungshalbmesser $R = d$,
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}6\,d$.
Die Flanschdicke t ist im Abstande $^1/_4\,b$ von der Kante gemessen.

Nr.	h mm	b mm	d mm	t mm	F qcm	G kg/m	J_x cm⁴	W_x cm³	J_y cm⁴	W_y cm³
8	80	42	3,9	5,9	7,57	5,9	77,7	19,4	6,3	2,99
9	90	46	4,2	6,3	8,99	7,0	117	25,9	8,8	3,81
10	100	50	4,5	6,8	10,6	8,3	170	34,1	12,2	4,86
11	110	54	4,8	7,2	12,3	9,6	238	43,3	16,2	5,99
12	120	58	5,1	7,7	14,2	11,2	327	54,5	21,4	7,38
13	130	62	5,4	8,1	16,1	12,7	435	67,0	27,4	8,85
14	140	66	5,7	8,6	18,2	14,3	572	81,7	35,2	10,7
15	150	70	6,0	9,0	20,4	16,0	734	97,9	43,7	12,5
16	160	74	6,3	9,5	22,8	17,9	933	117	54,5	14,7
17	170	78	6,6	9,9	25,2	19,8	1 165	137	66,5	17,1
18	180	82	6,9	10,4	27,9	21,8	1 444	161	81,3	19,8
19	190	86	7,2	10,8	30,5	23,9	1 759	185	97,2	22,6
20	200	90	7,5	11,3	33,4	26,3	2 139	214	117	25,9
21	210	94	7,8	11,7	36,3	28,5	2 558	244	137	29,3
22	220	98	8,1	12,2	39,5	31,0	3 055	278	163	33,3
23	230	102	8,4	12,6	42,6	33,5	3 605	314	188	36,9
24	240	106	8,7	13,1	46,1	36,1	4 239	353	220	41,6
25	250	110	9,0	13,6	49,7	38,9	4 954	396	255	46,4
26	260	113	9,4	14,1	53,3	41,9	5 735	441	287	50,6
27	270	116	9,7	14,7	57,1	44,8	6 623	491	325	56,0
28	280	119	10,1	15,2	61,0	47,9	7 575	541	363	60,8
29	290	122	10,4	15,7	64,8	50,9	8 619	594	403	66,1
30	300	125	10,8	16,2	69,0	54,1	9 785	652	449	71,9
32	320	131	11,5	17,3	77,7	61,0	12 493	781	554	84,6
34	340	137	12,2	18,3	86,7	68,0	15 670	922	672	98,1
36	360	143	13,0	19,5	97,0	76,2	19 576	1088	817	114
38	380	149	13,7	20,5	107	83,9	23 978	1262	972	131
40	400	155	14,4	21,6	118	92,4	29 173	1459	1160	150
$42^1/_2$	425	163	15,3	23,0	132	104	36 956	1739	1433	176
45	450	170	16,2	24,3	147	116	45 888	2040	1722	203
$47^1/_2$	475	178	17,1	25,6	163	128	56 410	2375	2084	234
50	500	185	18,0	27,0	179	141	68 736	2750	2470	267
55	550	200	19,0	30,0	212	167	99 054	3602	3486	349

Fig. 1339.

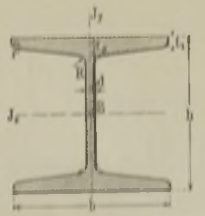


Tabelle 112. Breitflanschige Differdinger Grey-Träger.

Normallängen = 4 bis 10 m; größte Länge = 14 m.
Neigung der Flanschen = 9 Proz.
Abrundungshalbmesser $R = d$,
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}6\,d$.

Nr.	h	b	t_1	t_2	d	F	G	J_x	W_x	J_y	W_y
	mm	mm	mm	mm	mm	qcm	kg/m	cm⁴	cm³	cm⁴	cm³
24	240	240	10,5	70,85	10	96,8	76	10 260	855	3 043	254
25	250	250	10,9	21,7	10,5	105,1	82,5	12 066	965	3 575	286
26	260	260	11,7	22,9	11	115,6	90,7	14 352	1104	4 261	328
27	270	270	11,95	23,6	11,25	123,2	96,7	16 529	1224	4 920	365
28	280	280	12,35	24,4	11,5	131,8	103,4	19 052	1361	5 671	405
29	290	290	12,7	25,2	12	141,1	110,8	21 866	1508	6 417	443
30	300	300	13,25	26,25	12,5	152,1	119,4	25 201	1680	7 494	500
32	320	300	14,1	27	13	160,7	126,2	30 119	1882	7 867	524
34	340	300	14,6	27,5	13,4	167,4	131,4	35 241	2073	8 097	540
36	360	300	16,15	29	14,2	181,5	142,5	42 479	2360	8 793	586
38	380	300	17	29,8	14,8	191,2	150,1	49 496	2605	9 175	612
40	400	300	18,2	31	15,5	203,6	159,8	57 834	2892	9 721	648
42½	425	300	19	31,75	16	213,9	167,9	68 249	3212	10 078	672
45	450	300	20,3	33	17	229,3	180	80 887	3595	10 668	711
47½	475	300	21,35	34	17,6	242	190	94 811	3992	11 142	743
50	500	300	22,6	35,2	19,4	261,7	250,5	111 283	4451	11 718	781
55	550	300	24,5	37	20,6	288	226,1	145 957	5308	12 582	839
65	650	300	25	37,5	21,1	314,5	246,9	217 402	6690	12 814	854
75	750	300	25	37,5	21,1	335,7	263,5	302 560	8068	12 823	855

Tabelle 113. **Zulässige Spannungen in kg/qcm nach C. v. Bach.**

Material	Zug k_z			Druck k		Biegung k_b			Schub k_s			Drehung k_d		
	a	*b*	*c*	*a*	*b*	*a*	*b*	*c*	*a*	*b*	*c*	*a*	*b*	*c*
Schweißeisen	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120
Flußeisen	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400	720 bis 960	480 bis 640	240 bis 320	600 bis 840	400 bis 560	200 bis 280
Flußstahl	1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	1200 bis 1500	800 bis 1000	1200 bis 1500	800 bis 1000	400 bis 500	960 bis 1200	640 bis 800	320 bis 400	900 bis 1200	600 bis 800	300 bis 400
Gußeisen	300	200	100	900	600	400	250	125	300	200	100	300	200	100
Stahlguß	600 bis 900	400 bis 600	200 bis 300	900 bis 1200	600 bis 900	750 bis 1050	500 bis 700	250 bis 350	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280	480 bis 840	320 bis 560	160 bis 280
Bronze	450 bis 750	300 bis 500	150 bis 250	600 bis 1000	450 bis 750	450 bis 750	300 bis 500	150 bis 250	300 bis 500	200 bis 350	100 bis 200	300 bis 500	200 bis 350	100 bis 200

Die zulässigen Spannungen unter *a* gelten für ruhende Belastung,
die unter *b* für wechselnde Belastungen von Null nach einer Richtung hin,
die unter *c* für wechselnde Belastungen von Null nach beiden Richtungen hin.
Hierbei ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, ob die Maximallast
häufig oder selten vorkommt.

Tabelle 114.

Flächeninhalt, Trägheits- und Widerstandsmomente verschiedener Querschnitte.

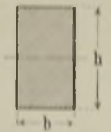
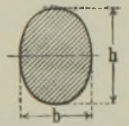
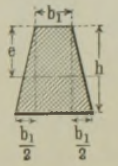
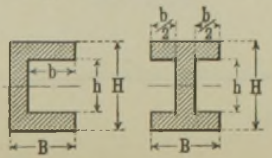
Querschnitt	Flächeninhalt F	Äquatoriales Trägheitsmoment (für Biegung) J	Widerstandsmoment (für Biegung) $W = \frac{J}{e}$	Polares Trägheitsmoment (für Verdrehung) J_p
Fig. 1340. 	$b \cdot h$	$\frac{b h^3}{12}$	$\frac{b h^2}{6}$	$\frac{2}{9} b^2 h$ $(h > b)$
Fig. 1341.	$\frac{\pi d^2}{4} = 0{,}785\, d^2$	$\frac{\pi}{64} d^4$	$\frac{\pi}{32} d^3 \simeq 0{,}1\, d^3$	$\frac{\pi}{16} d^3 \simeq \frac{1}{5} d^3$
Fig. 1342.	$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}$

Tabelle 114. (Fortsetzung.)

Querschnitt	Flächeninhalt F	Äquatoriales Trägheitsmoment (für Biegung) J	Widerstandsmoment (für Biegung) $W = \frac{J}{e}$	Polares Trägheitsmoment (für Verdrehung) J_p
Fig. 1343. 	$\frac{\pi}{4} b \,.\, h$	$\frac{\pi}{64} \cdot b \cdot h^2$	$\frac{\pi}{32} b h^2 \simeq 0{,}1\, b h^2$	$\frac{\pi}{16} b^2 \,.\, h$ $(h > b)$
Fig. 1344. 	$\frac{1}{2}(a+b)h$	$\frac{6b^2 + 6b\,b_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} \cdot h^3$	$\frac{6b^2 + 6b\,b_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} h^2$ für $e = \frac{1}{3}\frac{3b + 2b_1}{2b + b_1} \cdot h$	—
Fig. 1345. Fig. 1346. 	$B \,.\, H - b \,.\, h$	$\frac{1}{12} \cdot (B H^3 - b h^3)$	$\frac{1}{6}\frac{B H^3 - b h^3}{H}$	—

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Namenverzeichnis.

A

Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vorm. Ferdinand Wolff in Neckarau-Mannheim, Drahtseile 6—8.

Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft in Berlin, Stahlblattkupplung 202, Schaltpläne 373—379, Elektromotoren 760, Kontroller 765, Widerstände 768, Bremslüftmagnete und -motoren 766, Stromzuführungsmaterial 768.

B

Bechem & Keetmann, s. Deutsche Maschinenfabrik.

Becker, E., Maschinenfabrik in Berlin-Reinickendorf, Sperradbremse 127, Schneckenlastdruckbremse 131, Zentrifugalbremse 142, Sicherheitskurbel 151, Gesteuerte Fliehkraftbremse 163, Grissonkupplung 205.

Benrather Maschinenfabrik, s. Deutsche Maschinenfabrik.

Bergner, Dipl.-Ing., Flächenpressung bei Bandbremsen 118.

Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau, Lederbolzenkupplung 205, Gewichte von Zahnrädern 174.

Bolzani, Gebr., in Berlin, Luftdruckbremse 134, Zahnstangenwinde 433, Schraubenschlittenwinde 445, Schneckenradlaufwinde 682.

Böttcher, A., Dipl.-Ing., Seildurchmesser 4.

Briegleb, Hansen & Co. in Gotha, Stirnräderflaschenzug 253.

Brown, Hoisting & Conveying Machine Co. in Cleveland, Ohio, Hochbahnkrane 737.

Bülz, Dr.-Ing., Fahrwiderstand 226.

D

Dampfkessel- und Gasometerfabrik, A.-G., vorm. Wilke & Co. in Braunschweig, Geräuschloses Zahngesperre 97.

Deutsche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig, Kugellagerungen 219, 221, 229, 230.

Deutsche Maschinenfabrik, A.-G., in Duisburg, Schwingender Magnet 83, Schneckenlastdruckbremse 136, Gewindelastdruckbremse 139, Schlingbandbremse mit Lüftmagnet 157, Hammerkrane 525, 527, Derrickkran 595, Hammerwippkran 598, 600, Schwimmkran 628, 633, Bockkran 733, Verladebrücke 735.

Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin, Kugellager für Haken 58.

Duisburger Maschinenbau-A.-G., vorm. Bechem & Keetmann, s. Deutsche Maschinenfabrik, A.-G.

Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger in Duisburg, Wendegetriebe 200, Lederscheibenkupplung 204, Einmotorlaufkran 689, Verladebrücke 734.

Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., vorm. J. Losenhausen, in Düsseldorf, Seilflaschenzüge 249, Winde für Transmissionsantrieb 405, Zahnstangenwinden 436, Schraubenwinden 439, Kranwage 85.

E

Ernst, Adolf v., Prof., Schneckengetriebe 175, Fahrwiderstand 225, Wirkungsgrade von Triebwerken 264.
Eßlinger Maschinenfabrik, Eßlingen, Blattfederkupplung 202.

F

Fein, C. und E., in Stuttgart, Lederscheibenkupplung 205.
Felten & Guilleaume, Mechanische Hanfspinnerei in Cöln, Hanfseile 2.
Felten & Guilleaume, Carlswerk, A.-G., in Mülheim a. Rhein, Flachlitzige Drahtseile 9.
Findeisen, C. Herrm., Maschinenfabrik in Chemnitz-Gablenz, Drehkrane 530, 550, 563, 573, Zweiradkran 620, Elektrisch betriebene Laufkrane 710, 711, 719.
Fries, Heinrich de, G. m. b. H., in Düsseldorf, Geschwindigkeitswechsel 266, Hebelwinde 437, Druckwasser-Hebeböcke 452.

G

Gauhe, Gockel & Co., s. Maschinenfabrik „Rhein und Lahn".
Gehrkens, Treibriemenfabrik in Hamburg, Riemenberechnung 296.
Gelsenkirchner Bergwerks-A.-G., Laufkranschienen 230.
Grusonwerk, s. Krupp.
Günzel, Arno, Altenburg (S.-A.), Kettenfabrik in Rochlitz i. S., Zerlegbare Treibkette 22.
Gutmann, A., in Ottensen, Handwinden 403, Friktionswinde 407, Wandwinden 425.

H

Haushahn, Maschinenfabrik in Stuttgart-Feuerbach, Backenbremse mit Lüftmagnet 158.
Hewitt & Goff, Seilklemme 250.
Hilbrand, Fahrwiderstände 225.
Hilger, W. H., & Cie. in Bonn a. Rh., Zentratorgetriebe 195.
Hofmann, J. W., Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda b. Dresden, Drahtseilklemme 14.

I

Isaachsen, Beanspruchung von Drahtseilen 5.

J

Jaeger, s. Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger.
Jordan, Dr.-Ing., Berlin, Bremsleistung 108, Druckluftbremse 158.

K

Kammerer, Prof., Berlin, Massenwiderstände 291.
Kieffer, Georg, s. Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.
Kötter, Otto, in Barmen, Kranketten 16, Gallsche Ketten 18, Haken 53.
Kramatorskaja, A.-G., Hüttenwerke in Kramatorskaja, Schwimmkran 631.
Krupp, Friedr., Grusonwerk in Buckau-Magdeburg, Fahrschienen 232, Dampfdrehkran 557, Lagerung von Fahrbahnträgern 670.
Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt, Lagerung für Lasthaken 58, Kugellager 214, 216, 219, 220.

L

Losenhausen, J., s. Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.
Lüders, Lastdruckbremse 135, Schraubenflaschenzug 252.

M

Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim, Kurbel 89, Drehkrane 577.
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Drehkrane 551, 590, Halbtorkran 617, Konsolkran 625, Laufdrehkran 626.
Maschinenfabrik „Rhein und Lahn" von Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein, Seilbefestigung 14, Sicherheitshaken 60, Hakenaufhängung 61, Lastrolle mit Sperrhorn 62, Dampfwinde 412.
Menck & Hambrock in Altona-Hamburg, Dampfdrehkrane 609, 610.
Michenfelder, Dipl.-Ing., Motorleistung 365.
Mohr & Federhaff, s. Mannheimer Maschinenfabrik.

N

Norma-Compagnie in Cannstatt-Stuttgart, Rollenlager 218, 219.

P

Pape, Dr.-Ing., Fahrwiderstand 225.
Petravič & Co. in Wien, Schwimmkran 629.
Pfleiderer, Dr.-Ing., Ausschwingen der Last 280.
Piechatzeck, F., Hebezeugfabrik, Berlin, Stirnräderflaschenzug 254, Elektrisch betriebener Laufkran 712.
Pohlig, J., A.-G., in Cöln, Selbstgreifer 74, Brownsche Brückenkrane 737, Hochbahnkrane 737, Hunts Elevator 743, Hunts Verladebrücke 745.
Polysius, G., in Dessau, Einlagenkuppelung 202.

R

Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. in Rheine i. W., Schrägzahnlastdruckbremse 141, Dreimotorenlaufkran 712.
Rieche in Wetter a. d. Ruhr, Zwillingsrollenzug 246.

S

Sartorius Nachf., Düsseldorf, Klemmenzwinge 74.
Scholten, Gebr., in Duisburg, Wendegetriebe 200.
Schuchard & Schütte in Berlin, Bockwinde 404, Zugwinden 438, Schraubenzwingen 446.
Schwetje, Dr.-Ing., Belastungen von Bremsklötzen 109.
Siemens-Schuckertwerke, Berlin, Lastmagnet 83, Steuerverfahren 364, Steuervorrichtungen 368, Stromzuführungsmaterial 769.
Sonnenthal jun., Berlin, Kantenschützer 69.
Stauffer, Zentrifugalbremse 146.
Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan, Hellinganlage 716.
Stigler in Mailand, Seilbefestigung 12.
Stotz, A., Stuttgart, Treibketten 21.
Stribeck, Prof., Versuche mit Schneckengetrieben 175, Kugellagerreibung 213.
Stuckenholz, L., in Wetter a. d. Ruhr, s. Deutsche Maschinenfabrik.

T

Tacke, F., Maschinenfabrik in Rheine (Westfalen), Lederringkupplung 206.
Temperley Transporter Company in London, Hochbahnkrane 740.

U

Unruh & Liebig in Leipzig-Plagwitz, Abteilung der Peniger Maschinenfabrik, A.-G., Laufkran für Handbetrieb 684.

V

Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, s. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

W

Weidtmann in Dortmund, Sicherheitskurbel 150.

Weismüller, Gebr., in Bockenheim-Frankfurt, Sicherheitskurbel 153, Transmissionswinde 410, Elektrisch betriebene Aufzugwinde 418, Wandwinde 425.

Wellmann-Seaver-Morgan Co., Hochbahnkran 749, Führerlaufkatze 750.

Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, A.-G., in Cöln, vorm. Georg Kieffer, Kettenräder 28, Rücklaufbremse 135, Seilflaschenzug mit Klemmvorrichtung 250, Elektrolaufkatzen 720.

Weston, Sicherheitskurbel 149, Differentialflaschenzug 250.

Windhoff, s. Rheiner Maschinenfabrik.

Wolff, Julius, & Co. in Heilbronn, Steinzange 73, Drehkran 607, Turmdrehkran 613.

Y

Yale & Towne Ltd., Stamford Conn. (Verein. Staaten), Flaschenzug 255.

Z

Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, Elektrisch betriebene Laufkatze 725.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA w Gliwicach

Tabellenverzeichnis.

Tabelle		Seite
1	Hanfseile von Felten & Guilleaume in Cöln a. Rh.	2
2	Krandrahtseile aus Tiegelgußstahl der Aktiengesellschaft für Seilindustrie	6
3	Krandrahtseile aus Pflugstahldraht der Aktiengesellschaft für Seilindustrie	7
4	Lampenanfzugseile der Aktiengesellschaft für Seilindustrie	8
5	Quadratseile der Aktiengesellschaft für Seilindustrie	8
6	Flachlitzige Drahtseile von Felten & Guilleaume, Carlswerk	9
7	Drahtseilöfen	11
8	Kurzgliedrige Kranketten von Otto Kötter	16
9	Zulässige Belastung der kalibrierten Ketten	17
10	Gallsche Ketten von Otto Kötter	18
11	Endglieder zu Gallschen Ketten	20
12	Amerikanische Treibketten	21
13	Werte von $sin \frac{90}{z}$	27
14	Werte von $cos \frac{90}{z}$	33
15	Kettenräder für kalibrierte Ketten	28
16	Werte von $sin \frac{180}{z}$	33
17	Teilkreisdurchmesser für Gallsche Kettenräder	34 u. 35
18	Zulässige Biegungsanstrengungen	38
19	Rillensteigung für Drahtseiltrommeln	40
20	Abmessungen der Kettentrommeln	48
21	Tragkraft der Schaftschrauben für Lasthaken	51
22	Einfache Haken	54
23	Vorläufige Abmessungen für Doppelhaken	57
24	Abmessungen der Huntschen Zweikettengreifer	76
25	Abmessungen der Hone-Selbstgreifer	80
26	Werte für $e^{\mu\alpha}$	113
27	Zusammenstellung der Grenzwerte k_b und c für Zahnräder	172
28	Gewichte von Zahnrädern nach ausgeführten Rädern	174
29	Gewichte von Zahnrädern nach dem Katalog der Bamag	174
30	Wirkungsgrade der Schneckenwellen	179
31	Kraftverhältnisse und Dimensionen der Schubkeilkupplungen	198
32	Klauenkupplungen mit Gummieinlage von G. Polysius	203
33	Lederbolzenkupplungen der Bamag	206
34	Dimensionen von Augenlagern	209
35	Maße für Schmiernocken	209
36	Baumaße der Staufferbuchsen	209

Tabelle		Seite
37	Augenlager mit Ringschmierung	210
38	Zulässige Belastung von Kugeln	212
39	Werte für μ_i	213
40	Normale Ringlager der Kugelfabrik Fischer	214
41	Kugeldrucklager der Kugelfabrik Fischer	216
42	Doppeldrucklager mit Innenfassung der Kugelfabrik Fischer	216
43	Normalrollenlager der Norma-Compagnie	218
44	Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen	228
45	Zusammenstellung von Fahrwiderständen	229
46	Laufkranschienen	230
47	Flaches Gewinde	236
48	Wirkungsgrade fester Rollen	238
49	Wirkungsgrade loser Rollen	239
50	Wirkungsgrade der Hanfseil- und Kettenrollenzüge	241
51	Wirkungsgrade der Drahtseilflaschenzüge	241
52	Seilflaschenzüge für Hanfseil	249
53	Drahtseilflaschenzüge	249
54	Wirkungsgrade der Winden	264
55	Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb	269
56	Schwungmomente von Ankern	277
57	Trägheitsmomente von Kupplungen	277
58	Widerstände von Hubwerken	288
59	Widerstände von Fahrwerken	289
60	Widerstände von Drehwerken	289
61	Werte von p für Riemen	296
62	Mittlere Spannung s für verschiedene Füllungsgrade	299
63	Abmessungen für Winden mit Transmissionsbetrieb	406
64	Kraftverbrauch der Friktionswinde für 500 kg bei verschiedenen Fördergeschwindigkeiten	410
65	Abmessungen von Friktionswinden	410
66	Abmessungen von Dampfwinden	414
67	Wandwinden mit Sicherheitskurbel	425
68	Abmessungen einer Zahnstangenwinde	434
69	Zahnstangenwinden mit gefrästen Getrieben	436
70	Schraubenwinden	440
71	Schraubenzwingen	447
72	Werte für c bei Nietberechnungen	482
73	Desgleichen	482
74	Koeffizienten c für Knickung	486
75	Arbeitsgeschwindigkeiten des Kranes	527
76	Tragfähigkeit des Kranes	527
77	Nahtlose Stahlrohre	533
78	Zusammenstellung der Stabkräfte für die verschiedenen Katzenstellungen	581
79	Drehmomente und Drehzahlen eines 31,5 PS-Motors	583
80	Drehmomente und Drehzahlen eines 1,05 PS-Motors	588
81	Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern	647
82	Desgleichen	647
83	Desgleichen	647
84	Stabspannungen des Fachwerkträgers	653
85	Momente und Scherkräfte von Fig. 1102	659
86	Gurtspannungen von Fig. 1102	659

Tabelle		Seite
87	Spannungen der Schrägen und Senkrechten von Fig. 1102	660
88	Trägerprofile und Gewichte für Laufkranwagen mit Handbetrieb	678
89	Laufwinden nach Fig. 1132	680
90	Motor KR 5,8	701
91	Motor WD 22,5	706
92	Motor KR 3,3	709
93	Laufkrane der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.	714
94	Laufkrane der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.	715
95	Elektro-Laufwinden der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke	723
96	Geschlossene Gleichstrom-Hauptstrommotoren	760
97	Maße derselben	761
98	Gleichstrom-Nebenschlußmotoren	762
99	Abmessungen derselben	762
100	Gekapselte Drehstrommotoren mit Schleifringanker	763
101	Abmessungen derselben	764
102	Gleichstromkontroller für intermittierenden Betrieb von Hauptstrommotoren	765
103	Abmessungen der Kontroller für Gleichstrom und Drehstrom	766
104	Drehstrom-Bremslüftmotoren mit ziehender oder stoßender Kraftwirkung und Luftdämpfung	766
105	Hauptstrom-Bremslüftmagnete mit ziehender Kraftwirkung und Luftdämpfung	767
106	Anlaßwiderstände für Gleichstrom und für Kontroller mit einer Bremsstufe	768
107	Gleichschenklige Winkeleisen	770
108	Ungleichschenklige Winkeleisen	771
109	T-Eisen	772
110	[-Eisen	773
111	I-Eisen	774
112	Breitflanschige Differdinger Grey-Träger	775
113	Zulässige Spannungen in kg/qcm nach C. v. Bach	776
114	Flächeninhalt, Trägheits- und Widerstandsmomente verschiedener Querschnitte	777 u. 778

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

Sachverzeichnis.

Akkumulator 302.
Amerikanische Ketten 20.
Ankerfeld 317.
Ankergegenfeld, Ankerquerfeld 319.
Anlassen von Gleichstrommotoren 328.
Anlasser für elektrische Hebezeuge 362, 368, 373.
— mit Regulator 330.
Anlaßwiderstände 768.
Anlaufperiode 271.
Anstrengung, zulässige 776.
Antriebsarten 260.
Anzugkraft 325.
Anzugmoment 275, 584.
Apparatenanordnung im Führerhaus 379.
Arbeitsleistung von Menschen 88.
Asynchronmotor 347.
Aufhängung der Haken 57.
Auflagerwiderstände 472.
Auflaufen der Ketten und Seile 49.
Aufzugwinde 410, 418.
Ausleger, s. Drehkrane.
Auswahl der Motoren 359.
Ausweichende Kettenstützen 671.

Backenbremsen 103.
Bandbremsen 111.
Bauwinde, fahrbare 398.
Beanspruchung der Stäbe 484.
Belastungen, zulässige 776.
Benzinmotor 306.
Beschickkrane 754.
Biegungsmomente 464.
Bindeketten 69.
Blechträger 637.
Blockkrane 759.
Bockkrane 726.
Bockwinden 385.
Bremsen 101, 270, 488, 696.
—, elektromagnetische 154.
—, mechanische 101.
Bremslüftmotoren 371.
Bremsmagnete 370.
Bremsscheibendurchmesser 107.
Bremsvorgang 102.
Brownsche Brückenkrane 737.
— Hochbahnkrane 736.
Bürstenverschiebung 317.

Chargierkrane 759.
Compoundmotoren, s. Verbundmotor 323, 334.

Dampfantrieb 296.
Dampfkrane 557, 608.
Dampfwinden 412.
Daumenrollen 25.
Daumen-Sperradstoppbremse 141.
Daumenzange 71.
Derrickkrane 593.
Differentialbremse 114.
Differentialflaschenzug 250.
Differentialschraubenwinde 415.
Doppelbackenbremse 105.
Doppelhaken 56.
Drahtseile 3.
Drehfeld 344.
Drehkrane 488.
— mit Ober- und Unterzapfen 511.
— mit drehbarer Säule 511.
— mit feststehender Säule 529.
— mit Wippausleger 593.
—, fahrbare 605.
Drehmoment 324.
Drehrichtung der Gleichstrommotoren 331.
Drehstrommotor 344.
Dreieckschaltung 342.
Dreimotorenlaufkrane 694.
Dreiphasenstrom 341.
Drucklagerbremse 129.
Druckluftantrieb 305.

Druckluftbremse 158.
Druckwasserantrieb 301.
Druckwasserhebeböcke 452.
Durchbiegung 637.

Einflußlinien 469, 474, 477, 661.
Einmotorlaufkran 687.
Einspurige Drehkrane 620.
Elastische Kupplungen 201.
Elektrisch betätigte Bremsen 154.
— betriebene Drehkrane 488, 577, 600, 607, 617, 620.
— — Winde 418.
— — Laufkatzen 720.
Elektrische Bremsung 333, 364, 765.
— Leistung 309.
Elektrischer Antrieb 306.
Elektromagnetische Bremsen 154.
Elektromotoren 312, 344, 352.
Elektromotorische Gegenkraft 320.
— Kraft 307.
Endausschalter 372.
Endbefestigung von Bremsbändern 120.
— von Drahtseilen 11.
— von Gallschen Ketten 19.
— von Gliederketten 49.
Endglieder für Gallsche Ketten 19.
Entlüftungsventil 304.
Entwässerung 304.
Erzeugung von Gleichstrom 313.
— von Wechselstrom 335.
Evolventenverzahnung 167.

Fachwerk 460, 665.
Fachwerkträger 651, 663.
Fahrbahnträger 664, 669.
Fahrbare Drehkrane 605.
Fahrtriebwerk 588, 606.
Fahrwiderstand 224.
Fairbairnkran 514.
Faktorenflaschenzug 240.
Feldverzerrung 317.
Feste Rolle 237.
Flächeninhalte 777.
Flaschenzüge 237.
Fliehkraftbremse, gesteuerte 163.
Förderkübel 740.
Friktionswinde 407.
Führerstand 697.
Füllungsgrad 289.
Fundament 490, 544.
Fundamentplatte 543.
Fundamentschrauben 544.

Gallsche Gelenkketten 17.
Gegengewicht 491.
Genietete Träger 637.
Geräuschlose Klinken 95.
Geschweißte Ketten 14.
Geschwindigkeiten für Krane 269, 686.
— für Winden 269.
Geschwindigkeitswechsel 266.
Gesteuerte Klinken 95.
Gewichtsanzeiger 84.
Gewinde-Lastdruckbremsen 138.
Gießereidrehkran 563.
Gießereilaufkran 684.
Gleichstrommotoren 312.
Gliederketten 14.
Greifzeuge 70.
Grissongetriebe 190.
Gründung 490.
Gruppenschaltung von Widerständen 308.
Gurtplatten 641.

Haken 50.
Hakengeschirre 58.
Halbportalkran 617.
Halslager 538.
Hammerkrane 523.
Hammerwippkran 596, 600.
Hanfseile 1.
Haspelrad 90.
Hauptstrommaschine 315.
Hauptstrommotor 322.
Hebeböcke 447, 452.
Hebelausschlag bei Bremsen 114.
Hebelwinde 437.
Hilfsträger 665.
Hochbahnkrane 736.
Hubgeschwindigkeiten, s. Geschwindigkeiten.
Hunts Elevator 742.
— Verladebrücke 745.
Hydraulischer Antrieb 301.

Induktion 311.
Installation 379.

Jordan-Druckluftbremse 158.

Kalibrierte Ketten 15.
Kastenträger 649.
Kegelbremsen 111.
Kegelräder, s. Zahnräder.
Keilräder 191.

Ketten 14.
Kettendaumenräder 25, 31, 36.
Kettenführungen 30.
Kettennuß 25.
Kettenrollen 24, 31.
Kettenschloß 15.
Kettenstützen 671.
Kettentrommeln 47.
Kistenzange 71.
Klemmenzwinge 73.
Klemmgesperre 98.
Klotzbremsen 103.
Knotenpunkte 666.
Kommutatormotoren 352.
Konsolwinden 422.
Kontroller 368, 380.
Kopfträger 672.
Kraftbedarf bei Verschiebung von Winden 267.
Kräftepläne 456, 498, 540, 550, 556, 567—570, 579, 652, 658.
Kranbühne 635.
Krane 455.
Kranflasche 65.
Krangerüst, s. Drehkrane.
Krangeschwindigkeiten 269, 686.
Kransäule 506, 513, 533.
Kranträger 634.
Kranwagen 84.
Kugellager 211.
Kupplungen 201.
Kurbel 86.
Kurbelräder 90.
Kurbelwellen 383.
Kurzschlußbremsung 333, 364, 765.

Lager 208.
Lamellenbremse 125.
Laschung 643.
Lastbügel 61.
Lastdruckbremse 129.
Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb 264.
— bei Maschinenantrieb 269.
Lastmagnete 80.
Laufkatze 256.
Laufkrane 634.
— mit Handbetrieb 673.
— mit elektrischem Antrieb 685
Laufräder 222.
Laufschienen 230.
Laufwinden, elektrisch betriebene 720.
Leistung des Elektromotors 326.
Leistung, elektrische 309.
Leistungsfähigkeit eines Arbeiters 92.
Leistungsfaktor 338.
Leitrolle 33, 237.
Leonardschaltung 368.
Lokomotivhebeböcke 447.
Lose Rolle 239.
Lüftweg bei Bremsen 110, 114.

Magazinkran 492.
Magnetbremse 154.
Magnetische Lastklaue 80.
Mannesmannröhren 533.
Maschineller Antrieb 267.
Mastenkrane, s. Scherenkrane.
Mehrmotorenkrane 694.
Motorleistung 326, 359.
Muldenzubringerkrane 756.

Nebenschlußmaschine 316.
Nebenschlußmotor 322.
Nieten, Berechnung derselben 480, 641.
Normalprofile für Walzeisen 770.

Ohmsches Gesetz 306.

Parallelschaltung von Widerständen 308.
Phasenwinkel 338.
Portalkrane 617.
Potenzrollenzug 245.
Profiltabellen für Walzeisen 770.

Querbeanspruchung von Kranträgern 648, 704.
Querverband 668.
Quersteifung von Kranträgern 648.

Raddruck 222.
Radstand 635.
Rädervorgelege 260.
Räderwinden 385.
Regulieranlasser 330.
Reibräder 191.
Reibungskoeffizienten 178.
Reibungskupplungen 207.
Reibungsleistung bei Bremsen 107.
Reibungswiderstand von Kugellagern 213.
— von Rollenlagern 217.
Reihenschaltung von Widerständen 308.
Riemenscheiben 296.
Riementrieb 295.
Ringschmierlager 210.

Rittersche Schnittmethode 463.
Rohhauträder 172.
Rohre für Druckwasser 304.
Rollenachsen, Berechnung derselben 36.
Rollenlager 217, 515, 538.
Rollenzüge 237.

Schachtkrane 513.
Schaltungen für Fahrwerke 364.
— für Hubwerke 365, 367.
— für mechanische Senkbremsen 367.
— der AEG 373.
Scherenkran 603.
Scherkraft 475.
Schleifkontakte 769.
Schleuderbremse 142.
Schlingketten 69.
Schlittenwinde 443.
Schmierlöcher 209.
Schmiermaterial 183.
Schneckengetriebe 174.
Schnecken-Lastdruckbremse 131.
Schrägzahn-Lastdruckbremse 141.
Schrauben 234.
Schraubenflaschenzüge 252.
Schraubenwinden 438.
Schraubenzwingen 446.
Schwenkgeschwindigkeit 269.
Schwenkwiderstand 501, 519, 555, 585.
Schwerlastkrane 523—529, 594—603.
Schwimmkrane 627.
Schubkraft 475.
Seilbefestigung 44.
Seile 1.
Seilgehänge 10.
Seilklemmen 13, 14.
Seil-Lastdruckbremse 130.
Seilösen 11.
Seilrollen 22.
Seiltrommeln 39.
Selbstgreifer 74.
Selbsthemmung 175, 253.
Selbstinduktion 338.
Selbsttätige Bremsen 128.
Senkbremsschaltung 365.
Senksperrbremsen 129, 139.
Serienmotor 315.
Sicherheitshaken 60, 61.
Sicherheitskurbel 149.
Sicherheitsvorrichtungen 371.
Spannung, elektrische 307.
Speicherkrane 492.
Sperradbremsen 126.
Sperräder 92.
Sperrbremsen 129.
Spurkranzreibung 225.
Spurplatte 507, 536.
Stabspannungen 460, 652.
Standfestigkeit von fahrbaren Drehkranen 606.
— von freistehenden Kranen 491.
Staufferbuchsen 209.
Steinzange 72.
Sternschaltung 342.
Steuerung, hydraulische 304.
Steuerverfahren 362.
Steuervorrichtungen 368.
Steuerwalzen 368, 380.
Stirnräderflaschenzüge 253.
Stripperkrane 759.
Stromstärke 307.
Stromverbrauch 326.
Stromzuführungsmaterial 768.
Stromzuleitung 490.
Stützzapfen 536.
Summenbremsen 117.
Synchronmotor 347.

Tiefofenkrane 759.
Tourenregulierung von Gleichstrommotoren 327.
Tourenzahl der Gleichstrommotoren 321.
Trägheitsmomente genieteter Träger 647.
— von Flächen 777.
— von Körpern 274.
Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf von Hebemaschinen 271.
Transformator 351.
Transmissionsantrieb 294.
Transmissionswinde 410.
Traverse 541.
Treibketten 20.
Treibrollenzüge 243.
Trommeln 39.
Trommelwellen 381.
Turmdrehkrane 611.

Überladekrane, s. Bockkrane.
Übersetzung 260.
U-Eisen, Normalprofile 773.
Uferkrane 529.
Umkehranlasser 368, 380.
Umlaufzahl 289.
Umsteuerung, s. Wendegetriebe.

Veränderung der Ausladung 562.
Verbindung der Trägerteile 480.
Verbundmaschine 316.
Verbundmotor 323, 334.
Verhalten der Motoren im Betriebe 362.
Verladebrücke 734.
Vernietung 480.
Verschiebung der Laufkatze durch Zugketten 571, 688.
Versteifung von Blechträgern 637, 649, 664.
Verzahnte Kettenrollen 25.
Verzahnung 167.
Volltorkrane 617.
Vorgelege 260.
Vorgelegewellen 381.

Wagenwinde 428.
Wanddrehkrane 492, 577.
— mit Laufkatze 562.
Wandwinden 422.
Wechselstrommaschinen 334.
Wechselstrommotoren 344.
Wellen 296, 381.
Wendeanlasser 368, 380.
Wendegetriebe 196.
Wendepolmaschine 320.
Werftkrane 523, 594—605.
Widerstand, elektrischer 307.
Widerstände, elektrische 768.
Widerstandsmomente von genieteten Trägern 647.
Winddruck 525, 527, 586.
Winden 381.
Windenschilde 383.
Windenwellen, Berechnung 381.
Windgeschwindigkeit 524.
Windverband 668.
Winkeleisen 770.
Wippkrane 593.
Wirkungsgrad von Rädertriebwerken 264.
— von Rollen 238, 239.
— von Schneckengetrieben 178.
— von Winden 264.

Zahngesperre 92.
Zahnräder 166.
Zahnrädervorgelege 260.
Zahnstangenwinden 428.
Zentratorgetriebe 195.
Zentrifugalbremse 142.
Zugkraft der Gleichstrommotoren 324.
Zugwinden 438.
Zulässige Spannungen 776.
Zuleitungen 379.
Zweiradkrane 620.
Zwillingsflaschenzüge 245.
Zwischenverbindungen 500, 666.
Zylinder, hydraulische 303.

Berichtigungen.

Seite 184, 4. Zeile von unten, lies $d = 3000 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ statt $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$.

Seite 200 lies **J.** Jaeger statt E. Jaeger.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

BG Politechniki Śląskiej w Gliwicach
nr inw.: 102 - 121668
Dyr.1 121668