

Die Hebezeuge

Von
Hugo Bethmann

6. Auflage



Braunschweig
Friedr. Vieweg & Sohn

Die Hebezeuge

Berechnung und Konstruktion der Einzelteile,
Flaschenzüge, Winden und Krane

Für Schule und Praxis

mit besonderer Berücksichtigung des elektrischen Antriebes

bearbeitet von

Bethmann

Gewerbe-Studienrat an der Ingenieurschule Zwickau i. S.

Sechste durchgesehene Auflage

Mit 1168 Abbildungen im Text und auf 10 Tafeln und 104 Tabellen



Braunschweig

Druck und Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges.

1922

Birkhäuser

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

Copyright, 1922, by Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges.
Braunschweig, Germany.



121669

D 240108

Vorwort zur fünften Auflage.

Der rasche Absatz der in doppelter Höhe gedruckten 4. Auflage, sowie zahlreiche anerkennende Zuschriften aus Fachkreisen können als Beweis dafür gelten, daß sich das vorliegende Buch unter den Studierenden einer gewissen Beliebtheit erfreut.

Die 5. Auflage wurde in vielen Abschnitten umgearbeitet, wobei insbesondere auf eine Kürzung des Stoffes ohne Benachteiligung desselben Rücksicht genommen wurde, um der durch die Zeitverhältnisse bedingten Papiernot Rechnung zu tragen.

Die in dem Buche vorhandenen Konstruktionen können als zeitgemäß gelten, nachdem verschiedene Bauarten nach Rückfrage bei den in Betracht kommenden Firmen ausgeschieden wurden.

Der elektrische Antrieb wurde unter Fortlassung der Grundzüge kürzer und mehr in praktischer Hinsicht gefaßt, um das Buch inhaltlich zu entlasten. Desgleichen konnten die Grundsätze der Graphostatik als bekannt vorausgesetzt werden.

Den Anregungen der Kritik zur Änderung gebräuchlicher Bezeichnungen konnte nicht durchweg stattgegeben werden. Eine Umfrage bei den führenden Hebezeug-Firmen ergab ausnahmslos eine Ablehnung gegen den Ersatz eingebürgerter Worte wie Laufkran, Portal-kran, Halbportal usw.

Angegliedert wurden einige Bemerkungen über „Aufstellung der Krane“ und „Veranschlagen nebst Preisangabe verschiedener Materialien“. Diese Abschnitte sollen lediglich dazu dienen, die Aufmerksamkeit des Studierenden mehr als bisher auch auf diese Punkte zu lenken.

Die zurzeit noch der Bearbeitung unterworfenen Normen für Hebe-
maschinen des Normenausschusses der deutschen Industrie, welche in
Zukunft mit zum Rüstzeug des Hebemaschinenkonstruktors gehören,
müssen der nächsten Auflage vorbehalten bleiben.

Den Firmen, welche mich für diese Auflage mit Unterlagen unter-
stützt haben, spreche ich auch hier meinen Dank aus.

Zwickau, Sa., 1. Juni 1921.

Bethmann.

Vorwort zur sechsten Auflage.

Die 6. Auflage der Hebezeuge entspricht, abgesehen von einigen
Verbesserungen, der 5. Auflage. Der Absatz innerhalb der kurzen Zeit
von fünf Monaten liefert erneut den Beweis, daß das Buch dem Studieren-
den eine gute Unterlage für den Unterricht und beim Entwerfen bietet.

Die in der 5. Auflage angedeuteten Normen für Hebezeuge konnten
noch nicht aufgenommen werden, weil sie noch nicht spruchreif waren.

Zwickau, Sa., 15. Februar 1922.

Bethmann.

Inhaltsverzeichnis.

Vorwort	Seite V
Inhaltsverzeichnis	VII

Erster Abschnitt: Einzelteile der Hebemaschinen.

Seile	1
1. Hanfseile	1
2. Drahtseile	2
3. Seilgehänge	8
Ketten	12
1. Rundeisenketten	12
2. Kalibrierte Ketten	14
3. Gallsche Gelenkketten	15
4. Zerlegbare Treibketten	17
5. Zusammenfassung	18
Seil- und Kettenrollen	18
1. Seilrollen	18
2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten	19
3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten	20
4. Kettenführungen	23
5. Kettenräder für Gallsche Ketten	24
6. Kettenräder für zerlegbare Treibketten	27
Seil- und Kettentrommeln	27
1. Seiltrommeln	27
a) Trommeldurchmesser und Trommellänge	27
b) Ausführung der Seiltrommeln	29
c) Befestigung der Trommel auf der Welle	30
d) Befestigung der Seile an der Trommel	30
2. Kettentrommeln	33
3. Richtiges Auflaufen der Ketten und Seile	35
Haken	35
1. Einfache Haken	35
2. Doppelhaken	40
3. Aufhängung der Haken	41
4. Hakengeschirre	42

	Seite
5. Skizzen von Haken und Kranflaschen	43
6. Festigkeitsrechnungen	47
Berechnung einer Kranflasche für 20000 kg Tragkraft	48
7. Last-Binde- oder Schlingketten	51
8. Greifzeuge	52
9. Fördergefäße	55
a) Kippkübel	56
b) Klappmulden	56
c) Selbstgreifer	57
10. Lastmagnete	67
11. Kranwagen und Gewichtsanzeiger	69
Kurbeln	71
Haspelräder	75
Zahngesperre	77
Zahngesperre mit Außenzähnen	77
Zahngesperre mit Innenzähnen	79
Klinkenbolzen	79
Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken	80
Klemmgesperre	83
Räder mit zylindrischen Umfangsflächen	83
Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff	84
Bremsen	85
Bremsvorgang	85
1. Klotzbremsen	86
Doppelklotzbremsen	89
Reibungsleistung und Brems Scheibendurchmesser	90
Wahl der Bremswelle	93
Drehbolzen	93
Bremshebel	93
Ermittlung des Lüftweges	94
2. Kegelbremsen	94
3. Bandbremsen	94
Einfache Bandbremsen	94
Differentialbandbremsen	96
Ermittlung des Lüftweges und des Hebelausschlages	97
Regeln für die Anordnung der Bandbremsen	99
Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung	99
Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile	100
Brems Scheibendurchmesser	100
Bremsband	101
Armierte Bremsbänder	102
Mehrfach umschlungene Bremsbänder	103
Befestigung der Bremsbandenden am Hebel	104
Scharnierbolzen	104
Ermittlung des Drehbolzendurchmessers	105
Bremshebel	106
4. Lamellenbremsen	107
5. Sperrradbremsen	108

	Seite
6. Selbsttätige Bremsen	111
a) Lastdruckbremsen	111
1. Seil-Lastdruckbremsen	112
2. Schnecken-Lastdruckbremsen	113
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker	113
Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders	115
Schnecken-Lastdruckbremse von Bolzani	115
Schnecken-Lastdruckbremse der Weiter-Elektrizitätswerke	116
Schnecken-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik	117
3. Gewinde-Lastdruckbremsen	119
Gewinde-Lastdruckbremse von Zobel, Neubert & Co.	119
4. Schrägzahn-Lastdruckbremse	120
b) Zentrifugalbremsen	120
Zentrifugalbremse von Becker	121
Zentrifugalbremse von Stauffer	124
Kurzer Überblick über Schleuderbremsen	125
7. Sicherheitskurbeln	125
Sicherheitskurbel von Weidtmann	125
Sicherheitskurbel von Becker	126
Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller	126
8. Elektromagnetische Bremsen	128
9. Druckluftbremse von Jordan	133
10. Gesteuerte Fliehkraftbremse von Becker	137
Zusammenfassung	139
Zahnräder	140
Verzahnung	140
Teilung für langsam laufende Räder	141
Zahnbreite, Teilung für schneller laufende Räder	143
Material und Bearbeitung, Rohhautritzel	144
Zähnezahl	145
Wirkungsgrad	146
Gewichte	146
Schneckengetriebe	146
Verzahnung der Schneckengetriebe	147
Material und Herstellung	147
Beziehung zwischen Last und Kraft	148
Wirkungsgrad	149
Teilung, Schneckendurchmesser und Länge der Schnecke	151
Druck in Richtung der Schneckenwelle und der Schneckenradwelle	154
Kugel- und Rollenlagerungen der Schneckenwelle	156
Beispiel	158
Pekrungetriebe	159
Grissongetriebe	160
Reibräder	161
Zylindrische Reibräder	161
Kegelförmige Reibräder	163
Wendegetriebe	165
Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung	165

	Seite
Kupplungen für Motorantrieb	168
Blattfederkupplung der Eßlinger Maschinenfabrik	169
Einlagenkupplung von Polysius	169
Laschenkupplung	170
Lederscheibenkupplung	170
Grissonkupplung von Becker	171
Lederbolzenkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.	171
Lederringkupplung von Tacke	172
Reibkupplungen für Schwenkkrane	172
Rollenbolzen und Achsen	173
a) Berechnung auf Festigkeit	173
b) Berechnung auf spezifische Pressung	175
c) Berechnung der Wärmeableitung	175
Spurzapfen	177
Lager	178
Augenlager	178
Kugellager	179
1. Ringlager	181
2. Drucklager	183
3. Rollenlager	185
Ausführungen von Kugel- und Rollenlagern	187
Laufräder und deren Schienen	189
1. Berechnung	189
2. Material	190
3. Ausführung	190
4. Verbindung mit der Achse	191
5. Anordnung	191
6. Vermeiden des Aufsteigens der Spurkränze auf die Schienen	191
7. Fahrwiderstand	191
Fahrwiderstand nach Ernst	192
Fahrwiderstand nach Hilbrand	192
Fahrwiderstand nach Dr.-Ing. Pape	192
Fahrwiderstand nach Dr.-Ing. Bülz	193
Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen	194
8. Laufkranschienen	196
9. Befestigung der Laufschiene	198
Flachgängige Bewegungsschrauben	200

Zweiter Abschnitt: Flaschenzüge.

1. Feste Rolle	202
2. Lose Rolle	203
a) Lose Lastrolle	203
b) Lose Treibrolle	203
3. Gewöhnliche Rollenzüge	203
a) Faktorenflaschenzüge	203
Lastrollenzug	204
Treibrollenzug	206
b) Potenzflaschenzug	208
c) Zwillingssrollenzüge	208
d) Ausführung der Flaschenzüge	210
e) Klemm- und Bremsvorrichtungen für Seilflaschenzüge	211

	Seite
4. Differentialflaschenzug	211
5. Schraubenflaschenzüge mit Lastdruckbremsen	211
6. Stirnräderflaschenzüge	213
a) Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung	213
b) Stirnräderflaschenzüge mit Lastdruckbremse	214
Stirnräderflaschenzug mit 500 kg Last von F. Piechatzek	214
7. Elektrisch betriebene Flaschenzüge	215
8. Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen	215

Dritter Abschnitt: Die Antriebsarten.

1. Vorgelege und Übersetzung	218
Verteilung der Einzelübersetzungen	221
2. Wirkungsgrad der Rädertriebwerke	221
3. Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb	222
Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken	223
4. Kraftbedarf für Verschiebung der fahrbaren Winden bei Handbetrieb	224
5. Maschineller Antrieb allgemein	225
Die Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb	226
Die Bremsen bei maschinellem Antrieb	227
6. Die Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf der Hebe- maschinen	228
Allgemeine Gesetze zur Ermittlung der Trägheitswiderstände	229
a) Bei geradliniger Bewegung	229
b) Bei Drehung um eine Achse	231
Trägheitsmomente verschiedener Körper	231
Trägheitswiderstände von Motorankern und Triebwerksteilen	232
a) Motoranker	232
b) Triebwerk	233
Reduktion der Beschleunigungsmomente	234
a) Reduktion auf den Lasthaken	234
b) Reduktion auf die Motorwelle	235
c) Reduktion auf eine Schwenkachse	235
d) Reduktion auf ein Laufrad	236
Trägheitswiderstände bei Horizontalbewegung	236
Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung	239
Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse	242
Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen	243
7. Transmissionsantrieb	250
8. Dampfantrieb	252
9. Druckwasserantrieb	255
10. Antrieb durch Druckluft	259
11. Antrieb durch Gas- und Benzinmotor	259
12. Elektrischer Antrieb	260
1. Elektromotoren und deren Verhalten im Betrieb	260
a) Gleichstrommotoren	260
b) Drehstrommotoren	263
c) Einphasenmotoren	264
2. Auswahl der Motoren. Stundenleistung	265
3. Die Leistung des Motors	268
4. Anlassen und Abstellen der Motoren	269
5. Regulieren der Drehzahl	270
6. Änderung der Drehrichtung	270

	Seite
7. Elektrische Bremsung	270
8. Steuerung der Motoren	271
9. Steuerapparate	277
10. Bremsmagnete	285
11. Sicherheitsvorrichtungen, Endausschalter	286
12. Installation, Apparateanordnung, Zuleitungen	289
13. Schaltungen von Kranen	292

Vierter Abschnitt: Winden.

a) Berechnung der Windenwellen	295
Vorgelege- und Trommelwellen	295
Kurbelwellen	296
b) Windenschilde	296
c) Ausgeführte Räderwinden	298
Berechnung einer Bockwinde für 1000 kg Tragkraft	298
Bockwinde für 500 kg Tragkraft	306
Fahrbare Bauwinde für 5000 kg Tragkraft	307
Winden für Transmissionsantrieb der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.	312
Friktionswinde mit Zentrifugalbremse für 500 kg Tragkraft von Gutmann	313
Berechnung derselben	315
Transmissionswinde zu einem Lastaufzug von 1000 kg von Weismüller	317
Zwillingsdampfwinde für 2500 kg von Gauhe, Gockel & Co.	319
Berechnung derselben	321
Elektrisch betriebene Aufzugwinde für 1500 kg von Weismüller	323
d) Wand- und Konsolwinden	327
Wandwinde ohne Räderübersetzung	327
Wandwinde mit Sicherheitskurbel	328
Sicherheitswinde für 600 kg Tragkraft	330
Wandwinde mit Schneckengetriebe für 400 kg Tragkraft	332
e) Zahnstangenwinden	332
Berechnungsangaben	333
Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft von Bolzani	336
Hebelwinde nach amerikanischem System von de Fries	338
Zugwinden von Schuchardt & Schütte	339
f) Schraubenwinden	340
Einfache Schraubenwinden	340
Schrauben-Schlittenwinde für 8000 kg Tragkraft	344
Schraubenzwingen von Schuchardt & Schütte	346
g) Hebeböcke	346
Berechnung eines Hebebockes für 12500 kg Tragkraft	347
Hebeböcke mit elektrischem Antrieb	349
Druckwasser-Hebeböcke	350

Fünfter Abschnitt: Krane.

Zweck und Einteilung derselben	353
Grundsätze für die Gerüstberechnung der Krane	353
1. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke (durch Kräftepläne)	353
2. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerk nach der Ritter-schen Schnittmethode	356

	Seite
3. Ruhende und bewegliche Last	357
4. Verbindung der Trägereile	358
1. Nietverbindung rein auf Zug oder Druck beansprucht	359
2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht	360
3. Anordnung der Nieten	362
4. Beanspruchung der Stäbe	363
A. Drehkrane	368
Allgemeines über Drehkrane und deren elektrischen Antrieb	368
Ausbildung der Triebwerke	368
Stromzuleitung	370
Gründung	370
Gegengewicht	371
a) Lagerung des drehbaren Teiles	372
1. Drehkrane mit Ober- und Unterpapfen	372
a) Wanddrehkrane	372
Berechnung des Krangerüstes	375
a) Bestimmung der Stabkräfte durch Rechnung	375
b) Bestimmung der Stabkräfte durch Zeichnung	376
c) Festigkeitsberechnung der Stäbe	377
Kraftbedarf für Schwenken des Kranes	379
Wanddrehkran für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung	380
Berechnung des Gerüstes	380
β) Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst	385
γ) Vor- und Nachteile der Drehkrane mit Ober- und Unterpapfen	387
2. Drehkrane mit drehbarer Säule	387
Hammerkrane mit drehbarer Säule	387
Hammerkran für 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung	389
Werftkran für 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung	390
3. Drehkrane mit feststehender Säule	392
1. Strebe aus genietetem Blechrohr	394
2. Ausleger als gekrümmter Blechträger	396
3. Kransäule	400
Befestigung der Kransäule	402
4. Stützpapfen	402
5. Hals- und Rollenlager	404
6. Graphische Ermittlung der im Krangerüst wirkenden Kräfte	405
7. Anschlußbolzen für den Ausleger	406
8. Traverse und Kranschilde	407
9. Fundamentplatte. — Anker und Fundament	408
10. Triebwerk zum Heben und Senken der Last	410
11. Triebwerk zum Drehen des Kranes	410
12. Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung	412
13. Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung	414
14. Elektrisch betriebener Säulendrehkran für 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung	415
Berechnung	416

	Seite
4. Drehscheibenkrane	418
a) Drehkrane mit Rollendrehscheibe	418
Schwenkwiderstand	418
Stabilitätsnachweis für einen Drehscheibenkran von 6000 kg Tragkraft und 5,2 m Ausladung	419
Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft und 6,5 m Ausladung	420
Allgemeines über Dampfdrehkrane	424
b) Drehkran mit Walzendrehscheibe	425
b) Veränderung der Ausladung	425
1. Wanddrehkrane mit Laufkatze	425
a) Analytische Berechnung des Krangerüstes	427
b) Graphische Ermittlung der Kräfte	430
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe	430
2. Krangerüst mit geknickter Strebe	431
3. Krangerüst mit geknickter und durchgehender Strebe	432
4. Krangerüst mit Gegengewicht	433
c) Verschiebung der Laufkatze mit loser Rolle durch Zugketten	434
1. Widerstand der Lastrollen	434
2. Widerstand der Laufräder, Zapfen und Spurkränze	434
3. Widerstand der Zugketten	435
Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung von Findeisen	436
Elektrisch betriebener Wanddrehkran mit Laufkatze für 1,5 t Trag- kraft und 7 m Ausladung von Mohr & Federhaff	439
Berechnung der Stabkräfte, des Hub-, Fahr- und Schwenktrieb- werkes	440
Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung	449
Vorteile und Nachteile der Drehkrane mit Laufkatze	451
2. Drehkrane mit Laufwinde	452
3. Drehkrane mit Wippausleger	452
Derrickkrane	452
Derrickkran von 100000 kg Tragfähigkeit	453
Hammerwippkran für 150 t Nutzlast	455
Hammerwippkran für 250 t Tragkraft	458
Scherenkrane	461
c) Fahrbare Drehkrane	463
1. Fahrbare elektrisch betriebene Drehkrane	466
Fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung	466
2. Fahrbare Dampfdrehkrane	466
3. Fahrbare Turmdrehkrane	469
Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Trag- kraft und 4 bzw. 9 m Ausladung	470
4. Volltor- und Halbtorkrane	474
Halbtorkran für 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung	475
5. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane	477
Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung	477
Elektrisch betriebener Konsolkran für 3 t Tragkraft und 6 m Ausladung	482

	Seite
6. Hängende Drehkrane oder Laufdrehkrane	483
7. Schwimmkrane	484
Schwimmkran für 25 t Tragkraft	488
Schwimmkran für 60 t Tragkraft	486
B. Laufkrane	490
1. Kranträger und Kraneinzelheiten	491
A. Vollwandige Träger	491
Genietete Kranträger	493
a) Ermittlung des Trägheits- und Widerstandsmomentes	494
b) Stehblech	496
c) Gurtungswinkelisen	497
d) Gurtplatten oder Lamellen	497
e) Nietdurchmesser und Nietteilung	497
f) Stoßfugenüberlaschung im Stehblech	499
g) Stoßfugenüberlaschung im Gurt	500
h) Widerstandsmomente und Gewichte von genieteten Trägern	503
i) Begrenzung der Fahrbahn	504
k) Querversteifung der Längsträger	504
l) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn	505
B. Fachwerkträger	507
Graphische Ermittlung der durch das Eigengewicht erzeugten Stabspannungen	508
Graphische Ermittlung der durch die wandernde Last erzeugten Stabspannungen	511
a) Ermittlung der Stabspannungen durch Cremonapläne	511
b) Ermittlung der Stabspannungen nach der Ritterschen Schnittmethode	512
Erstes Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt	512
Zweites Verfahren: Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt	517
Ausführung der Fachwerkträger	518
Verbindung getrennter Teile bei den Fachwerkstäben	520
Knotenpunkte	521
Wind- und Querverbände	523
C. Fahrbahnträger	523
D. Kopfträger	526
2. Laufkrane mit Handbetrieb	527
a) Laufkrane mit Stirnradlaufwinde	528
Laufkrane mit Kurbelantrieb	530
Laufkrane mit Haspelkettenantrieb	531
Berechnung eines Laufkranes für 5000 kg Tragkraft und 10 m Spannweite	532
b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde	535
Schneckenradlaufwinde für 4000 kg Tragkraft	535
c) Laufkrane mit seitlich liegendem Windwerk	537
3. Laufkrane mit elektrischem Antrieb	539
Beschreibung elektrisch betriebener Normallaufkrane	540
Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite	546

	Seite
Elektrisch betriebener Dreimotoren-Führerkorb-Laufkran für 10 t Tragkraft und 12,6 m Spannweite	554
Dreimotoren-Laufkran für 7,5 t Tragkraft und 15,5 m Spannweite	555
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite	556
Hellingkrane	559
Laufkrane mit teilweise elektrischem Antrieb	560
Elektro-Laufwinden	562
Elektrisch betriebene Flaschenzüge	564
C. Bockkrane.	565
Bockkran für 15000 kg Tragkraft	565
Fahrbarer Bockkran für 40000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite	571
D. Verladebrücken.	572
Fahrbare Verladebrücke von Jaeger	572
Verladebrücke der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.	573
E. Hüttenwerkskrane	574
Magnetkrane, Muldentransportkrane, Fallwerkkrane	574
Beschickkrane und Beschickmaschinen	574
Gießkrane und Gießwagen	577
Blocktransport- oder Zangenkrane	579
Tiefofenkrane	581
Stripperkrane	581
Chargierkrane, Blockeinsetzmaschinen	582
Pratzenkrane	583
Greiferkrane	584
F. Seilbahnkrane	584
a) Fernbetriebene Kabelkrane	585
b) Kabelkrane mit Führerstandslaufkatze	585
c) Geteilter Antrieb	586
d) Kabelkrane mit Lastausgleich durch Gegengewicht	587
Mittel zur Verminderung des Durchhanges der Zugseile	589
Tragseil	590
Katze	590
Schleifleitung und Kontaktwagen	591
Angaben über ausgeführte Kabelkrane	591
Anhang	592
Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Apparaten	592
Aufstellung der Krane	601
Ungefähre Angaben über Löhne und Materialpreise	608
Firmenverzeichnis	609
Sachverzeichnis	611

Erster Abschnitt.

Einzelteile der Hebemaschinen.

Seile.

1. Hanfseile.

Anwendung wegen ihrer geringen Tragfähigkeit und großen Durchmesser nur noch selten für Flaschenzüge, Bauwinden und kleine Aufzüge, dagegen viel als Schlingseile zum Anhängen von Lasten an den Lasthaken.

Zum Schutze gegen Feuchtigkeit werden Hanfseile mit Carbolineum getränkt oder geteert. Durch Teeren verlieren sie an Festigkeit und Biegsamkeit.

Berechnung des Durchmessers aus der Zuggleichung

$$S = 0,66 \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z,$$

worin S die Nutzbelastung,

d der Durchmesser in cm, $0,66 \frac{\pi d^2}{4}$ der tatsächliche Seilquerschnitt,

k_z die zulässige Spannung in kg/qcm.

Zerreißfestigkeit für Manila- und Schleißhanf

$$K_z = 1200 \div 1350 \text{ kg/qcm für neue Seile}$$

$$K_z = 500 \text{ " " " alte "}$$

$$k_z = 120 \div 135 \text{ " " neu }$$

$$k_z = 50 \text{ " " alt }$$

bei 10 facher Sicherheit.

Fig. 1.

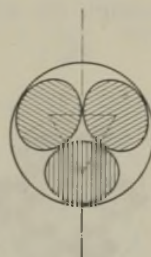


Tabelle 1. Hanfseile von Felten & Guilleaume in Köln a. Rh.

Seil- durch- messer	Ge- wicht pro Meter	Tragkraft bei achtfacher Sicherheit			Seil- durch- messer	Ge- wicht pro Meter	Tragkraft bei achtfacher Sicherheit		
		Russischer Reinhanf	Reiner Schleiß- hanf	Badischer Schleiß- hanf			Russischer Reinhanf	Reiner Schleiß- hanf	Badischer Schleiß- hanf
mm	kg	kg	kg	kg	mm	kg	kg	kg	kg
13	0,14	130	145	165	29	0,67	660	740	825
16	0,21	200	230	251	33	0,80	855	960	1067
18	0,25	254	290	330	36	0,96	1017	1145	1271
20	0,31	314	350	393	39	1,15	1194	1340	1492
23	0,39	416	470	519	46	1,50	1661	1870	2055
26	0,51	531	600	663	52	1,95	2122	2390	2599

2. Drahtseile.

a) Kranseile aus Rundlitzen.

1. Anwendung: Nahezu allgemein bei Winden, Kranen und Aufzügen anstatt Ketten. Nur bei Flaschenzügen kalibrierte Ketten und bei Kranen mit Handbetrieb für große Lasten und kurzem Hub Gallsche Ketten.

2. Vorteile gegenüber Ketten: Eigengewicht, Preis und Raumbedarf auf der Trommel sind geringer, Dauerhaftigkeit und Betriebssicherheit größer als bei Ketten. Geräuschloser Lauf. Überwachung ist leichter, weil ein Drahtseil vor dem Zerreißen durch einzelne Drahtbrüche stachelig wird und sich vorher dehnt. Bei Ketten tritt der Bruch plötzlich ein.

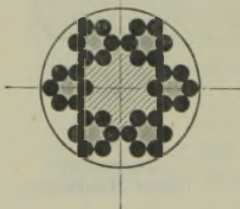
3. Nachteile: Geringere Biegsamkeit und daher größere Trommeldurchmesser, die wieder größere Übersetzungen, also teure Konstruktion bedingen.

4. Material: Tiegelgußstahl mit $K_1 = 12\,000 \div 18\,000$ kg/qcm,
Pflugstahl „ $K_2 = 18\,000 \div 20\,000$ „

Der Unterschied zwischen beiden liegt in der Bruchfestigkeit. Der Name Pflugstahl hat sich eingebürgert, weil Drahtseile mit sehr hohem K_2 zuerst für Dampfpflüge verwendet wurden.

5. Konstruktion: Dünne Stahldrähte sind gruppenweise zu Litzen vereinigt, die schraubenförmig in bestimmter Anordnung um eine Hanfseile gewunden sind.

Fig. 2.



Querschnitt
eines Drahtseiles.

Rundschlag entsteht, wenn einzelne Litzen zu einem Seil zusammengedreht werden, Kabelschlag, wenn derartige Rundschlageile zu einem entsprechend dickeren Seil zusammengeschlagen werden. Rundschlag kann als Albertschlag (Einzeldrähte und Litzen haben gleichen Drall) oder als Kreuzschlag (Drähte und Litzen haben entgegengesetzten Drall) ausgeführt werden.

Für Hebezeuge wird vorwiegend Rundschlag verwendet, weil sich nach Versuchen solche Seile bedeutend öfter als Kabelschlag ohne Schadhafwerden biegen lassen, und weil bei gleichem Seildurchmesser größere Bruchfestigkeit als bei Kabelschlag vorhanden ist.

Seile mit Albertschlag drehen sich bei angehängter Last leichter als solche mit Kreuzschlag, bedürfen demnach einer Führung der Last.

Zum Schutz gegen Rosten werden die Seile verzinkt. Tragkraft 10 Proz. geringer als bei unverzinkten Seilen.

6. Auswahl einer Seilkonstruktion: Ein Seil, welches aus vielen dünnen Drähten zusammengesetzt ist, ist biegsamer als ein solches mit starken Drähten bei geringer Drahtzahl. Dünne Drähte unter 0,4 mm dürfen aber nicht verwendet werden, wenn das Seil starken Abnutzungen unterworfen ist.

Durch Hanfeinlagen wird die Biegsamkeit günstiger, 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.

Die Wahl des Seilmaterials ist von besonderer Wichtigkeit. Dickdrähtige Seile aus weichem Stahl von 12000 bis 14000 kg/qcm Festigkeit sind dünndrähtigen von 18000 kg/qcm und mehr Festigkeit vorzuziehen¹⁾, geben jedoch größere Trommeldurchmesser, deshalb Drahtdicke nicht gern über 1,2 mm.

Die Seile reißen ferner erfahrungsgemäß auf den Strecken, die über Rollen laufen. Die Ursache bald auftretender Drahtbrüche dürfte aber weniger in der Biegung, als in einer zu starken spezifischen Pressung zwischen Seil und Rolle zu suchen sein²⁾.

Die Pressung auf den meist für mehrere Seildurchmesser passenden Rollen ist nämlich durchweg größer als in den dem Seildurchmesser besser angepaßten Rillen der Trommel. Es ist deshalb wichtig, den Rollendurchmesser ebenso groß zu halten wie den der Trommel.

Die spezifische Pressung kann ferner herabgesetzt werden:

1. durch genau angepaßte Rillen,
2. durch Wahl von Seilen, die eine große Auflagerfläche bieten,
3. durch Wahl von sieben Hanfseelen,
4. durch Wahl weichen Gußeisens für die Rolle oder durch Ausfütterung.

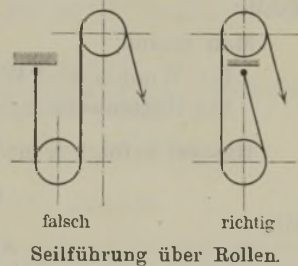
Die sämtlichen Seile, welche sich für Kranseile eignen, passen auch für Aufzugszwecke und umgekehrt, vorausgesetzt, daß die Drahtstärken den Trommel- und Rollendurchmessern angepaßt sind.

7. Behandlung und Überwachung im Betriebe:

Zur Verlängerung der Lebensdauer und zum Schutz gegen Rosten Tränken mit gekochtem Leinöl. In Gießereien Schutz gegen die ausstrahlende Hitze der Gießpfannen durch Bleche an den Hakenflaschen. Beim Einziehen neuer Seile ist das Seil richtig (ohne Verdrehungen) von der Rolle abzuziehen. Bei der Führung über Rollen dürfen die Seile mit Rücksicht auf Haltbarkeit nicht nach entgegengesetzten Richtungen gebogen werden (Fig. 3 u. 4).

Schutz vor Kurzschluß, wenn das Huborgan mit unzweckmäßig angeordneten Leitungsdrähten in Berührung kommen kann. Ausbrennungen des Seiles sofort untersuchen.

Fig. 3 u. 4.



¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685, Feigl, Hüttenwerkskrane.

²⁾ Dasselbst 1915, S. 605, Wahrenberg, Beanspruchung und Lebensdauer von Drahtseilen für Aufzüge.

Regelmäßige Revisionen des Seiles, der Befestigungen, Spleißungen und Seilführungen. Häufiges Schmieren. Auswechslung stachelig gewordener Seile.

8. 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 und 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 Laufkränen bis zu 10 t Tragkraft auf vier Seilstränge mit zwei losen Rollen unten und einer Ausgleichsrolle 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 Aufwicklung beider Seilenden Übersetzung 1:3. Vgl. auch „Zwillingsrollenzüge“.

Zur Vermeidung zu großer Seildurchmesser und damit zu schwerer Rollen kann man folgende Seildurchmesser als Ausgang für die Anzahl der Seilstränge wählen:

Bei Kränen bis 5 t Tragkraft etwa	10 ÷ 15 mm Seildurchmesser,
5 ÷ 10 t	10 ÷ 20 "
15 ÷ 30 t	20 ÷ 25 "
30 ÷ 60 t	25 ÷ 30 "
über 60 t	35 "

Man bestimmt den Seildurchmesser für eine gegebene Größtbelastung in der Weise, daß man die gewünschte Sicherheit mit der Größtbelastung multipliziert, also die Bruchbelastung berechnet und nun aus den Tabellen ein Seil von der entsprechenden Bruchlast auswählt.

Man nimmt

für Winden und Werkstattkrane eine sechsfache Sicherheit,
für Hüttenwerkkrane eine acht- bis zehnfache Sicherheit.

Hierauf erfolgt Kontrollrechnung nach

$$\sigma_{max} = \sigma_z + \sigma_b \leq k$$

bzw.

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

worin

S die Zugbelastung (statische Belastung + Massenwiderstand) in kg,

δ die Drahtdicke in cm,

i die Anzahl der Drähte,

D der Trommel- oder Rollendurchmesser in cm,

E der Elastizitätsmodul = 2150000 kg/qcm für Stahldraht,

c eine Erfahrungszahl,

nach v. Bach $c = \frac{3}{8}$; ($\frac{3}{8} E \sim 800000$),

nach Isaachsen¹⁾ $c = \frac{1}{2}$ für Seile, welche stets nach der gleichen Richtung gebogen werden und sich nicht um ihre Längsachse drehen können,

$c = 1$ für Seile, welche nach entgegengesetzten Richtungen gebogen werden.

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

$\sigma_b = c \cdot E \frac{\delta}{D}$ die wirklich auftretende Biegungsanstrengung,

σ_{max} die wirklich vorhandene Gesamtanstrengung,

$k = \frac{K_z}{\varepsilon} = \frac{\text{Bruchfestigkeit in kg/qcm}}{\text{Sicherheitsgrad}}$ die zulässige Grenzspannung.

Die ermittelte, wirklich vorhandene Gesamtanstrengung σ_{max} darf dann die zulässige Grenzspannung k nicht überschreiten. Hat z. B. das Seilmaterial eine Bruchfestigkeit $K_z = 18000$ kg/qcm und war sechsfache Sicherheit verlangt, so darf σ_{max} nicht größer sein als

$$k = \frac{18000}{6} = 3000 \text{ kg/qcm.}$$

Beispiel. Für eine häufig vorkommende Höchstlast von 2500 kg (ohne lose Rolle) soll ein Kransenil bestimmt werden.

Einer sechsfachen Sicherheit im geraden Seilstrang entspricht eine Bruchlast von $2500 \cdot 6 = 15000$ kg. Wir nehmen vorläufig nach Tabelle 2 b) ein Tiegelstahlseil von $d = 20$ mm Durchmesser, $i = 180$, $\delta = 0,95$ mm mit einer Bruchlast von 19800 kg, und wählen den Trommeldurchmesser nach S. 28 $D = 600 \delta \sim 600$ mm. Die Kontrollrechnung ergibt:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{S}{i \pi/4 \cdot \delta^2} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D} = \frac{2500}{180 \pi/4 \cdot 0,095^2} + \frac{800000}{60} \cdot \frac{0,095}{60} \\ &= 1962 + 1266 = 3228 \text{ kg/qcm.} \end{aligned}$$

Die Zerreißfestigkeit ermittelt sich für die Seile der Tabelle 2 b) (Tabellenbruchlast: Seilquerschnitt) zu rund 15000 kg/qcm. Die im gekrümmten Seil vorhandene Sicherheit ist demnach

$$\varepsilon = 15000 : 3228 = 4,65 \text{ fach, also zu gering.}$$

Wir nehmen deshalb ein Seil derselben Konstruktion von 22 mm Durchmesser mit $i = 180$, $\delta = 1,05$ mm, und vergrößern D auf 800 mm. Damit wird

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{2500}{180 \pi/4 \cdot 0,105^2} + 800000 \frac{0,105}{80} = 1605 + 1050 = 2655 \text{ kg/qcm.} \\ S &= \frac{15000}{2655} = 5,66 \text{ fach, also noch nicht genügend.} \end{aligned}$$

Um Seilquerschnitt und Trommeldurchmesser und damit die Triebwerkübersetzung nicht noch mehr vergrößern zu müssen, greifen wir auf Pflugstahldraht zurück, und wählen unter Beibehaltung des früheren Trommeldurchmessers von 600 mm nach Tabelle 3 b) ein Seil von 18 mm Durchmesser, mit $i = 222$, $\delta = 0,85$ mm, 23900 kg Bruchlast. Dann ist

$$\sigma_{max} = \frac{2500}{222 \pi/4 \cdot 0,085^2} + 800000 \frac{0,085}{60} = 1985 + 1133 = 3118 \text{ kg/qcm.}$$

Die Bruchfestigkeit dieses Seiles ist mit der Tabellenbruchlast von 23900 kg etwa $23900 : 222 \pi/4 \cdot 0,085^2 \sim 19000$ kg/qcm, also $\varepsilon = \frac{19000}{3118} \sim 6,1$ fach, wie verlangt.

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—16000 kg/qcm.

a) Biagsam. 144 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen				b) Sehr biagsam. 180 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen			
Seil- Ø mm	Draht- stärke mm	Bruchlast etwa kg	Gewicht pro m etwa kg	Seil- Ø mm	Draht- stärke mm	Bruchlast etwa kg	Gewicht pro m etwa kg
8	0,45	3 500	0,22	8	0,40	3 400	0,20
10	0,55	5 300	0,35	10	0,45	4 400	0,35
12	0,65	7 300	0,50	12	0,55	6 600	0,45
14	0,80	11 200	0,70	14	0,65	9 100	0,65
16	0,90	14 200	0,90	16	0,75	12 200	0,85
18	1,00	17 500	1,15	18	0,85	15 800	1,05
20	1,10	21 100	1,40	20	0,95	19 800	1,30
22	1,20	24 400	1,70	22	1,05	23 500	1,55
24	1,35	30 900	2,00	24	1,15	28 000	1,85
26	1,45	35 700	2,35	26	1,25	33 300	2,20
28	1,55	40 800	2,75	28	1,35	38 700	2,55
30	1,65	46 200	3,15	30	1,40	41 500	2,90
32	1,80	54 800	3,60	32	1,50	47 800	3,30
34	1,90	61 200	4,00	34	1,60	54 300	3,70
36	2,00	67 800	4,50	36	1,70	61 300	4,20
38	2,10	74 700	5,00	38	1,80	68 500	4,65
40	2,20	82 000	5,60	40	1,90	76 500	5,20

Tabelle 3. **Verzinkte Krandrahtseile aus Pflugstahldraht.**
Bruchfestigkeit etwa 18000 bis 20000 kg/qcm.

a) Biagsam. 144 und 42 dünne Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele					b) Sehr biagsam. 222 Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele				
Seil- Ø mm	Drahtstärke		Bruchlast etwa kg	Gewicht pro m etwa kg	Seil- Ø mm	Drahtstärke		Bruchlast etwa kg	Gewicht pro m etwa kg
	mm	mm				mm	mm		
8	0,45	0,29	4 900	0,25	8	0,38	4 300	0,25	
9	0,50	0,33	6 100	0,30	9	0,40	5 300	0,30	
10	0,55	0,36	7 200	0,40	10	0,45	6 700	0,40	
11	0,60	0,40	8 600	0,45	11	0,50	8 400	0,45	
12	0,65	0,45	10 200	0,50	12	0,55	10 200	0,50	
13	0,70	0,48	11 800	0,60	13	0,60	11 700	0,60	
14	0,80	0,52	15 400	0,70	14	0,65	13 700	0,70	
15	0,85	0,55	17 400	0,80	15	0,70	15 900	0,80	
16	0,90	0,60	19 800	0,95	16	0,75	18 400	0,95	
17	0,95	0,62	21 800	1,05	17	0,80	21 000	1,05	
18	1,00	0,65	23 000	1,20	18	0,85	23 900	1,20	
19	1,05	0,70	25 400	1,30	19	0,90	27 000	1,30	
20	1,10	0,75	28 100	1,45	20	0,95	30 100	1,45	
21	1,15	0,77	30 000	1,60	21	1,00	33 300	1,60	
22	1,20	0,80	33 200	1,80	22	1,05	34 600	1,80	
23	1,25	0,85	35 900	1,95	23	1,10	37 900	1,95	
24	1,35	0,90	42 200	2,10	24	1,15	41 500	2,10	
26	1,45	0,95	48 600	2,45	26	1,25	49 000	2,45	
28	1,55	1,05	52 200	2,85	28	1,35	57 200	2,85	
30	1,65	1,10	61 000	3,30	30	1,40	61 400	3,30	
32	1,80	1,20	74 300	3,70	32	1,50	70 800	3,70	
34	1,90	1,25	82 500	4,20	34	1,60	80 300	4,20	
36	2,00	1,35	92 200	4,70	36	1,70	90 800	4,70	
38	2,10	1,40	101 300	5,20	38	1,80	101 000	5,20	
40	2,20	1,50	111 900	5,85	40	1,90	113 000	5,85	

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

Tabelle 4. Dünne Drahtseile. 6 Litzen, 42 Drähte.

Seildurchmesser	d mm	5	6	7
Drahtdicke	δ mm	0,55	0,66	0,77
Bruchlast	kg	1178	1676	2265
Gewicht pro 100 m	kg	19	23	26,5

b) Quadratseile

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

c) Kranseile aus Flachlitzen.

Anwendung da, wo Seile einem größeren Verschleiß ausgesetzt sind, also geringere Abnutzung gewünscht wird.

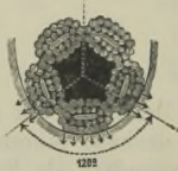
Konstruktion: Fünf Litzen von elliptischer Form besitzen einen flachen Kerndraht und sind um eine Hanfseele gewunden.

Tabelle 5. Flachlitzige Drahtseile
von Felten & Guilleaume Carlswerk A.-G. in Mülheim a. Rhein.
140 Drähte, 1 Hanfseele. $K_z = 12000$ bis 18000 kg/qcm.

Durchmesser	Dicke der Runddrähte	Querschnitt aller Runddrähte	Bruchlast der Runddrähte	Gewicht pro Meter
mm	mm	qmm	kg	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

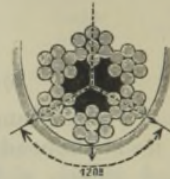
Vorteil gegenüber Rundlitzen: Größere Auflagefläche, daher bessere Druckverteilung und geringere Abnutzung. Profil der Seilrollen derart, daß das Seil mit einem Drittel seines Umfanges aufliegt (Fig. 5).

Fig. 5.



Flachlitziges Drahtseil.

Fig. 6.



Rundlitziges Drahtseil.

Behandlung und Überwachung wie bei Rundlitzen.

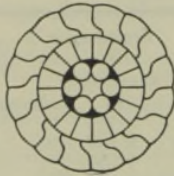
Berechnung: Es werden nur die Querschnitte der Runddrähte berücksichtigt.

d) Verschlossene Drahtseile.

Anwendung als Tragseile für Kabelkrane, Drahtseilbahnen und als Bergwerksförderseile. Sie eignen sich nicht für Krane und Aufzüge.

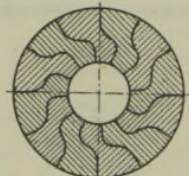
Querschnitt nach Fig. 7 und 8 aus Formdrähten ohne Hanfeinlage.

Fig. 7.



Spiralseil aus Formdraht.

Fig. 8.



Pohlig'sches Simplexseil.

Vorteile: Glatte Oberfläche. Die Drähte werden nicht stachelig. Weniger rostempfindlich, geringere Abnutzung.

Nachteil: Wenig biegsam.

3. Seilgehänge.

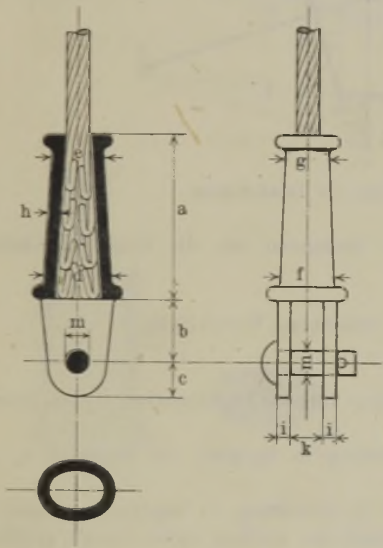
Um Drahtseile mit anderen Konstruktionsteilen in Verbindung zu bringen, wendet man folgende „Gehänge“ an:

Fig. 9. 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 Hanfseele heraus und biegt die freien Drahtenden hakenförmig um. Nun zieht man den so gebildeten Wulst in die konische Öffnung der Öse zurück und gießt die gebliebenen Zwischenräume mit Hartblei aus. Nach Zerreiversuchen ist diese Befestigung durchaus zuverlässig. Die Ösen werden aus Stahlguß hergestellt.

Tabelle 6. Drahtseilösen aus Stahlguß nach Fig. 9.

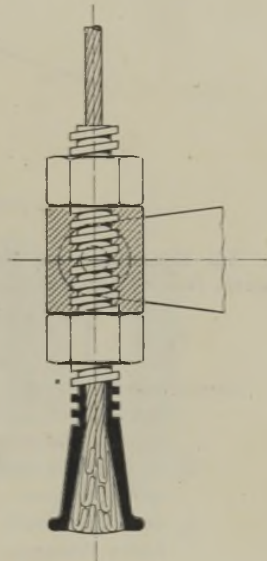
Seil- durchmesser mm	a	b			e	f	g	h	i	k	m	Gewicht kg
6—7	50	18	11	26	17	18	16	4	4	12	9	0,4
8	60	20	13	30	20	21	19	5	5	13	10	0,6
10	75	25	16	35	24	25	23	6	6	16	12	0,8
12	90	30	19	42	28	32	27	7	7	20	14	1,4
14	105	35	21	50	32	35	31	7	7	22	16	1,8
16	120	40	25	60	38	43	37	9	9	25	18	2,5
18—20	150	50	30	70	46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

Fig. 9.



Seilöse.

Fig. 10.



Seilbefestigung mit Nachstellvorrichtung.

Annäherungsrechnung für Drahtseilösen¹⁾.

Um ein Fließen des Materials zu vermeiden, darf die spezifische Pressung zwischen Bleikern und Hülse nicht größer als $k = 125 \text{ kg/qcm}$ sein. Nach Fig. 11 wird der Seitendruck $P = \frac{Q}{2 \sin \alpha}$; ferner ist $2P = f \cdot k$, wenn $f =$ Berührungsfläche, also $2 \frac{Q}{2 \sin \alpha} = 2 \left(\frac{R+r}{2} \right) \cdot \pi \cdot l \cdot k$, woraus mit $l \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} (d_1 - d_2)$

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

1) Vgl. auch Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 923. Prof. Bonte, „Beitrag zur Berechnung von kegeligen Hülsen“.

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)

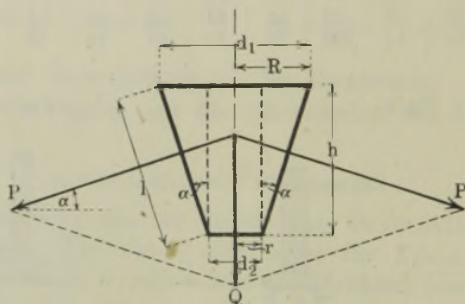
$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{k\pi}} + d_2^2.$$

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

$$Q = d_2 \pi \cdot h k_s \dots \dots \dots 2)$$

Hieraus h mit $k_s = 125 \text{ kg/qcm}$ für Blei.

Fig. 11.



Berechnungsskizze zur Drahtseilöse.

Zur Ermittlung der Hülshenstärke berechnen wir die Hülse als Gefäß mit innerem Druck nach der Gleichung:

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

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 $k_z = 400 \div 600 \text{ kg/qcm}$,

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 $p_i = 250 \text{ kg/qcm}$ zu setzen.

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

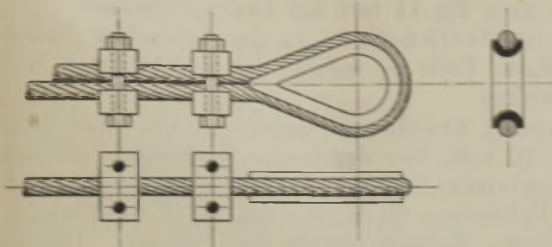
$$\text{oben } d_{1a} = d_{1i} \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}}; \text{ unten } d_{2a} = d_{2i} \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}}$$

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

Fig. 10 zeigt eine ähnliche Anordnung nach Stigler mit Nachstellvorrichtung für das Drahtseil. Diese Konstruktion findet für die Aufhängung von Fahr Bühnen mittels Ausgleichhebel Verwendung.

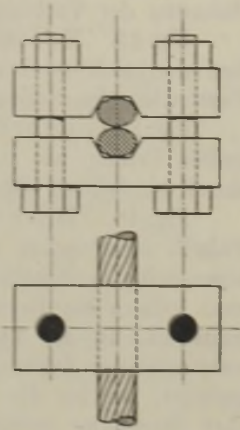
Fig. 12 und 14. Seilkausche. Das Seilende wird schleifenförmig über ein entsprechend geformtes, ausgekehlt geschmiedetes Eisen herumgebogen und gespleißt oder auf etwa 400 bis 500 mm Länge durch

Fig. 12.



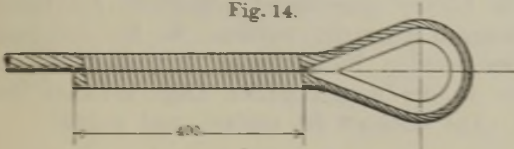
Seilkausche.

Fig. 13.



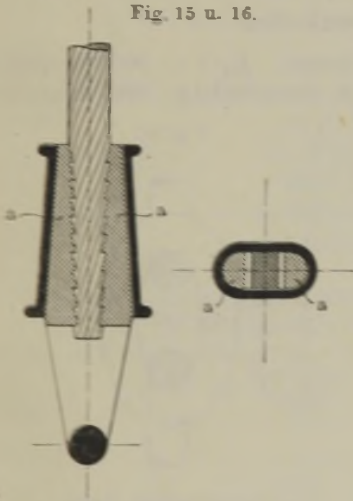
Seilklemme.

Fig. 14.



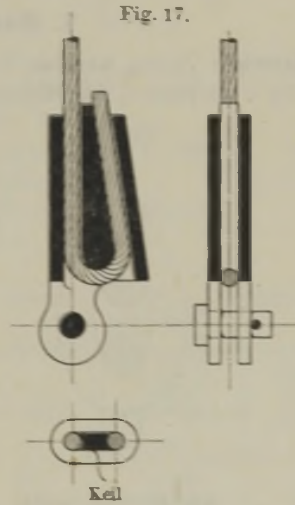
Seilkausche.

Fig. 15 u. 16.



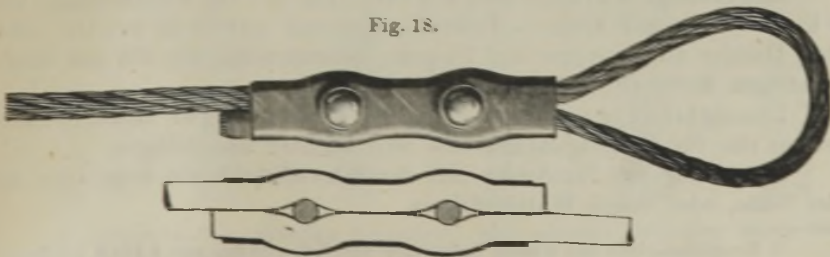
Kortüm'sche Seilbüchse.

Fig. 17.



Seilbefestigung mittels Keiles.

Fig. 18.



Drahtseilklemme von J. W. Hofmann.

zwei Seilklemmen mit dem Seillauf verbunden bzw. in der ganzen Ausdehnung der Verbindung nach Fig. 14 fest mit Draht umwickelt.

Fig. 15. Kortümsche Seilbüchse. In der konischen Büchse befinden sich zwei verzahnte Keile a , welche das Festklemmen und Festhalten des Seiles bewirken.

Fig. 17. Seilbefestigung von Gauhe, Gockel & Co. Nach demselben Prinzip wie in Fig. 16 wird hier durch eine Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht, die erforderliche Klemmung erzeugt.

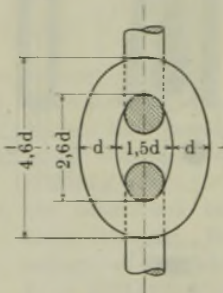
Fig. 18. Drahtseilklemme (D. R. - P.) von J. W. Hofmann, Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda bei Dresden. Das zu einer Schleife umgebogene Drahtseil wird in eine Stahlhülse eingeschoben und sodann ein Dorn in die Löcher eingetrieben, wodurch die beiden Seilstücke in die Ausbuchtungen gedrängt werden. In die hierdurch entstandenen Zwischenräume werden Niete oder Schrauben B eingeführt, welche die Drähte in der ausgebogenen Lage erhalten und ihre Streckung verhindern. Die Klemme ist einfach und sicher.

Ketten.

1. Rundeisenketten.

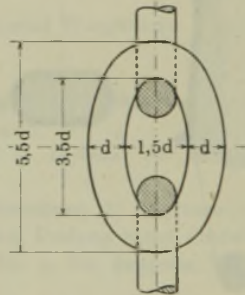
Material: Zähes, weiches Schweißisen. K_s ¹⁾ \sim 3600 kg/qcm, Dehnung 12 ÷ 20 Proz. Ausführung als kurzgliedrige und langgliedrige Kette.

Fig. 19.



Kurzgliedrige Kette.

Fig. 20.



Langgliedrige Kette.

Anwendung: Kurzgliedrige Kette (Fig. 19) für Flaschenzüge bis 5 t. Sie kann auf kleinere Rollendurchmesser gewickelt werden, und ihre Glieder sind weniger auf Biegung beansprucht, wie die der langgliedrigen Kette (Fig. 21 und 22).

Langgliedrige Kette (Fig. 20), ihrer geringen Beweglichkeit wegen nur für Befestigungszwecke, weil leichter und billiger.

Herstellung aus Rundeisen mit der Schweißstelle am Kopf oder an der Seite, oder durch Walzverfahren.

¹⁾ Bruchfestigkeit der Ketten (ermittelt durch Zerreißen von 3 bis 5 Gliedern)
 $K_{br} = 2400 \text{ kg/qcm}$.

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

Nachteile: Abnutzung durch die Kettenreibung im Scheitel der Ketten. Unsicherheit der Schweißstelle und plötzlicher Bruch bei zu hoher Belastung oder Stößen.

Behandlung: Schmierung mit einer Mischung von Fett und Graphit.

Berechnung: Die Kettenglieder werden auf Zug und Biegung beansprucht. Man vernachlässigt die Biegung und führt dafür ein geringes k_z ein. Der Kettendurchmesser ergibt sich aus der Zuggleichung:

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

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

Man wählt

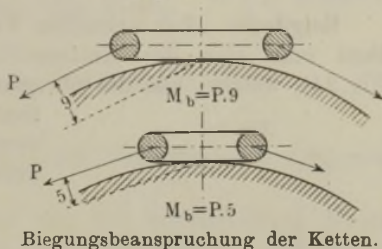
$k_z = 600$ kg/qcm	(vierfache Sicherheit) für wenig	nach C. v. Bach.
$k_z \leq 500$ "	(fünffache Sicherheit) für häufiger benutzte Ketten,	
$k_z \leq 300$ "	(achtfache Sicherheit) für Dampfwindketten	

Tabelle 7. Kurzgliedrige Kranketten von Otto Kötter in Barmen bei einer Beanspruchung $k_z = 637$ kg/qcm.

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

Probelast = $2\frac{1}{4}$ zulässige Belastung. Die zulässige Belastung bietet fünffache Sicherheit gegen Bruch.

Fig. 21 u. 22.



Biegungsbeanspruchung der Ketten.

Bequeme Rechnungswerte:

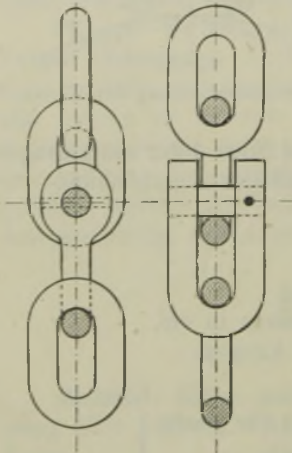
$$S = 1000 d^2 \text{ (bei } k_z = 637 \text{ kg/qcm),}$$

$$S = 800 d^2 \text{ (" } k_z = 509 \text{ "),}$$

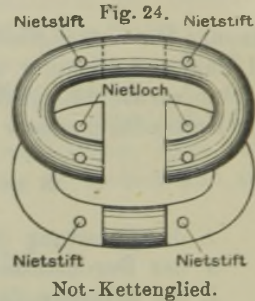
$$S = 500 d^2 \text{ (" } k_z = 318 \text{ ").}$$

Notglieder. Zur schnellen Verbindung einer zerrissenen Kette bedient man sich des Kettenschlosses (Fig. 23) oder des Notgliedes (Fig. 24), welche, wie die übrigen Glieder, über Rollen und Trommeln laufen können. Letzteres besteht aus zwei gleichen Hälften mit Nietstiften und korrespondierenden Löchern.

Fig. 23.



Kettenschloß.



2. Kalibrierte Ketten

sind Rundeisenketten, die durch Schlagen im Gesenk auf das richtige Maß gebracht werden. Sie sind teurer als gewöhnliche Ketten und eignen sich nur für kleinere Kettengeschwindigkeiten als 0,1 m/sk, 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. 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.

Tabelle 8. Zulässige Belastung der kalibrierten Ketten bei einer Beanspruchung von $k_z = 318$ kg/qcm. Berechnet nach der Formel $S = 500 a^2$.

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

Berechnung: Wie bei den Rundeisenketten mit

$k_2 \leq 400$ kg/qcm für wenig angestrengte Ketten,	} nach C. v. Bach.
≤ 300 " für häufiger benutzte Ketten,	
≤ 200 " für viel gebrauchte Ketten	

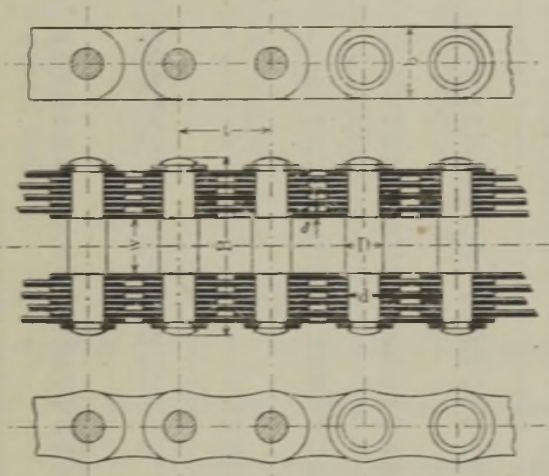
3. Gallsche Gelenkketten (Laschenketten).

Material: Siemens-Martin Stahl.

Anwendung: Für schwere Hebezeuge mit Handbetrieb und kurzem Hube in staubfreien Räumen.

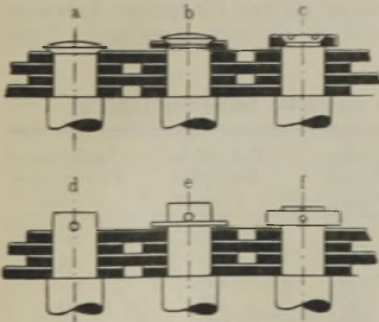
Vorteile: Geringere Kettenreibung wie bei Gliederketten, daher Kraftersparnis. Größere Sicherheit wie bei Gliederketten. Anwendung von Kettenrädern mit geringer Zähnezah, also kleiner Lastarm und gedrängte Konstruktion.

Fig. 25.



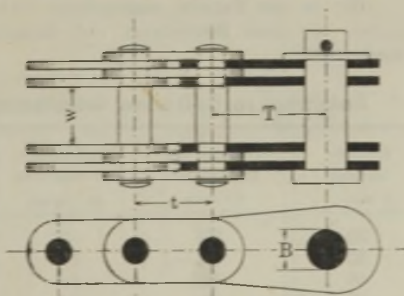
Gallsche Gelenkkette.

Fig. 26 u. 27.



Verschiedene Ausbildung der Gelenkbolzenenden.

Fig. 28.



Endglied.

Nachteile: Keine Seitenbeweglichkeit, starker Verschleiß in den Zapfen infolge der hohen Flächenpressung, die je nach der Kettengröße auf 800 bis 1100 kg/qcm steigt. Der Lasthaken erfordert Kugeldrehung. Hoher Preis.

Die einzelnen Glieder werden vernietet oder versplintet. Zur Verbindung des ruhenden Kettenendes und des Lasthakens dienen Endglieder mit stärkeren Laschen und Zapfen nach Fig. 28.

Die Ketten sind während des Betriebes gut zu schmieren.

Tabelle 9. Gallsche Gelenkketten von Otto Kötter in Barmen.

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

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

Tabelle 10.

Endglieder zu Gallschen Gelenkketten für verstärkte Endbolzen (Fig. 28).

Ketten- teilung mm	Teilung der Endglieder $T = \text{mm}$	Endbolzen- durchmesser $B = \text{mm}$	Ketten- teilung mm	Teilung der Endglieder $T = \text{mm}$	Endbolzen- durchmesser $B = \text{mm}$
20	25	9	90	110	50
30	40	13	100	120	56
40	50	18	120	140	66
50	60	26	140	165	80
60	70	34	170	200	95
70	85	40	200	230	105
80	95	45	250	280	120

4. Zerlegbare Treibketten.

Verwendung als Treibketten für Elevatoren, Transporteure und Aufzüge.

Material: Schmiedbarer Guß.

Tabelle 11.

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

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

Die angegebenen Probelastungen entsprechen der Hälfte der Bruchlast. Nutzbelastung höchstens $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{4}$ der Probelast.

Vorteile gegenüber Laschenketten: Leichte Zerlegbarkeit, große Auflagerflächen.

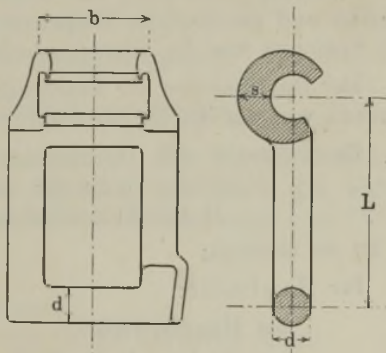
Nachteile: Geringere Sicherheit, leichtes Verschmutzen der offenen Gelenke.

Geschwindigkeit ist möglichst gering zu wählen, weil Lebensdauer und ruhiger Gang davon abhängt. Schmierung mit Fett bzw. mit Graphit bei Ketten, die mit Sand in Berührung kommen, erforderlich. Ausführung der Kettenräder wie die der Gallschen Ketten.

Die Ketten laufen mit der geschlossenen Hakenseite auf den Rädern. Zur Befestigung von Elevatorbechern, Rechen, Krücken usw. werden besondere Befestigungsglieder angefertigt.

Arno Günzel, Kettenfabrik in Rochlitz i. S., schließt zur Vermeidung der Verschmutzung das Gelenk durch Einschieben einer geschlitzten Bronzebüchse.

Fig. 29.



Zerlegbare Treibkette.

5. Zusammenfassung.

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 als Ketten, arbeiten geräuschlos, haben geringes Gewicht und ergeben geringe Trommelbreite.

3. Rundeisenketten. Durch die Drahtseile verdrängt, weil der Bruch hier plötzlich erfolgt; außerdem großes Eigengewicht, große Trommelbreite, unelastisch, daher abgedorfertes 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 Laufkränen mit großer Fahrgeschwindigkeit), rosten im Freien und starke Abnutzung infolge der großen Bolzenpressung.

6. Kalibrierte und Gallsche Ketten sind am kostspieligsten. 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.

Seil- und Kettenrollen.

1. Seilrollen.

Material: Gußeisen, bei kleinem Durchmesser mit voller Mittelscheibe und nötigenfalls Rippenversteifung, bei größerem Durchmesser mit Speichen wie die Riemenscheiben.

Der Durchmesser der Drahtseilrollen ist nicht vom Seildurchmesser, sondern von der Dicke der Drähte abhängig.

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 starkem Verschleiß . . . $D = 30 \div 50 d$,

für Drahtseile:

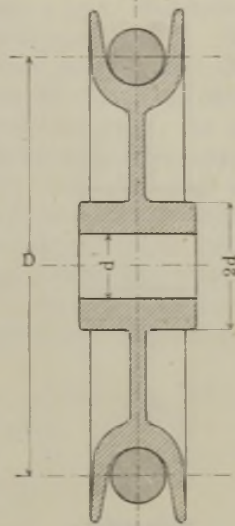
bei Handbetrieb $D \geq 400 \div 500 \delta$,
 bei Maschinenbetrieb $D = 500 \div 1000 \delta$,
 unter möglichster Beachtung, daß nach den Angaben auf S. 4

$$\sigma_x + \sigma_y \leq k.$$

Querschnitt der Rillen für Drahtseile nach Fig. 31 u. 32. Die Rillen sind so auszudrehen, daß das Seil mit geringem Spielraum, aber ohne Klemmung gebettet wird. Rollentiefe bei Hanfseil $1,5 \div 2d$, um ein Herausspringen des Seiles zu vermeiden. Für Drahtseile $2 \div 3d$. Bei starken Seitablenkungen ist dem Rillenquerschnitt besondere Aufmerksamkeit zu widmen, 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 richtiger lose auf festen Achsen.

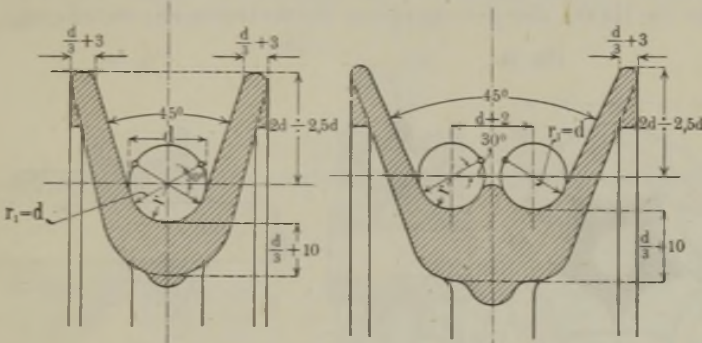
Fig. 30.



Hanfseilrolle.

Fig. 31.

Fig. 32.



Gebrauchliche Profile für Drahtseilscheiben.

2. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten.

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

Bezeichnet

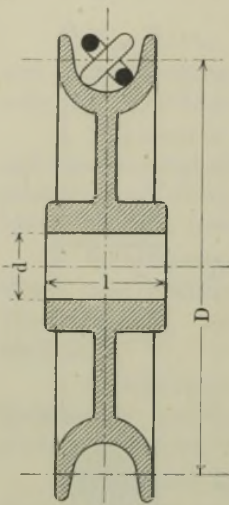
d den Ketteneisendurchmesser,

D den Rollendurchmesser von Mitte bis Mitte Kette,

so ist

$$D = 20 \text{ bis } 30 d.$$

Fig. 33.



Kettenrolle.

Die Profile der Kettenrollen sind nach Gefühl unter vorheriger Feststellung der Ketten-
dimensionen aufzuzeichnen. Die Rollenbreite
zwischen den Rändern muß genügenden Spiel-
raum 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.

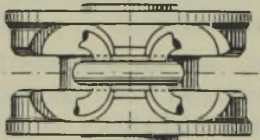
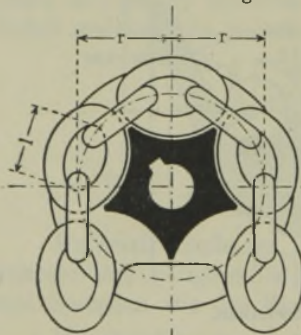
3. Verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder für kalibrierte Ketten.

Die Kette ist in den Umfang der Rolle mulden-
förmig eingebettet, so daß sie von den Zähnen
der Rolle gefaßt und weiter gezogen wird. Ver-
zahnte Kettenrollen finden Verwendung als Ketten-
nüsse und als Haspelräder.

Kettennüsse treten dann an Stelle der Kettentrommeln, wenn sowohl
der Lastarm als auch die Wickelungsbreite zu beschränken ist.

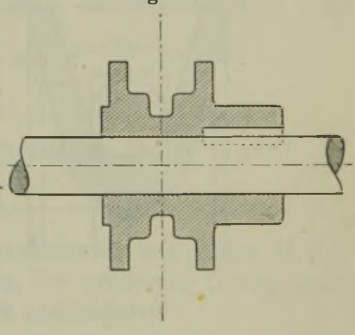
Vorteil: Der Durchmesser der Kettennüsse läßt sich dann auf
ungefähr die Hälfte der gewöhnlichen Kettentrommeln reduzieren. Von

Fig. 34.



Kettennuß.

Fig. 35.

Aufkeilen einer Kettennuß bei
geringer Nabenstärke.

besonderem Vorteil ist die stets gerade
Zuführung der Kette auf die Nuß.

Nachteil: Schnelle Abnutzung der Kette
und geringer Wirkungsgrad 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. 39).

Material und Konstruktion: Gußeisen oder Stahlguß. Geringste Zähnezah mit Rücksicht auf den Achsendurchmesser $z \geq 4$. Teilkreisdurchmesser ist der umschriebene Kreis der Gliedermittellinien. 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. 35 und treibt den Keil in diese Verlängerung ein. Die als Haspelräder verwendeten Daumenräder besitzen einen großen Durchmesser und eine große Anzahl Zähne. Die Arme werden so wie bei den Riemenscheiben oder Zahnrädern ausgebildet. Da das Verhältnis der Baulänge zum Ketteneisendurchmesser bei den verschiedenen Fabriken wechselt, so bezieht man zweckmäßig Kette und Kettenrad von einer Firma.

Berechnung. Ist l die Kettenteilung oder innere Baulänge,
 z die Zähnezah des Kettenrades,
 d die Ketteneisendicke,

so ist der Teilkreisdurchmesser für $z \leq 6$ und $d \geq 16$

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

Ist $z \geq 6$ und $d \leq 16$, dann kann ohne merkbaren Fehler gesetzt werden:

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

Tabelle 12. 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 13. 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

Tabelle 14. Kettenräder für kalibrierte Ketten
der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G., Köln-Zollstock.

Ketten- eisendicke <i>d</i> mm	Teilung <i>l</i> mm	Obere Zahl: Zähnezahl <i>z</i> Untere Zahl: Teilkreisdurchmesser <i>D</i> in mm												
		10	15	17	25	—	—	—	—	—	—	—	—	
4,5	16	10	15	17	25	—	—	—	—	—	—	—	—	
		108	153	173	257	—	—	—	—	—	—	—	—	
5	18,5	10	18	20	24	31	36	—	—	—	—	—	—	
		118	212	234	283	364	4.0	—	—	—	—	—	—	
6	18,5	10	12	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36	41
		118	142	187	212	234	260	284	307	31	353	376	420	484
7	22,5	8	10	12	18	24	27	32	34	43	52	60	66	—
		115	143	172	286	343	386	456	487	614	740	850	944	—
8	22,5	8	10	12	18	20	22	28	32	43	52	60	—	—
		114	143	172	258	286	314	307	456	614	740	850	—	—
9	25	6	8	10	15	20	27	36	—	—	—	—	—	—
		95	127	159	238	318	428	570	—	—	—	—	—	—
11	30	6	7	8	10	12	14	20	22	24	30	36	—	—
		114	134	153	192	223	261	382	422	456	575	680	—	—
13	36	5	6	7	8	9	10	12	15	20	32	37	—	—
		115	137	161	184	207	230	275	344	458	714	836	—	—
16	48	5	6	7	9	11	12	16	—	—	—	—	—	—
		154	184	215	275	318	362	492	—	—	—	—	—	—
18	54	5	6	7	8	9	10	—	—	—	—	—	—	—
		175	207	242	276	310	322	—	—	—	—	—	—	—
20	62,5	5	6	7	9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		200	240	280	360	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	62,5	5	6	7	8	9	—	—	—	—	—	—	—	—
		200	240	280	320	360	—	—	—	—	—	—	—	—
25	72	5	6	7	8	9	—	—	—	—	—	—	—	—
		236	277	320	368	414	—	—	—	—	—	—	—	—
30	80	5	6	7	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		260	310	360	410	—	—	—	—	—	—	—	—	—
32	80	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		310	410	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Teilung *l* ist die innere Baulänge der Kette.

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

Der Tabelle 14 entnehmen wir für 18 mm Kette eine Kettenteilung *l* = 54 mm und einen Teilkreisdurchmesser *D* = 175 mm.

Nach der auf S. 21 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?

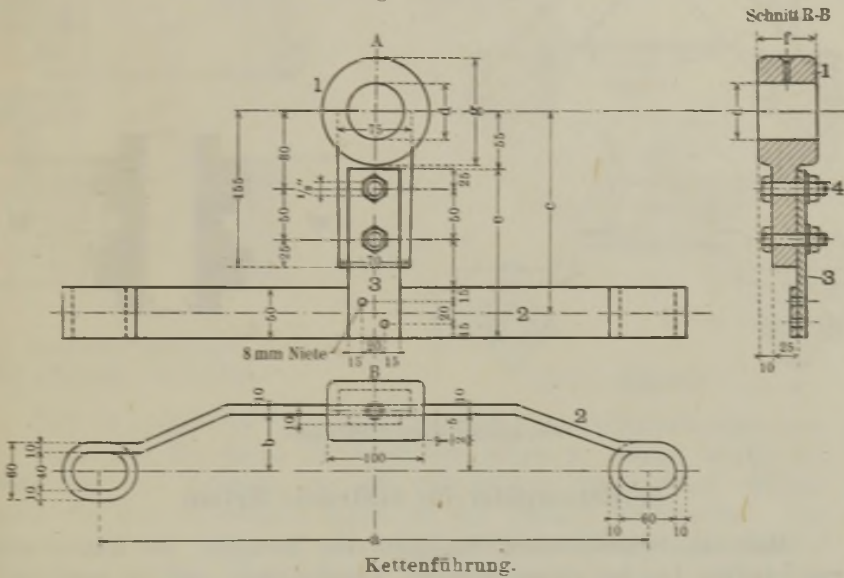
Die Baulänge der Kette beträgt nach Tabelle 14 22,5 mm. Demnach wird der Teilkreisdurchmesser des Haspelrades

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

4. Kettenführungen

sollen ein Herausspringen der Ketten aus den Kettenrollen verhüten und bei kalibrierten Ketten einen gesicherten Eingriff der Daumen bewirken. In den Fig. 36 bis 42 sind bewegliche und unbewegliche Kettenführungen dargestellt. Bei Kettennüssen ist außer der Führung noch ein besonderer Abstreicher erforderlich (vgl. Fig. 39).

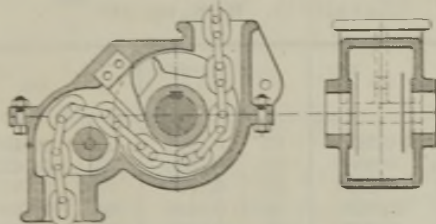
Fig. 36 bis 38.



Stückliste zur Kettenführung Fig. 36 bis 38.

Pos.	Gegenstand	Material	Mod.	Gewicht	Stückzahl
1	Pendelschuh	Grauguß	—	4 kg	1
2	Kettenführung	Schmiedeeisen	—	3,2 "	1
3	Hängeeisen	"	—	0,4 "	1
4	Schrauben $\frac{1}{2}$ " 55 lg.	"	—	0,25 "	2

Fig. 39.



Kettenführung mit Leitrolle und Abstreicher.

Fig. 40 u. 41.

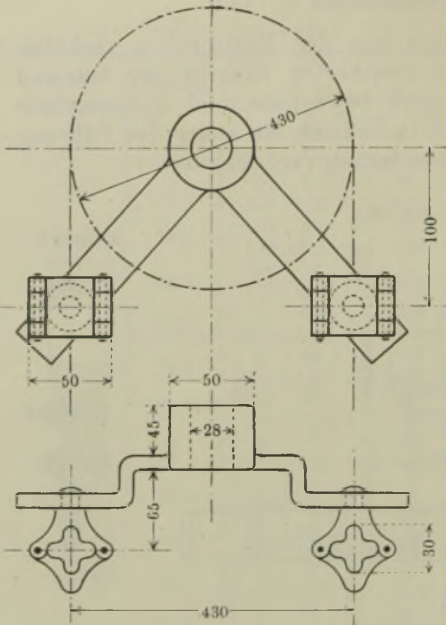
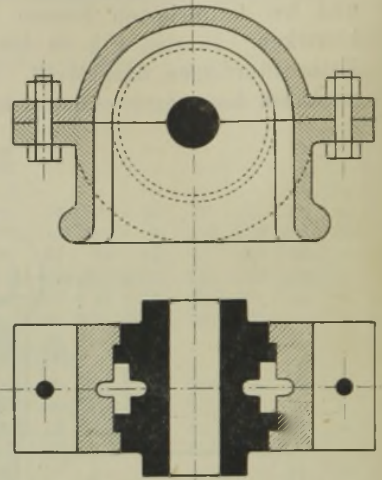


Fig. 42.



Bewegliche Kettenführungen.

5. Kettenräder für Gallsche Ketten.

Material: Schmiedeeisen, Stahlguß oder Hartguß. Bei Ketten mit geschweiften Laschen legen sich die Laschenköpfe auf die seitlichen Ränder des Kettenrades nach Fig. 44, während bei Ketten mit geraden Laschen die Bolzen in den Zahnlücken aufliegen (Fig. 45). Die Zähne der Kettenräder sind zu fräsen.

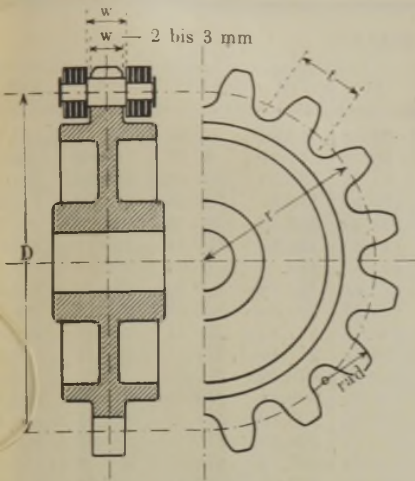
Der Teilkreisdurchmesser bestimmt sich, wenn z die Zähnezah und t die Teilung der Laschenkette bezeichnet, aus der Gleichung:

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

Tabelle 15. Werte von $\sin \frac{180}{z}$.

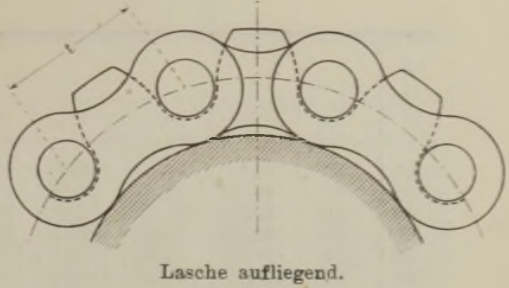
z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$	z	$\sin \frac{180}{z}$
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305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

Fig. 43.



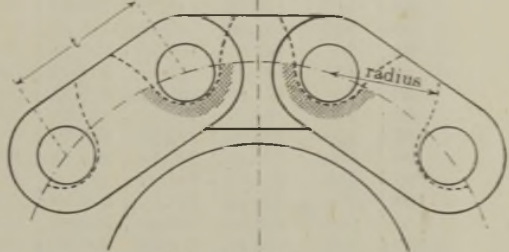
Gallsches Kettenrad
bei größerem Durchmesser.

Fig. 44.



Lasche aufliegend.

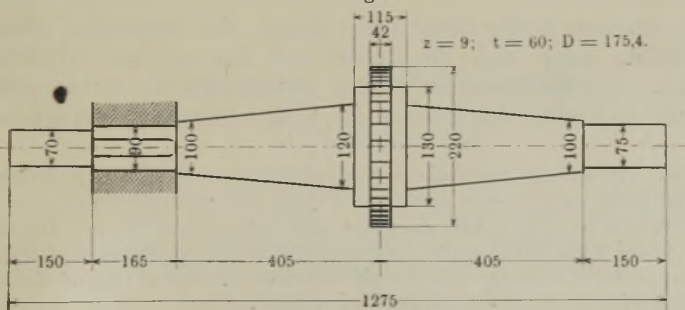
Fig. 45.



Bolzen aufliegend.

Tab. 16 enthält die ausgerechneten Werte der Teilkreisdurchmesser. Das Profil der Zähne ist durch Kreisbögen zu bilden, welche ein freies Ein- und Ausschwingen der Kettenbolzen ermöglichen. Mittelpunkt für den Zahnflankenbogen ist die nächste Bolzenmitte. Der Zahnfuß ist ein Halbkreis von etwas größerem Durchmesser als der Kettenbolzen. Die Teilung ist als Sehne abzutragen.

Fig. 46.



Kettenradachse.

Zahnbreite etwa 2 mm kleiner 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 (Fig. 46).

Tabelle 16. Teilkreisdurchmesser

Teilung	Zähnezahl									
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	30	34,57	39,20	43,86	48,50	53,24	57,96	62,68	67,41	72,15
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	64,14	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	264,55
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	408,81
90	180	207,43	235,18	264,14	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	456,95
100	200	230,48	261,31	292,38	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	529,00
120	240	276,50	313,50	350,80	388,30	425,90	463,60	501,40	539,20	577,10
140	280	322,60	365,18	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

Man wählt für Treib- oder Lastrollen:

- $z = 8$ für Lasten bis 3000 kg,
 $z = 9$ " " von 3000 bis 20 000 kg,
 $z = 10$ " " über 20 000 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.

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

Nach Tabelle 9 (S. 16) 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 Zahnbreite 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 $219,29 + 2 \cdot 28 \sim 276$ mm.

Gallsche Kettenräder in Millimetern.

Zähnezahl										
16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
76,89	81,63	86,38	91,13	95,90	100,64	105,40	110,16	114,92	119,68	
102,51	108,84	115,47	121,51	127,80	134,19	140,53	146,88	153,22	159,57	
128,15	136,06	143,97	151,88	159,80	167,74	175,66	183,60	191,53	199,47	
153,77	163,27	172,76	182,27	191,70	201,49	210,80	220,33	229,84	239,36	
179,40	190,48	201,55	212,64	223,73	234,83	245,90	257,05	268,15	279,26	
205,03	217,69	230,35	243,02	255,70	268,38	281,07	293,77	306,45	319,15	
241,66	244,90	259,14	273,40	287,66	301,93	316,20	330,55	344,75	359,05	
256,30	272,12	287,93	303,88	319,63	335,47	351,33	367,21	383,07	398,94	
281,92	299,32	316,73	334,16	351,59	369,02	386,47	403,93	421,37	438,83	
307,48	326,52	345,52	364,53	383,55	402,57	421,59	440,55	459,68	478,72	
333,18	353,74	374,32	394,91	415,51	436,12	456,73	477,37	497,98	518,62	
358,74	379,81	401,10	422,30	443,47	464,66	491,86	514,10	536,30	558,50	
384,44	408,16	431,91	456,72	479,43	503,22	526,99	550,82	574,60	598,41	
410,66	435,37	461,70	488,05	511,39	538,76	562,13	587,54	612,90	638,30	
435,70	462,58	489,49	516,42	543,36	570,31	597,26	624,26	651,20	678,19	
461,32	489,80	518,29	546,81	575,32	603,86	632,39	660,98	689,50	718,09	
486,95	517,00	547,08	577,18	607,29	637,41	667,52	697,70	727,80	757,98	
512,58	541,22	575,87	607,56	639,24	670,95	702,66	734,42	766,10	797,87	
563,80	598,60	633,40	668,30	703,10	738,00	772,90	807,80	842,70	877,60	
614,90	653,00	691,00	729,00	767,10	805,12	843,20	881,30	919,30	957,40	
717,40	741,60	806,40	840,60	894,90	949,30	983,70	1028,20	1072,60	1117,00	
871,40	925,10	978,90	1032,80	1086,70	1140,60	1194,50	1248,50	1302,40	1356,30	
1025,10	1088,40	1151,70	1215,10	1278,00	1341,90	1405,30	1468,80	1532,20	1595,70	
1281,50	1360,60	1439,70	1518,80	1598,00	1677,40	1756,60	1836,00	1915,30	1994,70	

6. Kettenräder für zerlegbare Treibketten.

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

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.

Drahtseiltrommeln werden zur Schonung des Seiles und behufs Erzielung einer gleichmäßigen Wicklung mit schraubenförmig eingedrehten Rillen von kreisbogenförmigem Profil (Krümmungsradius

$r = \frac{d}{2} + 2$ bis 4 mm) versehen, in welche sich das Seil ohne Klemmung legt. Steigung des Gewindes $s = d + 2$ mm bei kleinem Seildurchmesser, $s = d + 2$ bis 4 mm bei großem Seildurchmesser.

Auf der Zeichnung ist anzugeben, ob die Trommel Rechts- oder Linksgewinde erhalten soll.

Ein Übereinanderwickeln des Seiles ist nur ganz ausnahmsweise zulässig, da die Wicklung 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 starkem Verschleiß $D = 30 \div 50 d,$

für Drahtseiltrommeln:

bei Handbetrieb $D \geq 400 \div 500 \delta,$

bei maschinellem Betrieb $D = 400 \div 800 \delta,$

bei häufigen Ablenkungen $D = 800 \div 1000 \delta,$

wobei der Bedingung $\sigma_a + \sigma_b \leq k$ auf S. 4 wieder möglichst entsprochen werden soll.

Tabelle 17. Rillensteigung für Drahtseiltrommeln.

Seildurchmesser	6	7	8	10	12	14	16	18	20
Steigung	$7\frac{1}{2}$	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

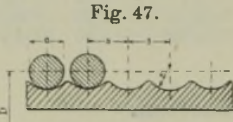


Fig. 47.

$$\text{Windungszahl} = \frac{\text{aufzuwickelnde Seillänge}}{\text{Trommelumfang}} + 2$$

$$\text{oder } n = \frac{L}{D \cdot \pi} + 2,$$

und die Steigung s der einzudrehenden Nuten bei Drahtseil

$$\text{Steigung} = \text{Seildurchmesser} + 2 \text{ bis } 4 \text{ mm oder } s = d + a,$$

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

Die Trommellänge l ist dann

$$l = n \cdot s.$$

Beispiel. Für die an 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. Beide Seilenden werden aufgewickelt (S. 29 unten).

$$\text{Seilbelastung im Ruhezustand } S_0 = \frac{25\,000}{6} = 4167 \text{ kg. Größte Seilbelastung}$$

während der Bewegung bei 4 Proz. Verlust in jeder Rolle rund 4500 kg.

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

Trommeldurchmesser $D = 800 \delta = 800 \cdot 1,15 = 920 \text{ mm}$. Damit wird nach S. 4

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{\pi \delta^2} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D} = \frac{4500}{\pi \cdot 0,115^2} + 800\,000 \frac{0,115}{92} = 3400 \text{ kg/qcm.}$$

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. 48 zeigt eine Drahtseiltrommel mit eingeschnittenen Rillen. Weitere Ausführungsbeispiele unter „Winden und Krane“.

Die Stärke des Trommelmantels ist bei kleineren Trommeln von den Herstellungsrcksichten abhängig und beträgt als Mindeststärke 12 mm. Im Mittel kann man mit Rücksicht auf diese Mindeststärke für die Wandstärke setzen:

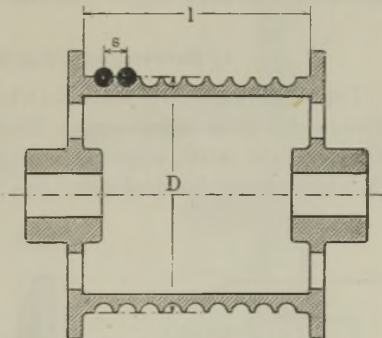
bei gueisernem Mantel	$0,02 D + 1$ cm
(auch vielfach gleich dem Seildurchmesser),	
bei Mantel aus Schmiedeeisen	$0,01 D + 0,3$ cm,
bei Holzmantel	$0,03 D + 2,5$ cm.

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 mit einer Nabe hergestellt.

Bei Laufkranen ist ein genau senkrecht 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 Zwillingssrollenzüge und Laufkrane.

Fig. 48.

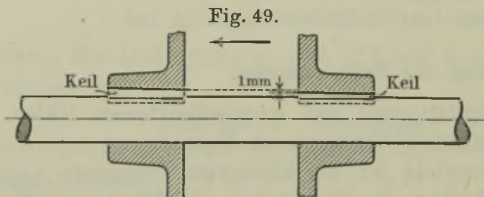


Drahtseiltrommel.

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

entweder durch zwei verschieden hohe Keile mit gleicher Keilneigung nach Fig. 49, wobei die Trommel von rechts nach links aufgeschoben wird und auch leicht wieder entfernt werden kann, oder durch eine Feder und einen Keil.



Aufkeilung der Trommeln.

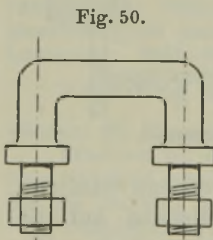
einander (Fig. 52). Durch zwischengelegte Dübel kann die Biegebeanspruchung von den Schrauben ferngehalten werden.

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

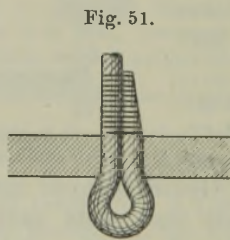
Diese Anordnung ergibt geringere Achsendurchmesser, weil die zulässige Beanspruchung bei ruhenden Achsen höher gewählt werden kann, als bei sich drehenden Achsen. Weitere Angaben und Ausführungen hierüber unter „Laufkrane“.

d) Befestigung der Seile an der Trommel.

Die Befestigung des Hanfseiles erfolgt entweder nach Fig. 50 mittels eines schmiedeeisernen Bügels, welcher an dem Trommelflansch festgeschraubt wird, oder nach Fig. 51 dadurch, daß man das Hanfseil in Schleifenform herumbiegt, das zugespitzte Ende bis zum Klemmen



Befestigungsbügel für Hanfseil.



Befestigung des Hanfseiles mittels Schleife.

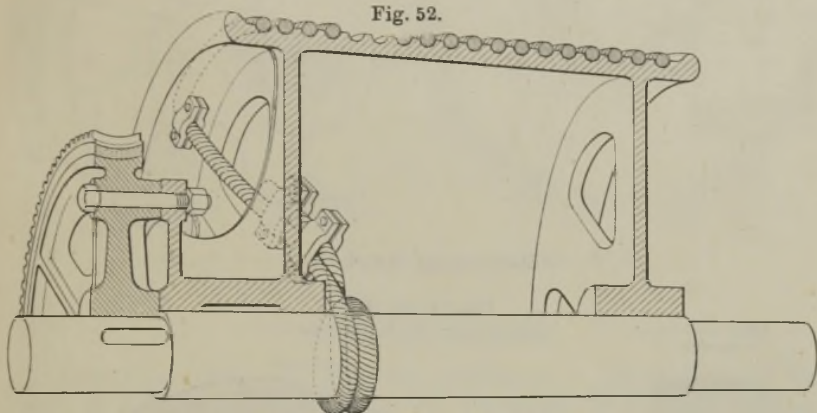
in das Loch der Trommel zieht und die Schleife fest mit Bindfaden umwickelt.

Die Befestigung der Drahtseile geschieht nach Fig. 52 bis 63. Um die scharfe Umbiegung des Seiles zu vermeiden, bohrt man das Loch entweder schräg durch den Trommelmantel oder man gießt eine

Wulst an. Die Befestigung erfolgt im Innern der Trommel durch Seilklemmen. Zur Sicherheit kann man das Seil außerdem noch einige Male um die Welle herumschlingen. Zur Schonung der Seilbefestigung müssen noch zwei bis vier Windungen bei gesenkter Last auf der Trommel bleiben. Da jedoch nicht immer mit dem Vorhandensein von Reservewindungen gerechnet werden kann, muß die Seilbefestigung selbst unbedingte Sicherheit bieten.

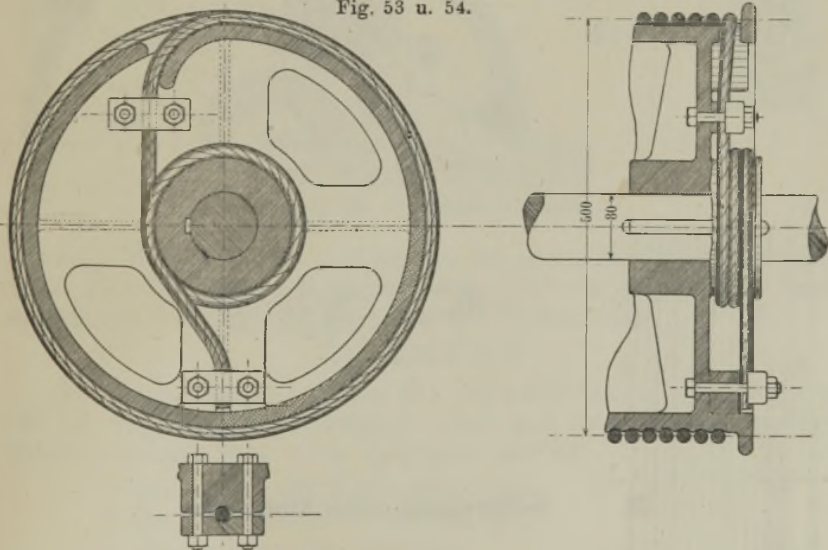
Verschiedene Arten der Drahtseilbefestigung an Trommeln.

Fig. 52.



Seilbefestigung mittels Seilklemme unter mehrmaliger Wellenumschlingung.

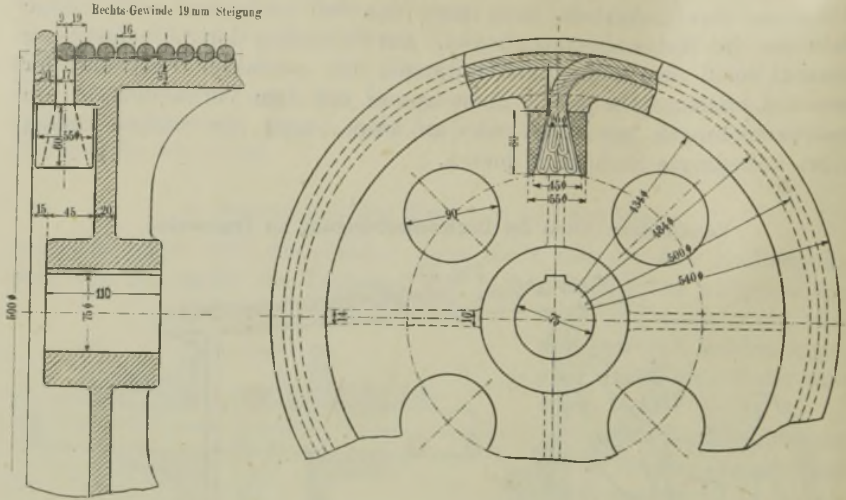
Fig. 53 u. 54.



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

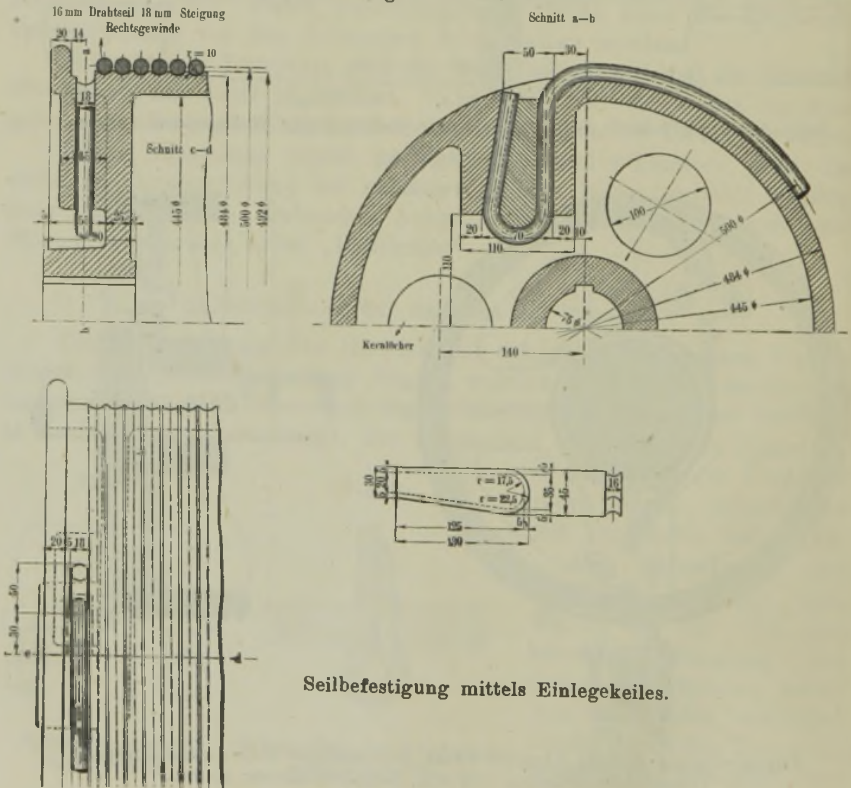
Seiltrommeln.

Fig. 55 u. 56.



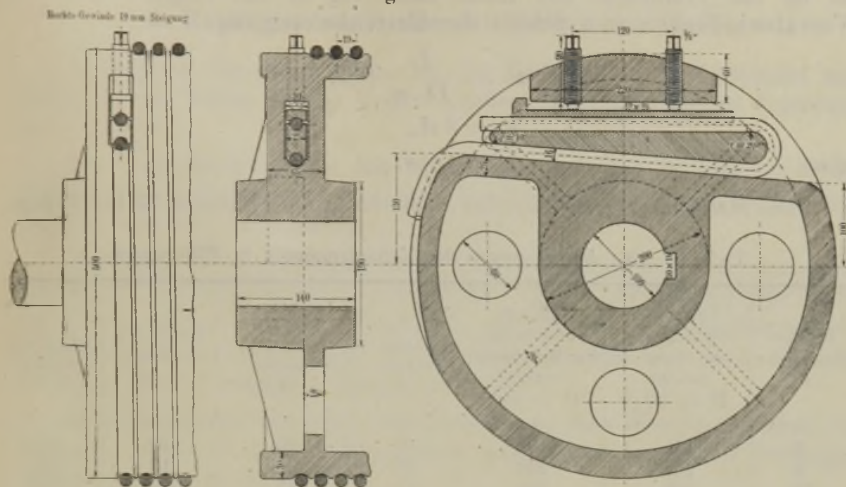
Seilbefestigung mittels Öse.

Fig. 57 bis 60.



Seilbefestigung mittels Einlegekeiles.

Fig. 61 bis 63.

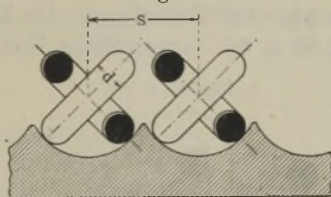


Seilbefestigung mittels Querkeiles und Druckschrauben.

2. Kettentrommeln.

Bevorzugt wird, wie bei den Kettenrollen, das halbkreisförmige Profil in Fig. 64, weil die Kette bei demselben in beliebig verdrehter Lage Auflage findet. Der Trommelkern wird meist zylindrisch aus-

Fig. 64.



Querprofil für Kettentrommeln.

geführt. Wellenförmiger Innenmantel ist teurer und erfüllt nur dann seinen Zweck, wenn der Kern richtig in die Form gelegt wird. Durchmesser der Kettentrommeln wie bei den Kettenrollen

$$D = 20 \div 30 d.$$

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

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. 64 bei Zugabe von zwei Vorratswindungen zum Schutz der Kettenbefestigung:

$$n = \frac{L}{D \cdot \pi} + 2,$$

$$s = 3d,$$

also

$$l = n \cdot s.$$

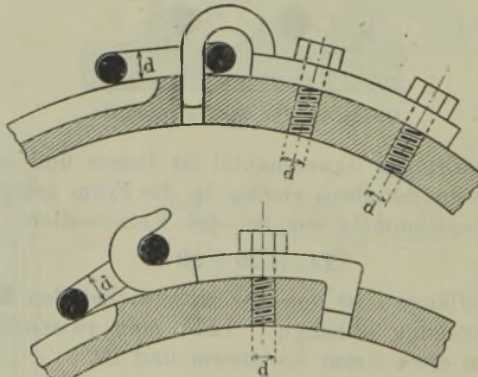
Die Mantelstärke beträgt bei nicht zu großen Längen 12 bis 25 mm.

Tabelle 18. Abmessungen der Kettentrommeln in Millimetern.

Ketten- eisenstärke d	Trommel- durchmesser bei Hand- betrieb $D = 20d$	Trommel- durchmesser bei Maschinen- betrieb $D = 30d$	Mantel- stärke	Höhe des Trommel- randes $\sim 3,5d$	Dicke des Trommel- randes	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. 65 u. 66 dargestellten Haken. Sind die Ketten-

Fig. 65 u. 66.



Kettenbefestigungen an der Trommel.

glieder unter 45° gelagert, so kann man dieselben Anordnungen 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 $\leq 1:50$ sein, d. h. die Entfernung der Seilrollenachsen von der Trommelachse muß mindestens das 25 fache 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 zwangsläufige. 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 Zwillingsrollenzüge angewendet.

Haken.

1. Einfache Haken.

Zweck: Aufhängung der zu hebenden Lasten. Material ist zähes Schweißeisen, für kleinere Haken mitunter Stahlguß. Die Haken sind im Schaft auf Zug, in der Hakenkrümmung auf zusammengesetzte Festigkeit — Biegung und Zug — beansprucht.

a) Bestimmung des Schaftdurchmessers.

Bezeichnet

Q die am Haken hängende Last,

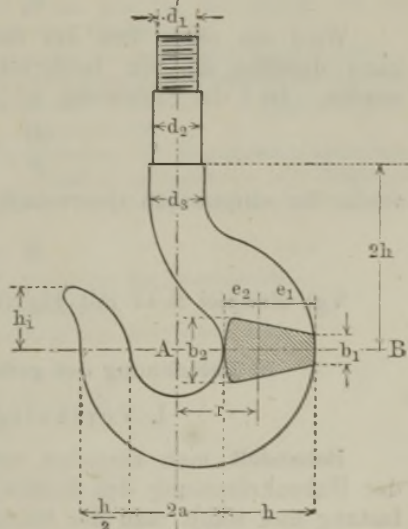
d_0 den Kerndurchmesser des Gewindes,

d_1 den äußeren Schraubendurchmesser,

so bestimmt sich der Kerndurchmesser, unter der Voraussetzung, daß keine zusätzlichen Biegungsspannungen auftreten, aus der Zuggleichung

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_2.$$

Fig. 67.



Einfacher Lasthaken.

Mit $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ 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 19. Tragkraft der Schaftschrauben für Lasthaken bei $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kern-durchmesser d_0	$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z$ $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$	Äußerer Durchmesser des Gewindes d_1		Kern-durchmesser d_0	$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} k_z$ $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$
Engl. Z.	mm			mm	kg		
$1/4$	6,35	4,72	105	$2 1/4$	57,15	49,02	11 320
$5/16$	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	17 280
$7/16$	11,11	8,79	365	3	76,20	66,90	21 090
$1/2$	12,70	9,99	470	$3 1/4$	82,55	72,57	24 820
$5/8$	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	23,93	2700	$4 1/2$	114,30	102,98	49 970
$1 1/4$	31,75	27,10	3460	$4 3/4$	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	5030	$5 1/4$	133,35	121,67	69 760
$1 5/8$	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 mit allmählichem Übergang 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

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

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

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

Vgl. Beispiel S. 47 mit Fig. 70.

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 $k_z = 400 \text{ kg/qcm}$

$$d = 0,04 \sqrt{Q} \dots\dots\dots 1)$$

2. Maulradius $a = 1,5 d \dots\dots\dots 2)$

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

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

worin das Verhältnis der Trapezseiten anzunehmen ist mit

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

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

$$b_2 - b_1 = \frac{6Q}{k_z \cdot h} \dots\dots\dots 5)$$

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

$$b_1 = \frac{6Q}{2k_z \cdot h} \dots\dots\dots 5a)$$

ferner

$$b_2 = 3 b_1 \dots\dots\dots 5b)$$

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

Denkt man sich im Trapezscherpunkt 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 Biegunszugspannung, an der Außenseite eine Biegunzdruckspannung (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 Biegunz Zugspannungen und die Zugspannungen von Q , auf der Außenseite subtrahieren sich Biegunzdruckspannungen 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 Fasernabstände von der Schwerachse,

F den Trapezquerschnitt,

so ist
$$\sigma_i = \frac{Q(a + e_2)}{J} + \frac{Q}{F} \dots\dots\dots 6)$$

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

Bei gleicher Ausnutzung des Materials muß

$$\sigma_i = \sigma_a$$

sein, also

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

Hieraus wird

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

Für Trapezquerschnitt ist

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

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

$$J = \frac{b_1^3 + 4b_1 \cdot b_2 + b_2^3}{36(b_1 + b_2)} \cdot h^3;$$

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h.$$

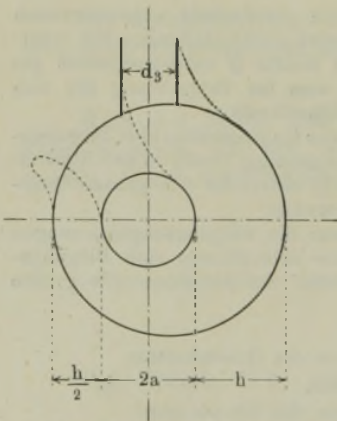
Durch Einsetzung dieser Ausdrücke in die Gleichung 8) erhält man nach entsprechender Entwicklung $h = \left(\frac{b_2}{b_1} - 1\right)$ und mit $\sigma_i = k_z$ die Gleichung

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

II. Aufzeichnen des Hakens

in der Weise, daß man zunächst mit dem Maulradius a einen Kreis schlägt, welcher von einem exzentrisch gelegenen Kreis umschlossen wird,

Fig. 68.



Konstruktion des Hakens.

dessen Durchmesser durch $\frac{h}{2} + 2a + h$ bestimmt ist (Fig. 68). Nach Abtragung des Schaftdurchmessers vermittelt man nach Gefühl die Verbindung zwischen Schaft und Maul, wobei man für allmähliche Übergänge zu sorgen hat.

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),

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

so ist

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

und

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

Tabelle 20. Einfache Haken nach Fig. 67. $k_2 \sim 600 \text{ kg/qcm.}$

Tragkraft s	Maul- weite 2a	Querschnitt A-B			Schaft			h_i	Mutter- höhe
		h	b_1	b_2	d_1 Zoll	d_2	d_3		
1	70	70	18	54	$\frac{3}{4}$	22	25	45	30
3	80	80	22	66	$1\frac{1}{4}$	35	40	45	35
5	90	90	28	84	$1\frac{1}{2}$	45	50	55	45
7,5	110	110	34	102	$1\frac{7}{8}$	52	60	70	60
10	120	120	42	126	$2\frac{1}{4}$	65	75	85	75
15	150	150	50	150	$2\frac{3}{4}$	80	90	100	85
20	170	170	59	177	3	85	100	115	90
25	190	190	66	198	$3\frac{1}{4}$	95	110	125	95
30	210	210	71	213	$3\frac{1}{2}$	100	120	135	110

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 Schweiß-eisen 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

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

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

$$h = 2a = 2 \cdot 60 = 120 \text{ mm}$$

und

$$\bar{b}_1 = \frac{6Q}{2k_2 \cdot h} = \frac{6 \cdot 10000}{2 \cdot 600 \cdot 12} \sim 4,2 \text{ cm,}$$

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

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

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

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 19

$$d_1 = 2\frac{1}{4}'' = 57,15 \text{ mm}.$$

Schaftdurchmesser

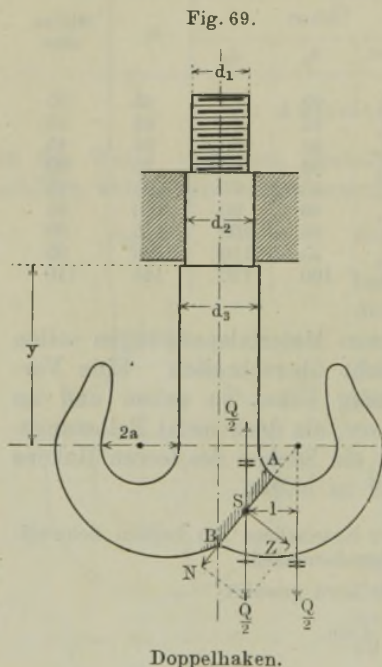
$$d_2 = \frac{5}{4} d_1 \sim 70 \text{ mm}.$$

2. Doppelhaken.

Verwendung für große Lasten — etwa von 10000 kg ab. Vorteil der Doppelhaken: Die Beanspruchung durch die gleichmäßige Lastverteilung wird günstiger als beim einfachen Haken. Nachteil: Die Materialanstrengung wird sehr ungünstig, sobald die ganze Last nur an einem Hakenmaul aufgehängt wird.

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 $2d$ 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 Kräfte-



paar $\frac{Q}{2} \cdot l$ 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, $\frac{J}{e} = W$ das Widerstandsmoment (e der Abstand der äußersten Faserschicht von der Neutralachse), so ist die Gesamtanstrengung im Querschnitt AB :

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

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

Wird $\frac{Q}{2}$ schräg unter 45° angreifend angenommen, dann sind weitere Querschnitte zu untersuchen.

Tabelle 21. Doppelhaken nach Fig. 69.

Tragkraft t	Maulweite $2a$	h	b_1	b_2	d_1	d_2	d_3	Mutterhöhe
10	110	116	35	90	$2\frac{1}{2}''$	73	80	75
15	130	143	40	100	$2\frac{3}{4}$	78	85	80
20	150	158	45	110	$3\frac{1}{4}$	94	104	95
30	180	194	50	135	4	109	120	115
40	200	218	50	145	$4\frac{1}{2}$	124	135	130
50	220	244	60	165	5	134	146	145
60	240	268	70	180	$5\frac{1}{2}$	150	168	160
80	270	306	80	210	$6\frac{1}{2}$	175	190	190
100	300	345	95	235	$7\frac{1}{2}$	200	220	210

Bezeichnungen des Trapezquerschnittes nach Fig. 67.

3. Aufhängung der Haken.

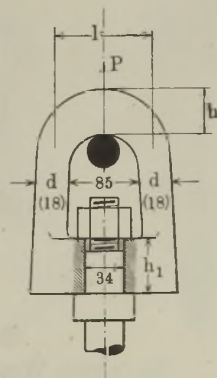
Forderung: Schädliche Biegeanstrengungen sind vom Hakenschaft fernzuhalten.

Fig. 70 zeigt eine vollständig frei bewegliche Hakenaufhängung.

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

Damit sich die Haken mit angehängter Last leicht drehen lassen, ordnet man eingekapselte Kugellager nach Fig. 72 oder 73 an.

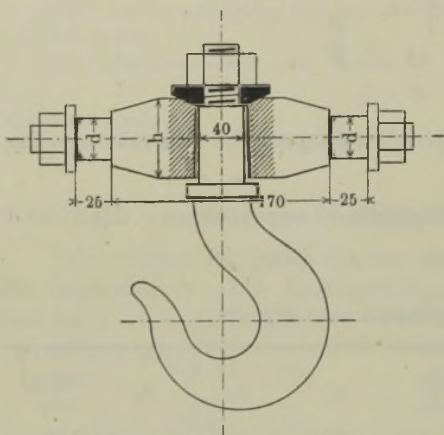
Fig. 70.



Hakenaufhängung durch Schekel.

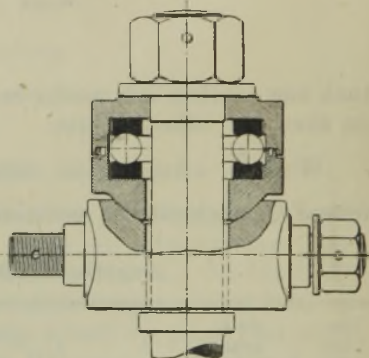
Die Mutter, mit welcher der Haken in der Traverse befestigt ist, erhält als Schraubensicherung meist einen Splint. Derselbe soll im oberen Teil der Mutter angebracht werden, um den tragbaren Gewindeteil möglichst wenig zu beeinflussen.

Fig. 71.



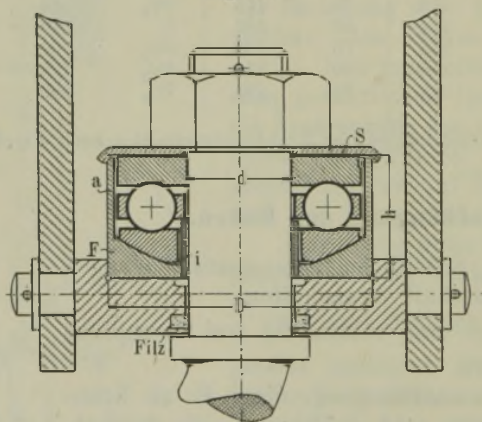
Hakenaufhängung durch Traverse.

Fig. 72.



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

Fig. 73.



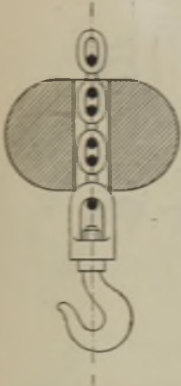
Kugellagerung für Lasthaken der Kugelfabrik
Fischer in Schweinfurt.

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. 74 und 75 versieht.

Hakengeschirre mit abgedertem Belastungsgewicht nach Fig. 76 kommen nur für Ketten in Betracht, die aber bei elektrischem und Dampfbetrieb nur noch ausnahmsweise verwendet werden.

Fig. 74.



Belastungsgewicht.

Fig. 75.

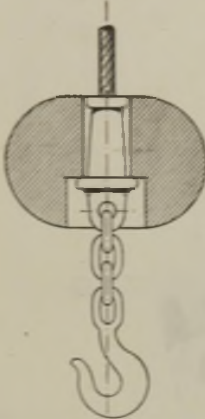
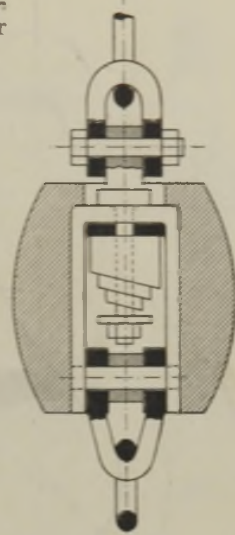


Fig. 76.



1 m Kette

Hakengeschirre mit abgedertem Belastungsgewicht.

5. Skizzen von Haken und Kranflaschen.

Fig. 77.

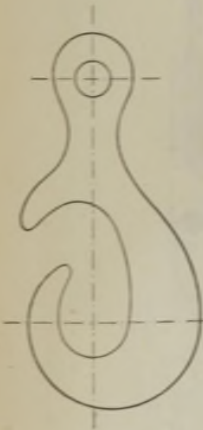
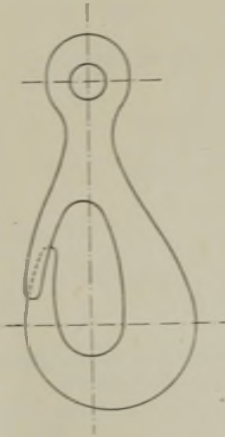
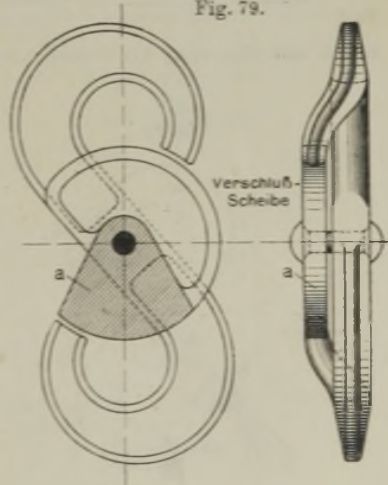


Fig. 78.



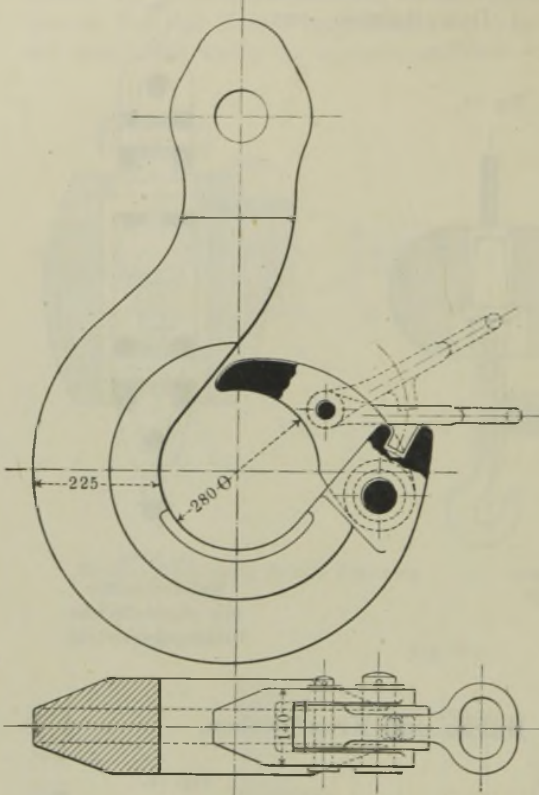
Sicherheitshaken.

Fig. 79.



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

Fig. 80.



Haken mit Sicherung für Gießereikrane.

Fig. 81.

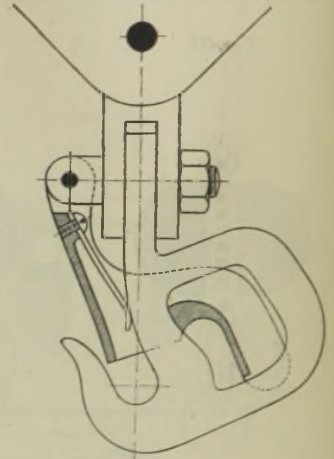
Brown'scher Sicherheitshaken
mit doppeltem Zapfengelenk,
Handgriff und Schutzhülse, aus
gegossener Aluminiumbronze.

Fig. 83.

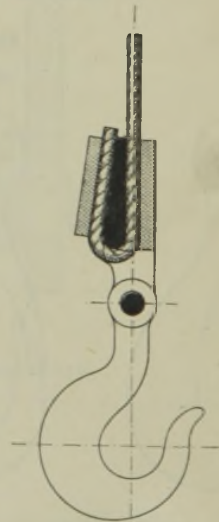
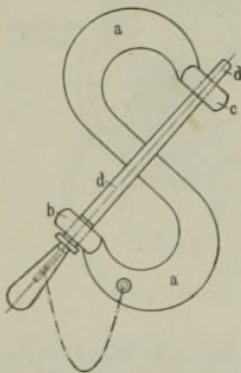
Hakenaufhängung an Drahtseil
von Gauhe, Gockel & Co.

Fig. 82.



Haken mit Stiftsicherung.

Fig. 84.

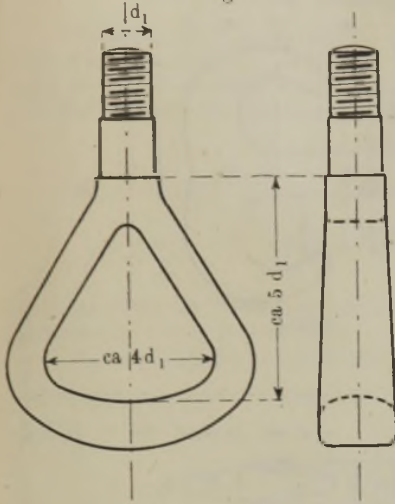
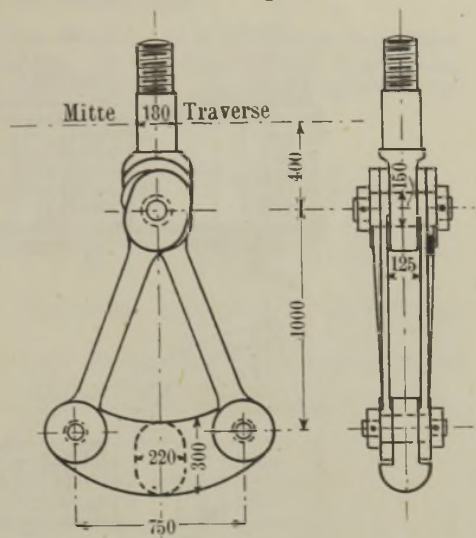


Fig. 85.



Lastbügel als Ersatz der Haken bei schweren Lasten.

Fig. 84 für Lasten unter 25 t;

Fig. 85 für Lasten über 25 t
(Maße für 100 t);

Lastbrücke nach $\frac{Ql}{8} = Wk_b$;

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

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

Stückliste zu Fig. 86 bis 90.

Position	Gegenstand	Stück	Material	Bemerkung
A	Normale Seilrolle, 500 mm Durchm.	3	Guß	
B	Blech, 10 mm stark	2	Schmiedeeisen	
C	Lasche, 25 mm stark	2	"	
D	Haken, einfach oder doppelt . . .	1	"	ausw. best.
E	Traverse	1	"	
F	Bolzen mit Schmierung	1	"	
G	Mutter	1	"	
H	Achshalter	2	"	
I	Kopfschrauben $1\frac{1}{2}$ "	4	"	
K	Mutterschrauben $\frac{3}{4}$ "	2	"	
L	Gasrohr 1", 225 mm lang	2	"	
M	Stopfen $\frac{5}{8}$ "	2	"	
N	Kugeln $\frac{7}{8}$ "	18	Stahl	

Zusatzstückliste für Ausführung mit Seilschutz.
Position K und L fallen fort.

O	Blech, 5 mm, gebogen	1	Schmiedeeisen
P	L $\frac{40}{6}$ gebogen	2	"
Q	Mutterschrauben $1\frac{1}{2}$ "	14	"

Kranflaschen mit gußeisernem Gehäuse zur Lastübertragung dürfen nicht verwendet werden.

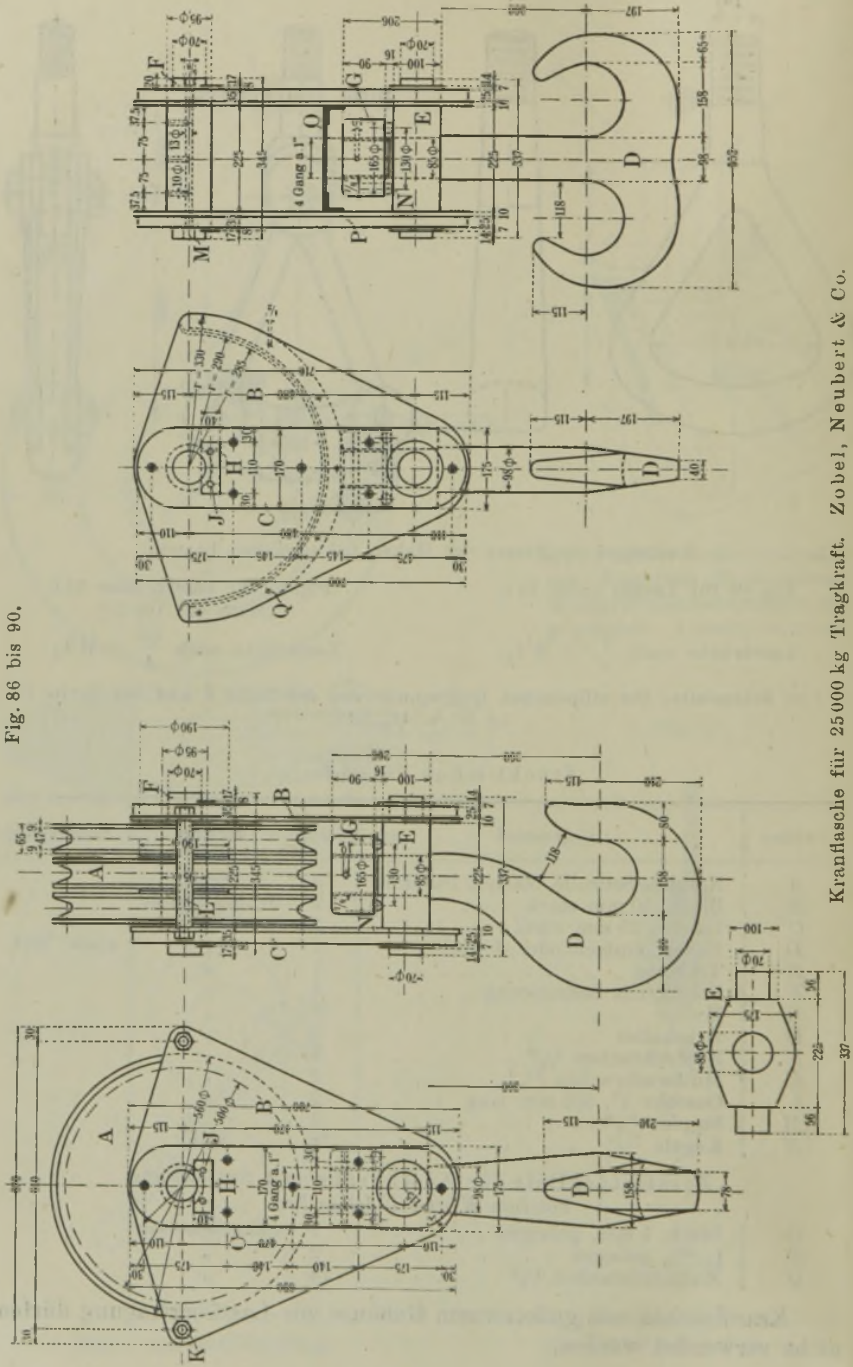


Fig. 86 bis 90.

Kranflasche für 25000 kg Tragkraft. Zobel, Neubert & Co.

6. Festigkeitsrechnungen.

Traverse. Für einen 5000 kg-Haken (Fig. 71 auf S. 42) beträgt der äußere Gewindedurchmesser $d_1 = 1\frac{1}{2}'' = 38,1$ mm, der Schaftdurchmesser $d_2 = 40$ mm und die Traversenbreite b bei 45 mm Bohrung 90 mm. Die Traversenhöhe h berechnet sich aus der Bieungsgleichung

$$M_b = W \cdot k_b.$$

$$M_b = 5000 \left(\frac{17 + 2,5}{4} \right) = 24375 \text{ kgcm}; \quad W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{24375}{600} = 40,6 \text{ cm}^3.$$

$$W = \frac{b h^3}{6} = \frac{(9 - 4,5) \cdot h^3}{6}; \quad h = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W}{b}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 40,6}{9 - 4,5}} = 7,3 \text{ cm},$$

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 $\frac{P \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$; mit $k_b = 600$ kg/qcm ist

$$\frac{2500 \cdot 2,5}{2} = \frac{1}{10} d^3 600; \quad d = 3,8 \text{ cm}.$$

Die spezifische Zapfenpressung kontrolliert man nach der Gleichung $P = k \cdot l \cdot d$,

woraus
$$k = \frac{2500}{2,5 \cdot 3,8} \sim 263 \text{ kg/qcm},$$

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

Die gewölbte Unterlegscheibe hat bei einem äußeren Durchmesser $D = 2 d_1 + 3 \text{ mm} = 2 \cdot 38 + 3 \sim 80$ mm und einer Lochweite $d_1 + 2 \text{ mm} = 40$ mm eine Druckfläche von 33 qcm.

Die spezifische Pressung zwischen Unterlegscheibe und Traverse wird daher

$$k = \frac{Q}{f} = \frac{5000}{38} = 132 \text{ kg/qcm}.$$

Schekel. Der in Fig. 70 (S. 41) abgebildete Schekel ist für 3000 kg zu berechnen.

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

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

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

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

worin für ellipsenförmigen Querschnitt $W = \frac{1}{10} b h^3$.

Mit $k_b = 600$ kg/qcm und $l = 10,3$ cm ist

$$\frac{3000 \cdot 10,3}{8} = \frac{1}{10} \cdot 1,8 \cdot h^3 \cdot 600, \quad \text{und hieraus } h \sim 6 \text{ cm}.$$

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

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

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 $k = 200$. Wählen wir Stahlkugeln von 25 mm Durchmesser, so wird

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

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

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

Berechnung einer Kranflasche für 20 000 kg Tragkraft.

(Fig. 91 bis 94.)

Berechnung des Doppelhakens. Nach der Tabelle 19 auf S. 36 erhalten wir einen äußeren Gewindedurchmesser $d_1 = 3'' = 76,2 \text{ mm}$ bei 66,9 mm Kerndurchmesser. Den Schaftdurchmesser in der Traverse erhöhen wir auf $d_2 = 80 \text{ mm}$, und den vierkantig gestalteten Schaft unterhalb der Traverse auf $d_3 = 85 \text{ mm}$.

Für die auf eine Hakenhälfte entfallenden 10000 kg wählen wir eine Einhängekette von 40 mm Eisenstärke. Dann wird der Maulradius $a = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ mm}$.

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

Höhe des Trapezquerschnittes $h = 130 \text{ mm}$,
Trapezseite $b_2 = 80 \text{ mm}$, $b_1 = 35 \text{ „}$

Fig. 91.

Fig. 92.

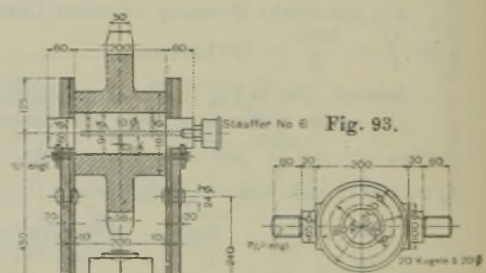
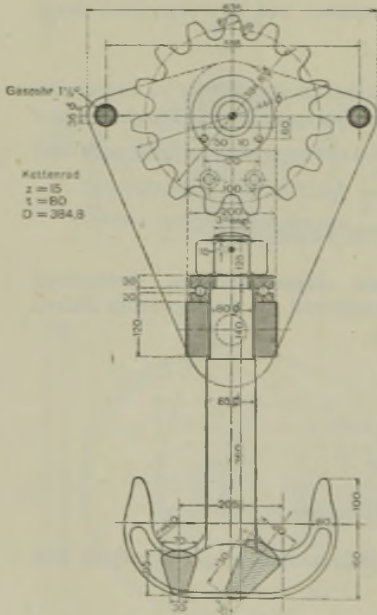
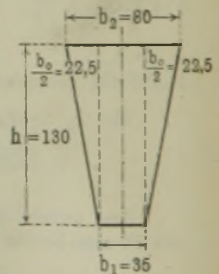


Fig. 93.

Fig. 94.



Kranflasche für 20 000 kg Tragkraft.

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

Das Widerstandsmoment des Trapezes ist dann mit Bezug auf Fig. 94 unter Vernachlässigung der Abrundungen

$$W = \frac{6b_1^2 + 6b_1 \cdot b_2 + b_2^2}{12(3b_1 + 2b_2)} \cdot h^2 = \frac{6 \cdot 3,5^2 + 6 \cdot 3,5 \cdot 4,5 + 4,5^2}{12(3 \cdot 3,5 + 2 \cdot 4,5)} \cdot 13^2 = 136 \text{ cm}^3$$

und der Trapezquerschnitt $F = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h = \frac{3,5 + 4,5}{2} \cdot 13 \sim 74$ qcm.

Graphisch erhält man $Z = 5200$ kg und mit obigen Werten

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

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

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

Zulässig ist nach S. 39 für gewöhnliches Schweißblech $k_s = 900$ 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 Laufrisdurchmesser von 130 mm verwendet. Der Belastungskoeffizient ergibt sich damit zu

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

also höher als der im Beispiel S. 48 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. Der Tabelle 9 (S. 16) 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. (1)

Im Zapfen ist dann bei hängender Kette und einem größten Biegemoment von $M_b = 2250$ kgcm (siehe Fig. 95) die Biegeangstrengung im gefährlichen Zapfenquerschnitt

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

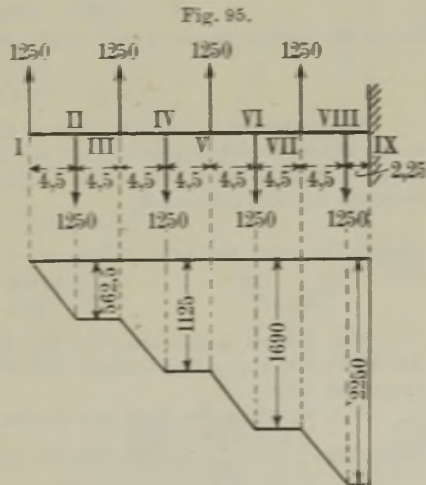
Spezifische Zapfenpressung bei $\frac{10000}{8} = 1250$ kg Laschenzug

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

also außerordentlich hoch, demnach Biegemomente für den Kettenzapfen. 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,

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



Zuganstrengung der Lasche im Lochquerschnitt

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

Nehmen wir für die lose Rolle als Leitrolle 15 Zähne an, so ist nach Tabelle 16 (S. 26) der Teilkreisdurchmesser des Rades 384,8 mm. Die Zahnbreite wird 2 mm kleiner als die lichte Kettenweite, also 58 mm, und der äußere Raddurchmesser 384,8 + 60 ~ 445 mm.

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

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

oder bei roher Rechnung $\frac{20000 \cdot 20}{8} = 50000 \text{ kgcm.}$

Aus der Biegungsgleichung $M_b = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b$

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

Die spezifische Pressung in der Nabe wird dann $k = \frac{20000}{20 \cdot 9} = 111 \text{ kg/qcm.}$ Dieser Wert ist noch zulässig¹⁾, 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

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

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

ferner die Flächenpressung der festgelagerten Bolzenzapfen

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

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

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

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 $\frac{Ql}{8} = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b$ und erhalten mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ die erforderliche Höhe

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot Q \cdot l}{8 \cdot b \cdot k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 10000 \cdot 13,25}{8 \cdot 2 \cdot 600}} \sim 9 \text{ cm.}$$

¹⁾ Bei den Stahlzapfen der Gallschen Ketten beträgt die spezifische Pressung bis 1100 kg/qcm, bei den Spurzapfen der Eisenbahndrehscheiben nach Fränkel 1200 kg/qcm für Tiegelstahl und 700 kg/qcm bei Fluß- oder Gußeisen. Vgl. Hütte, Bd. III, unter Eisenbahnwesen.

Traverse. Dieselbe bildet einen in der Mitte mit 20 000 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 $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ $\frac{20\,000 \cdot 23}{4} = \frac{(20-8) \cdot h^2}{6} \cdot 600$, woraus $h \sim 9,0 \text{ cm}$.

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

Die Traversenzapfen sind auf Biegung zu berechnen, wobei zu berücksichtigen ist, daß dieselben geschwungen, also nicht völlig gleiche Verhältnisse vorhanden sind, wie bei den festgelagerten Zapfen des Kettenrollenbolzens.

7. Last-Binde- oder Schlingketten.

Die Fig. 96 bis 103 zeigen einige der gebräuchlichsten Last-Bindeketten, die zum Heben von Kisten, Ballen oder Fässern benutzt werden.

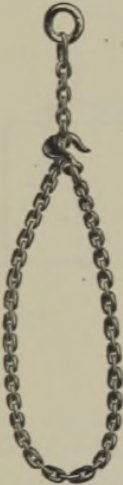
Fig. 104 bis 106 zeigen die Kräfteverteilung in einem Schlingseil bei verschiedener Aufhängung. Kleine Winkel wie in Fig. 106 sind zu vermeiden, weil Schlingseil und auch der Haken sehr ungünstig beansprucht werden.

Fig. 96.



Kettenklaue.

Fig. 97.



Schlingkette mit Haken und Ring.

Fig. 98.



Schlingkette mit Ring und Kettenklaue.

Fig. 99.



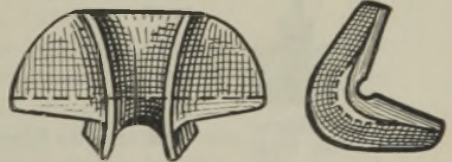
Doppelte Schlingkette mit Ringen.

Fig. 100.



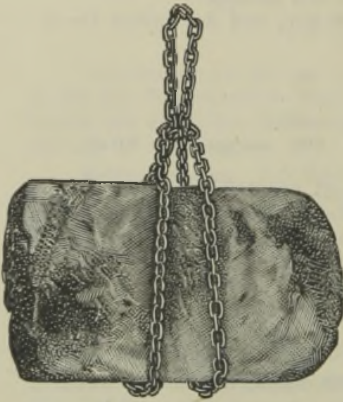
Verstellbare Faßkettenklaue.

Fig. 101.



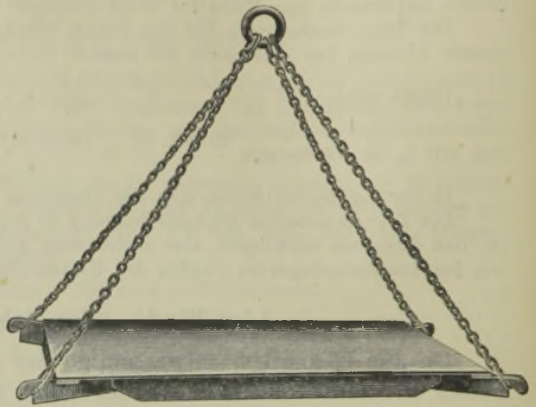
Seil- und Kantenschützer zum Anheben scharfkantiger Maschinenteile von E. Sonnenthal jun., Berlin.

Fig. 102.



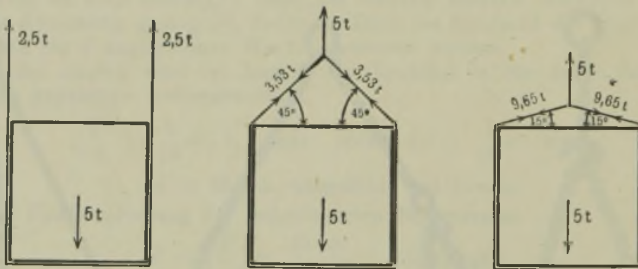
Bindekette, bestehend aus einer endlosen Krankette.

Fig. 103.



Ladepritsche.

Fig. 104 bis 106.



Kräfteverteilung in einem Schlingseil.

8. Greifzeuge.

Die in den Fig. 107 bis 117 dargestellten Greifzeuge oder Hebeschirre bezwecken ein Erfassen von größeren Quadersteinen, Kisten oder dergleichen, die durch Winden oder Krane gehoben und versetzt werden sollen.

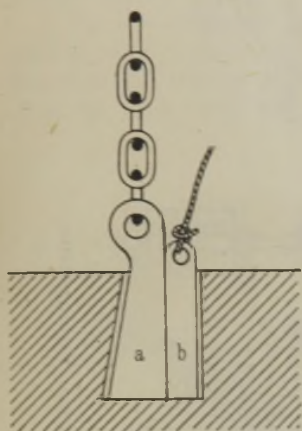
Fig. 107.

Keilklaue
oder Wolf.

Fig. 107 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 und Lahn für 2500 und 5000 kg Tragkraft hergestellt. Ähnlich wirkt Fig. 108.

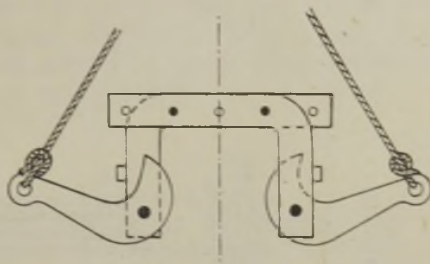
Bei harten Steinen, bei denen das Einmeißeln von Wolfslöchern sehr zeitraubend ist, bedient man sich zweckmäßig nachstehender Greifzeuge.

Fig. 108.



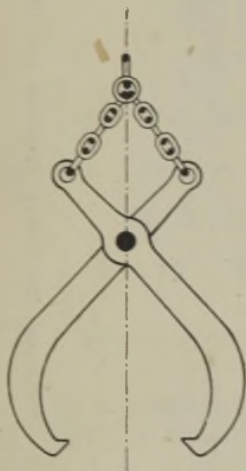
Daumenzange.

Fig. 109.



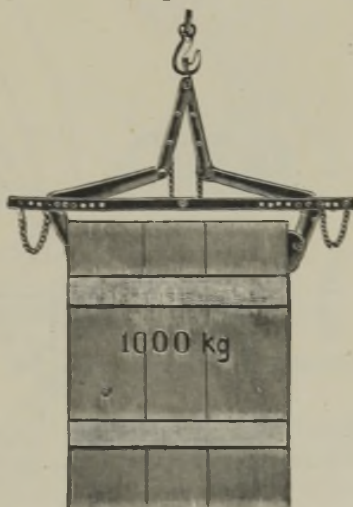
Daumenzange.

Fig. 110.



Greifschere.

Fig. 111.



Kistenzange.

Die Wirkungsweise der Daumenzange (Fig. 109), der Greifschere (Fig. 110) und der Kistenzange (Fig. 111) geht aus den Abbildungen hervor.

Fig. 112 bis 114 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. 114.

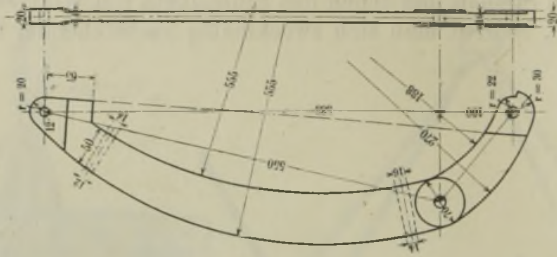


Fig. 113.

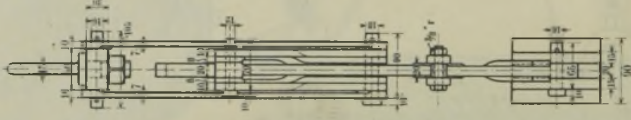
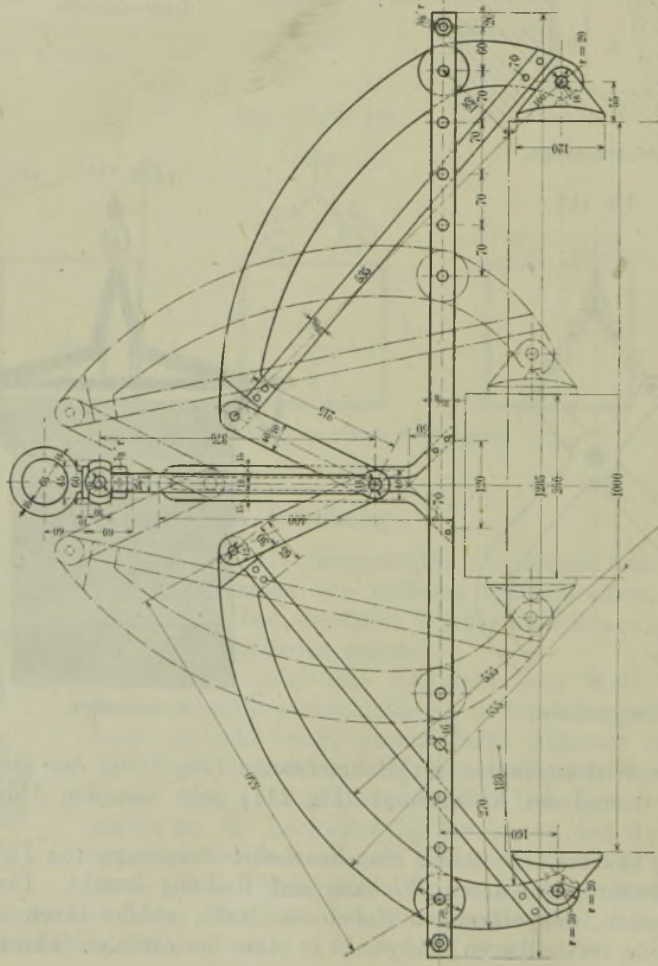


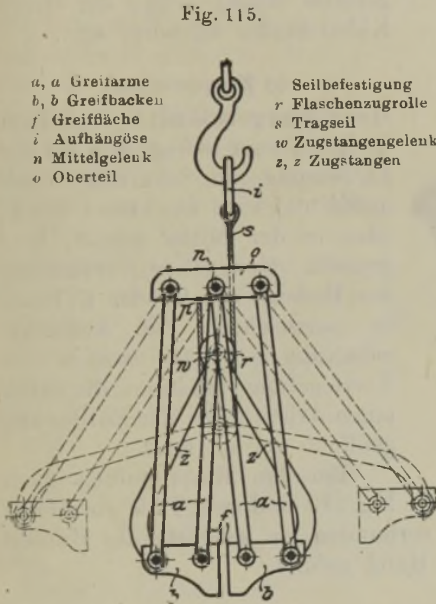
Fig. 112.



Steinzange für 1500 kg Tragkraft und 1000 bis 250 mm Fassungswerte.

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. 115 stellt ein Krangehänge¹⁾ 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.



- a, a Greifarme
- b, b Greifbacken
- f Greiffläche
- i Aufhängöse
- n Mittelgelenk
- o Oberteil

- Seilbefestigung
- r Flaschenzugrolle
- s Tragsseil
- w Zugstangengelenk
- z, z Zugstangen

Fig. 115.

Krangehänge für Kisten.

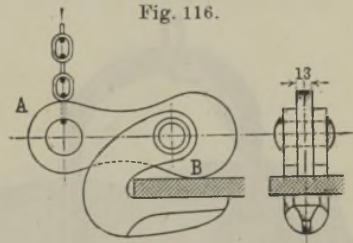


Fig. 116.

Vorrichtung zum Passen von Blechplatten.

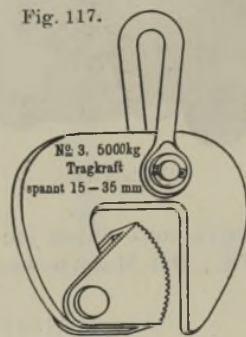


Fig. 117.

Selbstspannende Klemmenzwinde.

Die selbstspannende Klemmenzwinde der Firma H. Sartorius Nachf. in Düsseldorf (Fig. 117) dient zum Hochheben und Fortbewegen schwerer Bleche in vertikaler Stellung. Die Greifbacke spannt hierbei selbsttätig. Material: Schmiedeeisen.

9. Fördergefäße.

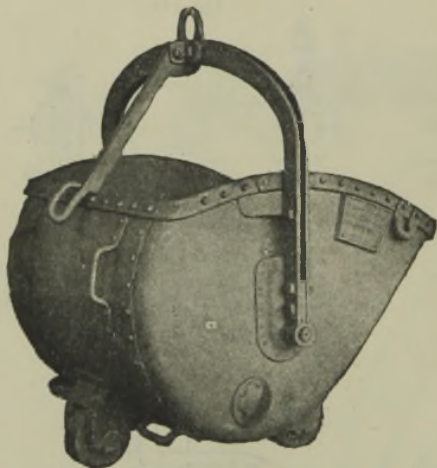
Anwendung zur Förderung von Massen- und Stückgütern, wie Schotter, Kies, Erde, Kohle, Erz und Getreide. Ausbildung so, daß ihre Entleerung möglichst ohne besonderen Arbeiter erfolgen kann.

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

a) Kippkübel.

Seitenwände und Boden sind fest und aus 4 bis 6 mm Blech mittels Winkeleisen zusammengenietet. Sie werden durch Auslösen einer Klinke, welche hinten (Fig. 118) oder seitlich am Bügel angebracht sein kann, aus ihrer aufrechten Lage gebracht und entleeren dabei den mit Hand eingeschaufelten Inhalt. Nach der Entleerung kehren sie selbsttätig in ihre aufrechte Lage zurück. Sie müssen daher so ausgebildet werden, daß ihr Schwerpunkt bei gefülltem Gefäß über dem Aufhängepunkt, bei leerem Gefäß dagegen unter diesem liegt, bzw. muß der gefüllte Kübel vorn, der leere Kübel hinten schwerer sein.

Fig. 118.



Förderkübel.

b) Klappmulden

sind Fördergefäße mit beweglichem Boden. Dieser bewegt sich bei der Entleerung um Scharniere nach unten und wird aus einem Stück, oder in der Mitte geteilt, hergestellt. Genügende Versteifung des Bodens mit L oder C Eisen ist vorzusehen. Zur Aufrechterhaltung des Verschlusses ist eine Verriegelung vorhanden, die durch einen Arbeiter bei der Entleerung geöffnet werden muß.

Bei den Klappmulden nach Fig. 119 sind zwei Teile von Halbkreisquerschnitt durch ein Gelenk verbunden, an welchem das Hubseil angreift. Die Mulden werden von Hand gefüllt.

Entleerung mittels Fanggabel.

Die Mulde ist mit zwei Ketten *bb* an der mit Rand versehenen Hülse *c* — welche das Hubseil *a* frei durchlaufen läßt — aufgehängt. Dieses Gehänge, dessen Ketten *b* nebst Lasthaken bei jedesmaligem Aufnehmen einer Mulde eingehängt werden müssen, wird nebst Mulde beim Aufwickeln des Hubseiles durch Anliegen der Seilöse *d* an dem unteren Hülsenrand gehoben.

Die Fanggabel *e* hängt verstellbar an zwei Ketten *ff* und wird behufs Öffnens der Mulde vom Führerstand aus durch das Seil *g* um die Hülse *c* gelegt. Die Fanggabel hält also in einer bestimmten Höhenlage die Hülse *c* und damit die äußeren Punkte der Mulde fest, so daß beim Nachlassen des Hubseiles ein Öffnen der Mulde erfolgen muß.

Die Senkbewegung wird zunächst durch geringes Aufwickeln des Hubseiles eingeleitet, wodurch sich die Mulde schließt und die Gabel von der Hülse vom Führerstand aus abgezogen werden kann. Hierauf

kann das Senken und Absetzen des Gefäßes frei erfolgen. Die drei Ketten werden ausgehakt und ein neuer Kübel aufgenommen, sofern zweckmäßig mit zwei oder drei Mulden gearbeitet wird.

Vorteil: Keine wesentliche Änderung am Kran.

Nachteile: Entleerung nur in einer bestimmten Höhenlage, bzw. Einstellung der Fanggabel erforderlich.

Entleerung mittels Öffnungsseiles.

Außer dem Hubseil ist noch ein zweites Seil vorhanden, welches an den Außenkanten der Mulde angreift. Wird dieses Seil festgehalten und das Hubseil nachgelassen, so öffnet sich die Mulde. Zu diesem Zwecke müssen an der Winde zwei Trommeln vorhanden sein. Die Trommel des Entleerungsseiles wird meist lose drehbar auf die Welle der Schließtrommel gesetzt und durch einen Anschlag so mit der Welle verbunden, daß das Gefäß geschlossen bleibt, wenn die Entleerungstrommel sich selbst überlassen ist. Hält man hingegen die Entleerungstrommel durch eine Bremse zurück, so öffnet sich die Mulde durch ihr Eigengewicht und sinkt.

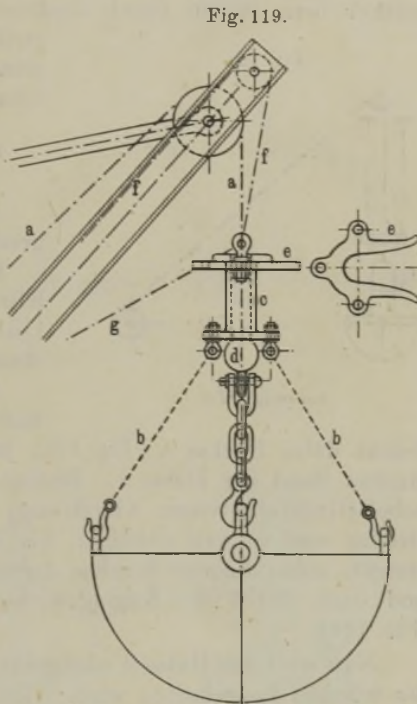
Vorteil der Zweiseileinrichtung: Die Kübel können in jeder beliebigen Höhenlage entleert werden.

Nachteil: Besondere Windenkonstruktion erforderlich.

c) Selbstgreifer.

Während die oben beschriebenen Klappmulden von Hand gefüllt werden, erfolgt die Füllung bei den Greifern selbsttätig, d. h. maschinell. Dadurch werden die hohen Arbeitslöhne, die das Einschaufeln bedingt, vermieden und ein schnelleres Beladen erzielt, so daß damit auch eine Ersparnis an Standgeldern für Eisenbahnwagen und an Liegegeldern für Schiffe verbunden ist. Außerdem ist die Schonung des Materials größer als bei Handbeladung.

Die Selbstgreifer bestehen aus zwei um Achsen drehbaren Viertelkreiszyklindern, 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 Ent-



Klappmulde mit Fanggabel-Entleerung.

Brillmann

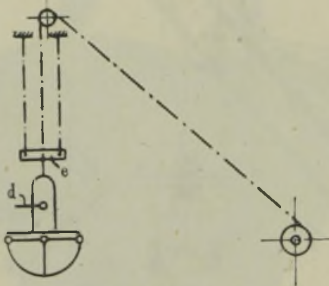
leerung erfolgt durch das Zurückdrehen der Schaufeln. Ein guter Selbstgreifer muß sich infolge seines Gewichtes und seiner Schaufelkonstruktion selbst in das Material eingraben, ohne daß es nötig ist, denselben aus großer Höhe herabfallen zu lassen.

Man unterscheidet Einseil- und Zweiseilgreifer, je nachdem nur ein oder zwei Seile zum Heben und Senken, sowie zum Öffnen und Schließen des Greifers dienen.

Einseilgreifer.

Die Entleerungsvorrichtung besteht in einem Steuerhebel *d* (Fig. 120), welcher beim Heben durch Anstoßen an einen in der Höhenlage verstellbaren Ring *e* gedreht und dadurch seine Verbindung mit den beiden Drehschaufeln löst.

Fig. 120.



Einseilgreifer.

Einseilgreifer, D. R.-P. Nr. 257 776.

Fig. 121 u. 122¹⁾.

Anwendung seltener als Zweiseilgreifer und nur bis 5 t Füllgewicht.

Hauptteile: Fangglocke *a* mit vier Klinken, Greiferkopf *b* (Schließen und Lösen) und Greiferschalen *c*, durch Zugstangen mit dem Greiferkopf verbunden.

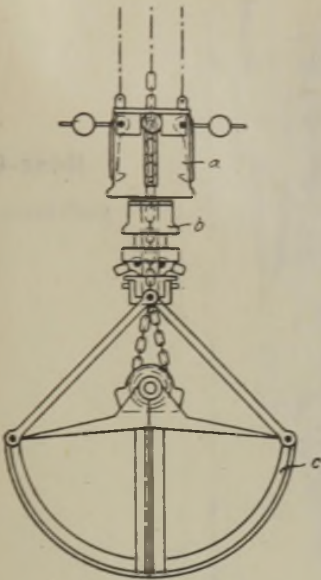
Arbeitsvorgang: Der Greifer wird mittels des Hubseiles angehoben und drückt dabei Büchse *h* (Fig. 123) mit ihrem oberen Rand gegen den inneren Rand der Hülse *k*. Büchse *h* bringt dann die beiden Winkelhebel (Gußstahl wegen Abnutzung) der Hülse *i* aus der Kette. Der Greifer wird so weit gehoben, bis der Greiferkopf in die Fangglocke eintritt, wobei die vier Klinken derselben zunächst auseinandergespreizt und dann durch die Kugelgewichte unter Hülse *k* gedrückt werden (Fig. 124).

Nun wird das Hubseil nachgelassen, während der Greiferkopf durch die Klinken festgehalten wird. Hierbei legt sich Büchse *h* mit ihrem äußeren Rand auf Hülse *i*, wobei die Kniehebel freigegeben und durch ihre Gegengewichte in die Kette gedrückt werden. Bei weiterem Nachlassen des Hubseiles wird der Greifer geöffnet und entleert.

Durch kurzes Anheben setzen sich die Winkelhebel auf ein Kettenglied auf und verdrängen die Festhalteklinken (Fig. 125). Der Greifer wird nun aus der Fangglocke herausgesenkt und geöffnet auf das Fördergut gesetzt. Dabei wird die Kette schlaff, Hülse *i* senkt sich, die Winkelhebel werden durch Büchse *h* wieder aus der Kette gezogen, so daß frei angehoben und der Greifer geschlossen werden kann.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1917, S. 505. Einketten- und Einseilgreifer von A. Boje, Stettin.

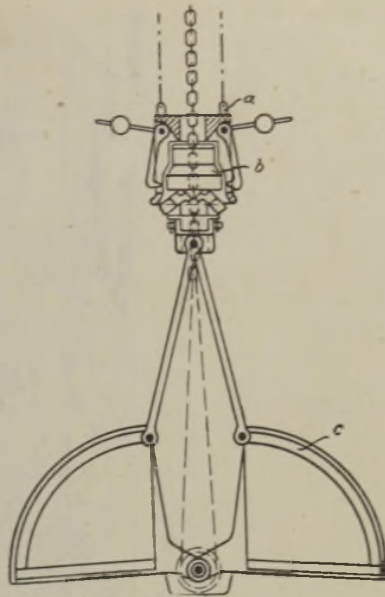
Fig. 121.



kurz vor dem Öffnen

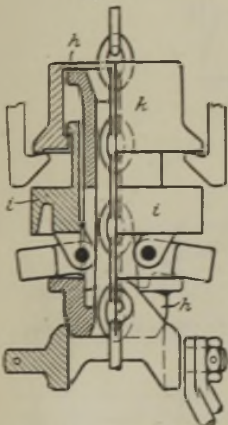
Einkettengreifer mit Fangglocke (Kopf *b* in Fangglocke *a* gehalten).

Fig. 122.



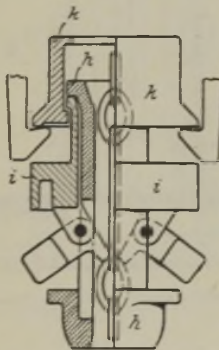
kurz vor dem Senken

Fig. 123.



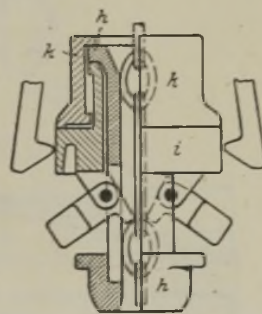
Greifer geschlossen.

Fig. 124.



Greifer geöffnet.

Fig. 125.



Greifer geöffnet,
kurz vor dem Senken.

Hone-Selbstgreifer. Fig. 126 u. 127 auf S. 60 u. 61.

Die Drehpunkte der Schaufeln sind 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

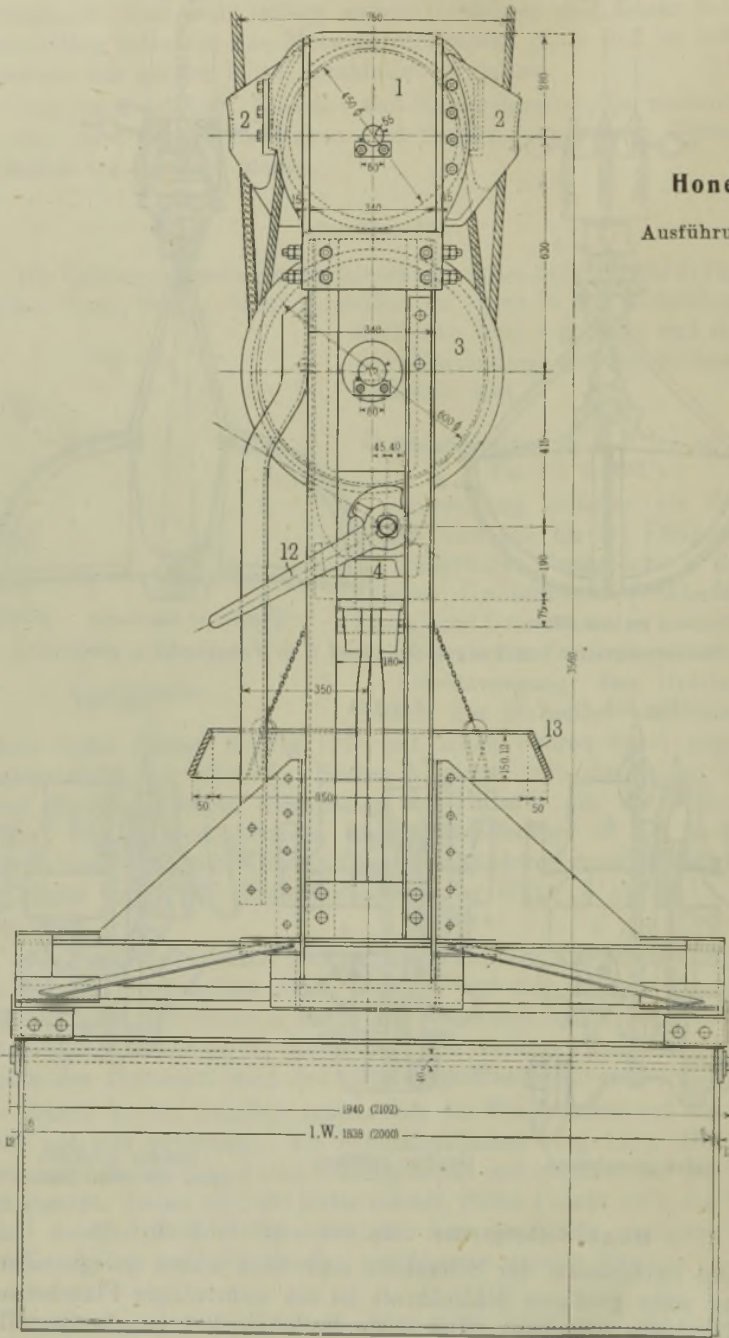
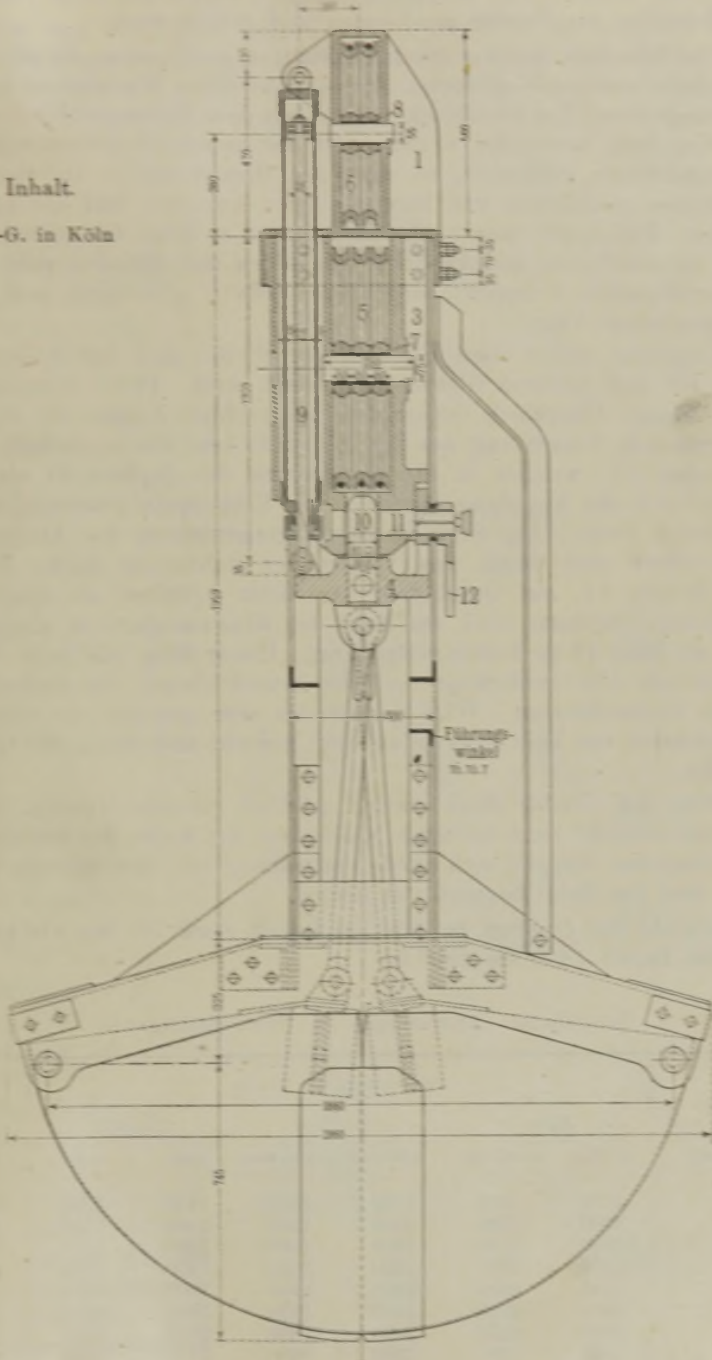


Fig. 126 u
Hone-Greifer für
Ausführung der Firma

Fig. 127.

$\frac{1}{2} \div 2\frac{1}{4}$ cbm Inhalt.

L. Pohlig A.-G. in Köln



bildet den unteren Teil des Flaschenzuges, durch den beim Anziehen des Hubseiles der Greifer geschlossen und gefüllt wird.

Die Schaufeln werden durch Zugstangen geschlossen, die an einem besonderen unteren Gleitblock 4, der in senkrechten Winkeleisen geführt wird, angreifen. Der Gleitblock 4 kann mit dem Rollengleitblock durch eine Kupplung verbunden 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.

Kupplung beider Gleitblöcke 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 Zapfens 10 eingreift und dadurch die Kupplung bewirkt. Das Einkuppeln geschieht selbsttätig durch Vermittlung eines kleinen Gegengewichtes, das Auskuppeln des Greifers und damit das Öffnen der Schaufeln durch Drehen eines Hebels 12, auf Querbolzen 11. 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.

Gewicht des Greifers bei 0,6 cbm Inhalt etwa 780 bis 970 kg, bei 2,25 cbm Inhalt 1850 bis 2550 kg.

Tabelle 22. Abmessungen der Hone-Selbstgreifer.

Größe	Dimensionen der Greifer						Inhalt cbm
	Höhe		Breite		Länge		
	geöffnet	geschlossen	geöffnet	geschlossen	innen	außen	
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

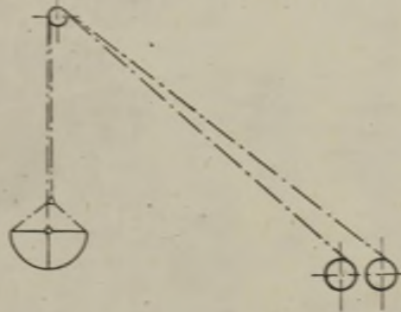
Zweiseilgreifer.

Das eine Seil (Hub- oder Entleerungsseil) ist an dem die beiden Schaufeln tragenden Rahmen des Greifers befestigt und führt zu der einen Trommel. Das andere Seil (Schließseil) greift mittels eines Rollenzuges, dessen feste Rollen im Rahmen sitzen, an den Schaufeln an und ist zu der anderen Trommel geführt. Je nachdem die beiden Seile mit gleicher oder verschiedener Geschwindigkeit bewegt werden, wird der Greifer gehoben, gesenkt, geöffnet oder geschlossen.

Fig. 129 und 130 zeigen einen Greifer mit äußeren Drehpunkten. Die Schaufeln schwingen um die im festen Greifergestell gelagerten Zapfen *f*. Die Schaufelkanten führen beim Schließen eine Kreisbewegung um *f* aus. Schließung erfolgt durch Flaschenzug *ik*. Feste Rollen *i* sind im Rahmen gelagert, lose Rollen *k* durch Gestänge mit den inneren Schaufelkanten verbunden. (Konstruktion der Duisburger Maschinenfabrik von J. Jaeger.)

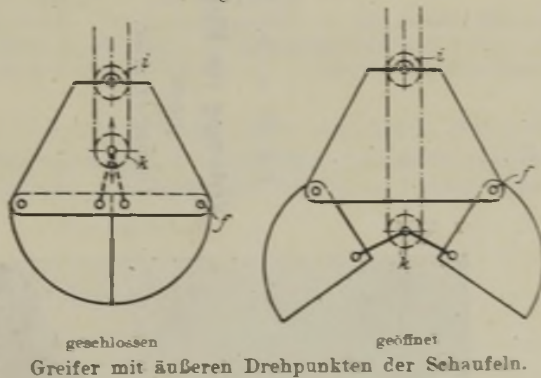
In Fig. 131 u. 132 ist ein Greifer mit inneren Drehpunkten dargestellt. Hier sind die äußeren Schaufelenden mit dem Greiferkopf durch Gestänge *p* verbunden, so daß die äußeren Drehzapfen der Schaufeln noch eine Schwingbewegung ausführen können.

Fig. 128.



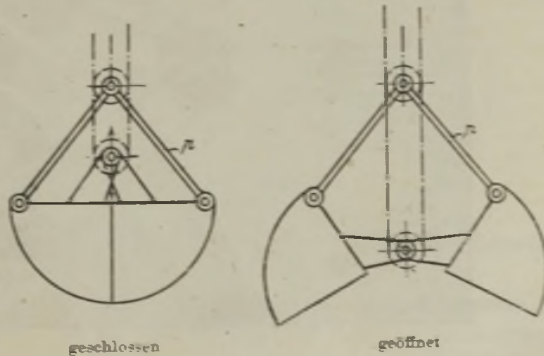
Zweiseilgreifer.

Fig. 129 u. 130.

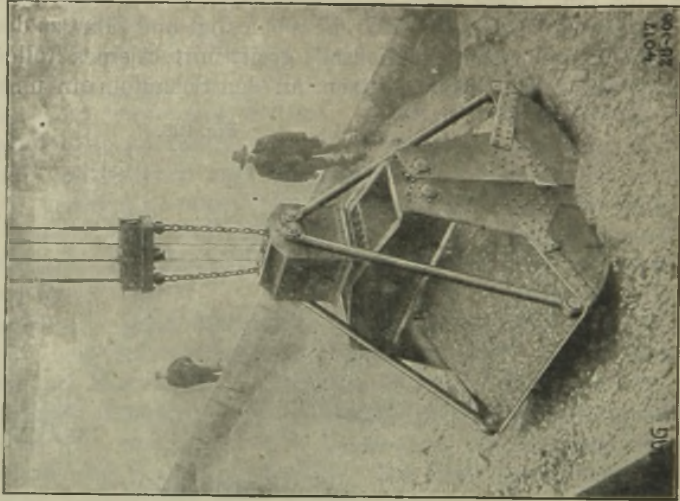


Greifer mit äußeren Drehpunkten der Schaufeln.

Fig. 131 u. 132.

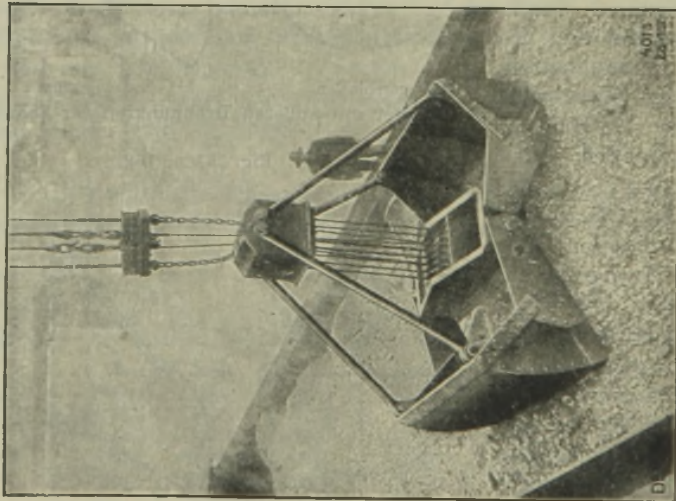


Greifer mit inneren Drehpunkten der Schaufeln.



Greifer geschlossen.

Fig. 133 u. 134.
Verladung von Kies
durch
Demag-Greifer.



Greifer geöffnet.

Schließung erfolgt ebenfalls durch Flaschenzug. (Konstruktion der Deutschen Maschinenfabrik.)

In den Fig. 133 u. 134 ist der Greifer nochmals im arbeitenden Zustand abgebildet. Am Greiferkopf hängt mittels des mehrsträngigen Flaschenzuges die Traverse, und an ihr sind die Seitenbleche der Greiferschalen mit Drehbolzen befestigt. An den vier äußeren Punkten der Schalen greifen Rundisenstangen an, die oben am Greiferkopf gelagert sind.

Durch Anziehen der Hubseile schließt sich der Greifer infolge des Flaschenzuges, während sich die Traverse beim Festhalten des Greiferkopfes durch die Entleerungsseile unter gleichzeitigem Nachlassen der Hubseile senkt und der Greifer sich öffnet und entleert. Die beiden inneren Seile sind die Hubseile, die beiden äußeren Seile die Entleerungsseile. Die normalen Greifer erfordern demnach vier Seilrollen im Auslegerkopf der Drehkrane.

Um den Greifer leicht vom Kran abnehmen und gegen einen Klappkübel oder eine lose Rolle mit Kranhaken vertauschen zu können, ferner um bei Schadhaftwerden des Flaschenzugeisles ein leichtes Auswechseln dieses schneller verschleißenden Stückes zu ermöglichen, werden die Greiferhubseile mit den Hubseilen des Kranes durch besondere Seilschlösser verbunden. Im ersteren Falle werden die beiden Hubseilenden dann durch eine kurze Ausgleichkette miteinander verbunden, in welche die lose Rolle mit Haken eingehängt wird. Die Entleerungsseile an den Enden, die mit Kauschen versehen sind, erhalten je ein kleines Belastungsgewicht und werden bis dicht unter die Auslegerrollen gezogen, so daß sie beim Arbeiten mit dem Haken nicht hinderlich sind.

Um dem Greifer nach Fig. 129 u. 130 eine mehr ausholende, also mehr zusammenscharrende Bewegung behufs besserer Füllung zu geben, werden nach Fig. 135 zwischen Rahmen und Schaufeln Schwingen j angeordnet.

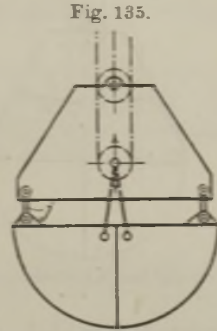
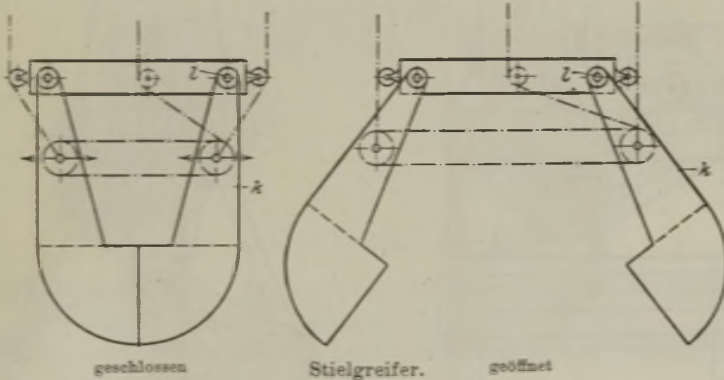


Fig. 135.
Greifer mit an Schwingen aufgehängten Schaufeln.

Fig. 136 u. 137.

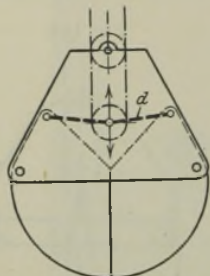


Einen Stielgreifer zeigt Fig. 136 u. 137. Der Schließflaschenzug ist hier horizontal eingebaut.

Zur Erzielung einer großen Schließkraft werden auch Kniehebel d nach Fig. 138 angewendet. Diese Anordnung ist dann zweckmäßig, wenn durch zwischengeklemmte Stücke ein Spalt entstehen würde. Um

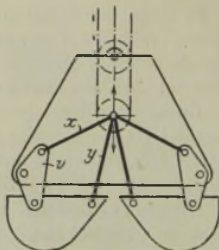
ein Auslaufen zu verhindern, werden die eingeklemmten Stücke (Erz, Koks) durch die große Schließkraft zertrümmert. Nachteil: Bei einseitig eingeklemmten Stücken können Verbiegungen des Rahmens eintreten.

Fig. 138.



Greifer mit Kniehebelschluß.

Fig. 139.



Greifer mit zwei Kübeln.

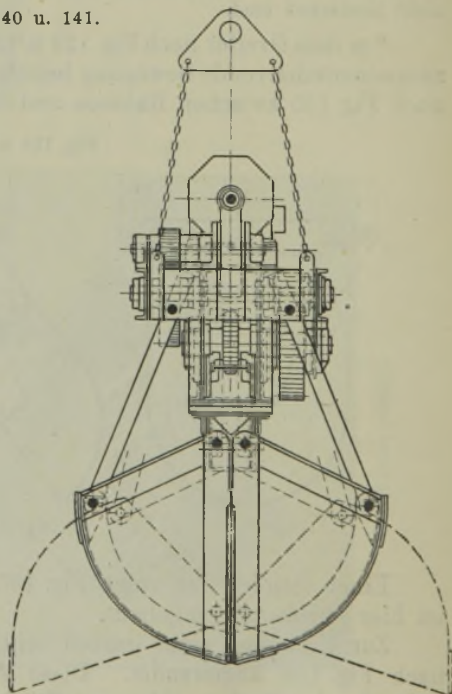
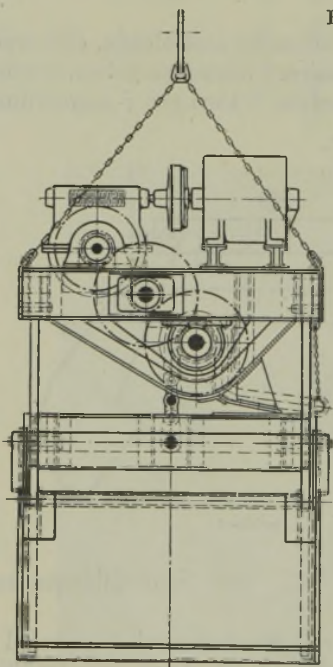
Zwei selbständige Schaufeln sind bei dem Greifer Fig. 139 vorhanden. (Bauart Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp in Hamburg und Pohlig, A.-G. in Köln.) Die Schaufeln sind an Schwinghebeln v aufgehängt, die ebenso wie die inneren Schaufelkanten durch Lenkstangen x mit dem

losen Rollenbock des Flaschenzuges verbunden sind. Vorteil: Keine große Schließkraft wie oben erforderlich, weil Spalt durch eingeklemmte Stücke nicht eintreten kann.

Motorgreifer.

Wenn es sich um schwer greifbares Material, wie z. B. Thomaschlacke in Hüttenwerken, handelt, dann muß auch der Greifer ent-

Fig. 140 u. 141.



Selbstgreifer mit elektrischem Antrieb, 2 cbm Inhalt. Maßstab 1:40.

sprechend schwer ausgeführt werden, weil ein gutes Eindringen in das Fördergut nur durch eine senkrecht wirkende Kraft — also durch das Greifergewicht — erzielt werden kann.

In diesem Falle ist ein in den Greifer eingebauter Elektromotor als Schließmotor von Vorteil, obwohl die Übersetzung vom schnelllaufenden Motor auf die langsam schließenden Schaufeln Schwierigkeiten bietet.

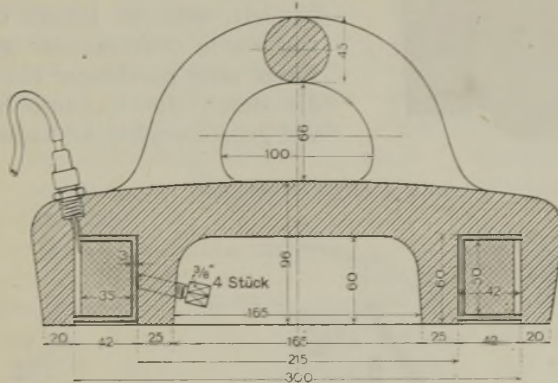
Der in Fig. 140 u. 141 abgebildete Motorgreifer¹⁾ der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg faßt 2 cbm Schlacke = 3150 kg bei 6 t Eigengewicht. Der 15 PS-Motor betätigt mittels Schneckengetriebes, zweier Stirnräderpaare und Gallschen Kettenrades die Schaufeln.

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.

Fig. 142.



Lastmagnet.

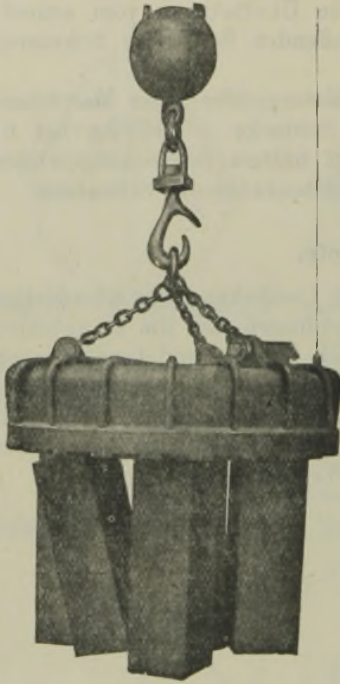
Arbeitsbereich. Die Magnete werden zum Heben von Maschinenteilen, Profileisen, Schienen, Blechen, schweren Geschossen, Blöcken, Masseln, ferner in Hüttenwerken bei Fallwerkkränen zur Zertrümmerung der Schrottstücke vielfach verwendet.

In Hüttenwerken stößt man beim Heben von heißen Blöcken, deren Temperatur 770° überschreitet, auf Schwierigkeiten, weil die ausstrahlende Wärme des Blockes die Magnetwicklung leicht zerstört und den

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1182. Dr.-Ing. Pfahl, Kräfteverteilung und Greifen bei Selbstgreifern.

Magnetismus beeinträchtigt. Erst durch Umhüllung der Wicklung mit feuerfestem Material ist man imstande, glühende Platten, Blöcke und Massen zu heben und zu transportieren.

Fig. 143.



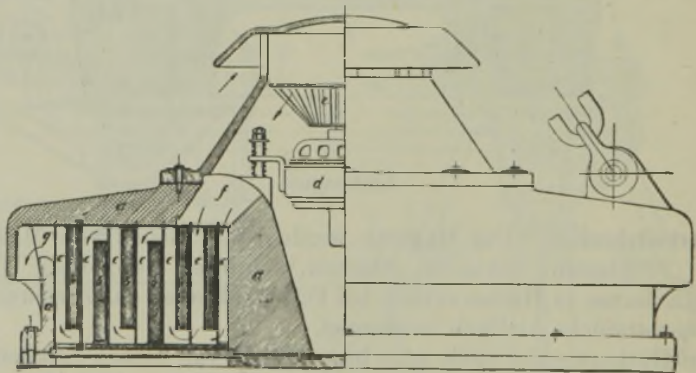
Bedienung der Hebmagnete ist sehr einfach, weil der Kranführer nur einen Stromschalter zu bedienen hat, um den Magnet zu erregen.

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

Die Tragfähigkeit eines Magneten kann 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.

Einige Geschicklichkeit des Arbeiters ist 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

Fig. 144.



Ventilatormagnet des Magnetwerks Eisenach.

werden müssen, daß man den Strom in genau regulierbarer Stärke kurz nacheinander unterbrechen muß.

Als Nachteil wird dem Hebemagnet Betriebsunsicherheit angerechnet. Im allgemeinen ist jedoch die Gefahr des Absturzes von Lasten während der Kranfahrt nicht groß, da sich erfahrungsgemäß Stücke, die der Magnet nicht halten kann, schon bei Hubbeginn lösen.

Gegen Unfälle bei Stromversagung, Kurzschluß oder Leitungsdrahtbeschädigung sind strenge Verbote, das Bestreichungsfeld des Kranes während des Betriebes zu betreten, das sicherste Mittel.

Die Sicherheit kann auch durch Anwendung eines Reservedrahtes erhöht werden, der zum Ausschalter führt und bei Beschädigung der gewöhnlichen Stromzuführung einen Ersatzstrom durch die Wicklungen leitet.

Unter die Last greifende **Sicherheitsbügel** kommen nur noch in ganz seltenen Fällen zur Ausführung, weil derartige Schutzvorrichtungen die Leistungsfähigkeit beeinträchtigen und weil die Gefahr für die Bedienungsmannschaft nicht größer ist, wie bei den sonst üblichen Befestigungsarten. Sie entstanden zu einer Zeit, als der Lastmagnet eingeführt wurde und als die Gewerbeinspektion der Verwendung noch vielfach Schwierigkeiten bereitete.

Konstruktion¹⁾. Während früher die Magnetspulen ausschließlich mit Kupfer oder Aluminium gewickelt wurden, mußte man in letzter Zeit auch Zink verwenden. Aluminium hat den Vorteil großer Gewichtsersparnis.

Zur Abführung der durch den Strom erzeugten Wärme begnügte man sich anfänglich mit Kühlrippen, die an das Magnetgehäuse angegossen wurden. Auch Ölumlaufl kommt zur Kühlung in Anwendung.

Die durch das Magnetwerk Eisenach eingeführte Kühlung mittels eines durch einen Ventilator erzeugten Luftstromes hat sich sehr bewährt. Die Magnetwicklung ist hierbei durch Luftschlitze in mehrere Abteilungen unterteilt, so daß der Luftstrom an die Wicklung herantreten kann (Fig. 144).

Die Leitungsdrähte werden so über Rollen geführt, daß sie eine Schlinge bilden, in welcher eine lose Rolle mit Spanngewicht hängt.

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.

Nachteil: Verringerung der Hubhöhe.

11. Kranwagen und Gewichtsanzeiger.

Schwere Maschinenteile wiegt man nur bis zu 100 t auf ortsfesten Wagen, weil der Transport nach diesen Wagen mit Zeitverlusten und Schwierigkeiten verbunden ist. Darüber hinaus bedient man sich der

¹⁾ Vgl. E. Fr. Russ, „Die Lasthebemagnete“. Elektrotechn. Zeitschr. 1917, S. 190 u. f.

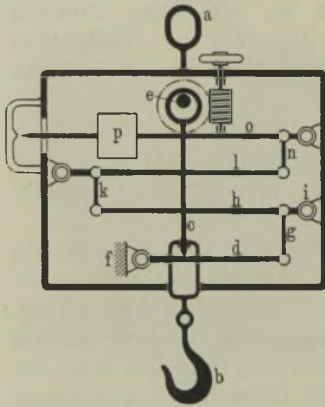
beweglichen Kranwagen. Dies gilt besonders für den neuzeitlichen Schiffbau, der, um die Baufrist der Schiffe abzukürzen, die Antriebsmaschinen, Kessel usw. in der Werkstätte fertig zusammenbaut und als Ganzes in den Schiffsrumpf einsetzt.

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.

Nach Fig. 145 hängt die Wage mit der Öse *a* an dem Kranhaken, die Last an dem Haken *b*, welcher mittels zweier 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). 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.

Fig. 145.



Schema einer Kranwagen.

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. 146 u. 147 zeigen eine Kranwagen für 150 t. Die Last wird zunächst um einige Zentimeter von ihrer Unterlage abgehoben, so daß sie frei schwebt. Sie wirkt nun in der aus Fig. 146 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 Exzentrers *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.

Bei einfacheren, aber ungenaueren Gewichtsanzeigern führt man bei Auslegerkränen 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.

Fig. 146.

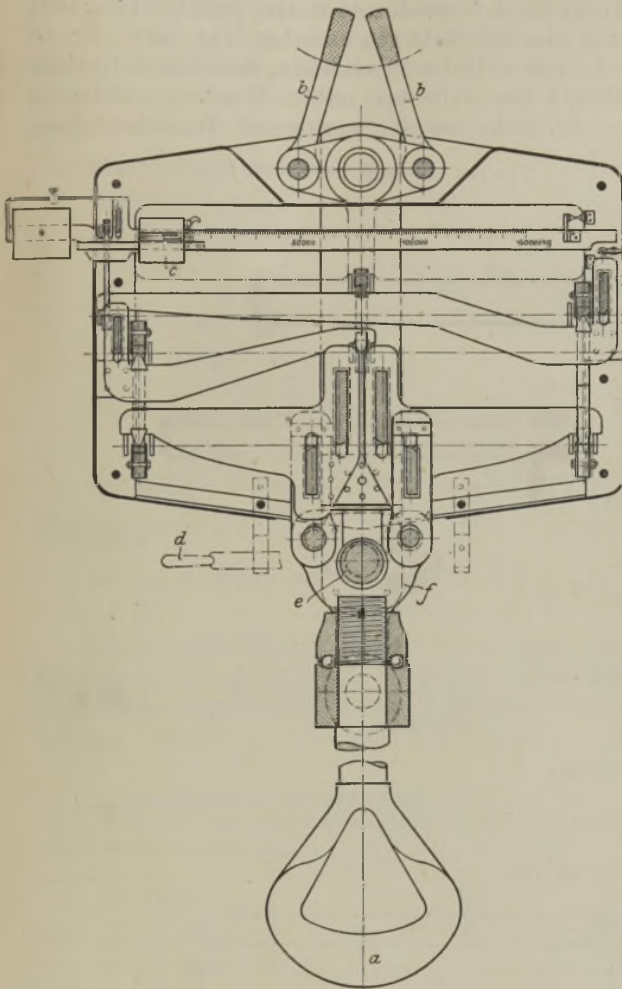
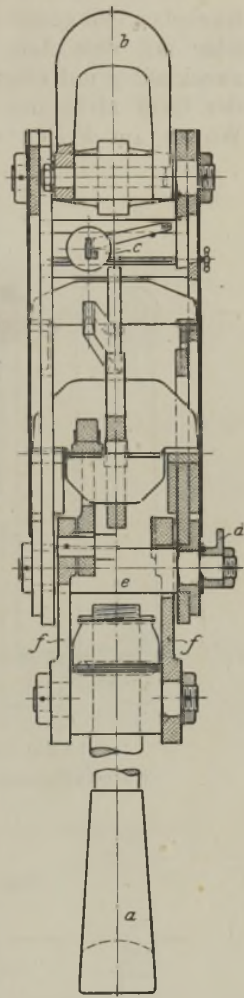


Fig. 147.



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

Kurbeln

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.

Konstruktion. Ausführungsformen: In Fig. 148 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. 152, eine Mutter davor.

Der Griffhorn, aus Flußeisen oder Stahl, wird entweder in den Kurbelarm eingietet oder durch Gewinde und Mutter befestigt (Fig. 150), oder mit dem Arm aus einem Stück geschmiedet (Fig. 152). Er 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

Fig. 148 bis 150.

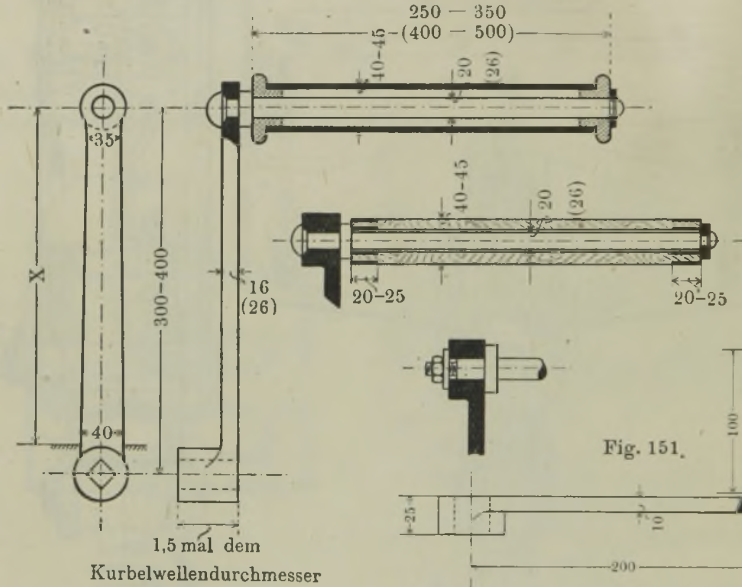
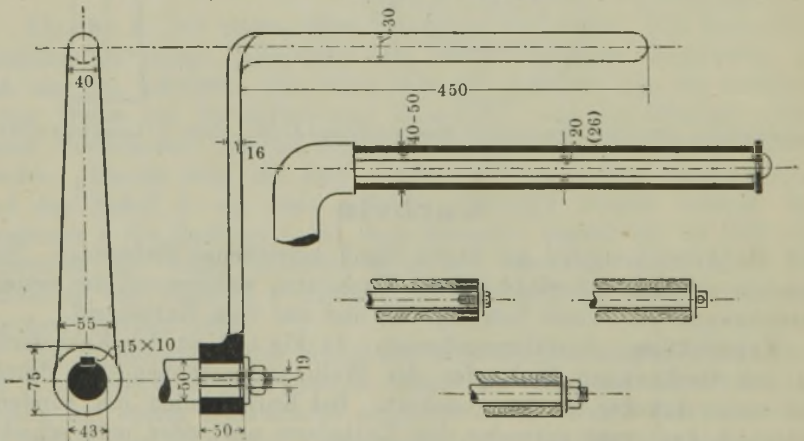


Fig. 151.

Fig. 152 bis 156



Ausführungen von Handkurbeln.

wegen Holzgriffe nach Fig. 149. Diese sind an den Enden innen und außen mit zusammengelöteten Ringen aus Band Eisen zu versehen, um den Griff vor baldigem Ausleiern zu schützen und das Zerspringen des Holzes zu verhüten. Der Griffdorn wird entweder vorn vernietet, verschraubt oder versplintet. Gasrohrhülsen werden lose auf den Dorn gesetzt oder mit besonderen Büchsen versehen.

Abmessungen und Berechnung.

Griffdurchmesser . . . = 30 bis 50 mm,
 Kurbelhalbmesser . . . = 300 „ 400 „
 Grifflänge l = 250 „ 350 „ für einen Arbeiter,
 „ „ „ „ „ = 400 „ 500 „ „ zwei „ „
 Kraft eines Arbeiters . = 10 „ 15 kg, ausnahmsweise 20 kg¹⁾,
 Kurbelgeschwindigkeit. = 0,5 „ 1 m/sk,
 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 Bieungsgleichung $\frac{P \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$ mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ für Flußeisen

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

Wird damit gerechnet, daß die Arbeiter in den Ruhepausen die Kurbeln als Sitzgelegenheit betrachten, dann ist, um Verbiegungen zu vermeiden, der Griff mit 70 kg am halben Griff als Hebelarm zu berechnen. Damit wird $d = 30$ bis 35 mm.

1) Arbeitsleistung des Menschen (Arbeitszeit $t = 8$ Stunden):

Arbeitsweise	P in kg	v in m/sk	$E = \frac{P \cdot v}{\text{in kgm/sk}}$
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

$$P = 7 \text{ bis } 8 \text{ kg} \quad \text{und} \quad v = 0,9 \text{ m/sk}.$$

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 $\frac{1}{21}$ PS anzusetzen.

Die durch Ermüdung bedingten Pausen betragen etwa 35 Proz. der wirklichen Arbeitszeit.

Der Kurbelarm ist durch das Biegemoment $M_b = P \cdot x$ 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

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

für die resultierende Anstrengung die Bedingung erfüllt sein:

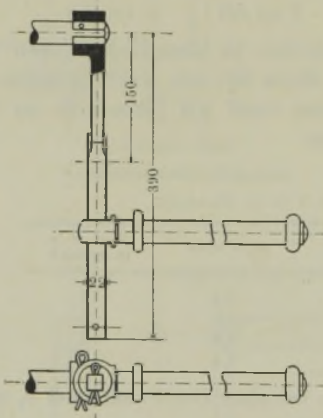
$$k_b \geq 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2}.$$

Hierin ist das Beanspruchungsverhältnis $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$.

Für Schweißeisen wird $\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 240} \sim 2$.

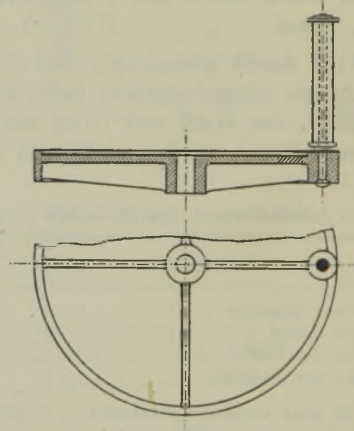
Die für normalen Betrieb in den Figuren angegebenen Dimensionen genügen nicht mehr, wenn durch Nachlässigkeit in der Bedienung der Bremse die Last an der Winde ins Fallen kommt und die Kurbel frei herumschlägt. Es wird dann durch die auftretende Zentrifugalkraft

Fig. 157.



Kurbel mit verschiebbarem Griff.

Fig. 158.



Kurbelscheibe.

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.

Verstellbare Kurbeln. In manchen Fällen ist es erwünscht, den Kurbelradius zu verstellen, z.B. beim Aufwinden des leeren Lasthakens zu verkleinern. In Fig. 157 ist der Griff auf dem Arm verschiebbar. Er bleibt in jeder Lage ohne besondere Feststellung durch die beim Kurbeln auftretende Klemmung stehen.

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 auf der inneren Seite der Kurbelnabe anzubringen, um ein Hängenbleiben der Kleider zu vermeiden.

Kurbelräder oder Kurbelscheiben werden dann an Stelle der Kurbeln verwendet, wenn die Kurbel ausbalanciert und die Verletzungsgefahr vermindert werden soll (Fig. 158).

Haspelräder.

Handkurbeln können nur dann benutzt werden, wenn der Arbeiter direkt neben denselben stehen kann. Müssen aber hoch gelegene Windwerke vom Fußboden aus oder auch gleichzeitig von mehreren Punkten aus bedient werden (Laufkrane, Aufzüge usw.), so verwendet man Haspelräder, um welche ein endloses Seil oder eine Kette als Zugorgan geschlungen wird.

Zweckmäßig sind möglichst große und nicht zu leichte Haspelräder, 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.

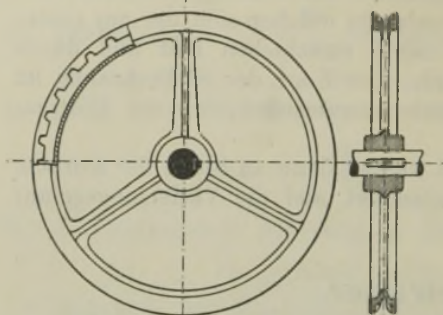
Leistungsfähigkeit eines Arbeiters an der Haspelkette:

- 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 „ | |
| Tiefstes Ende vom Fußboden . . . | 300 „ | 400 „ |

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.

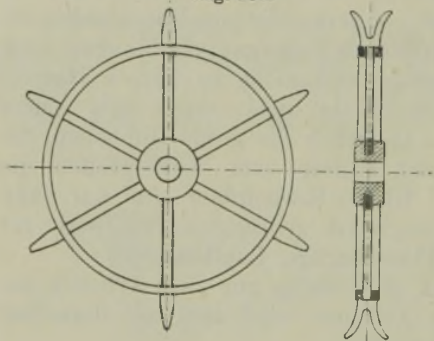
Herstellung. Kleinere Haspelräder bis etwa 500 mm Durchmesser stellt man des ruhigen Betriebes wegen meistens aus Gußeisen als Ketten-daumenräder her (Fig. 159). Für dieselben sind dann kalibrierte Ketten zu verwenden. Die Berechnung des Teilkreisdurchmessers erfolgt nach den Gleichungen auf S. 21. Größere Haspelräder, oder solche, bei denen wegen der geringen Zahl sich die Herstellung eines besonderen Modells nicht lohnt, fertigt man nach Fig. 160 bis 162 aus Schmiedeeisen mit gußeiserner Nabe an. Dazugehörige Kettenführungen auf S. 23 u. 24.

Fig. 159.



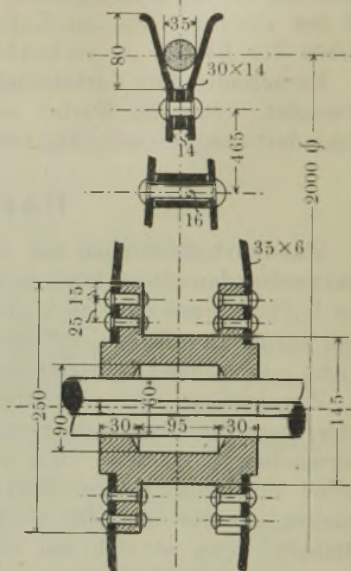
Gußeisernes Haspelrad.

Fig. 160.



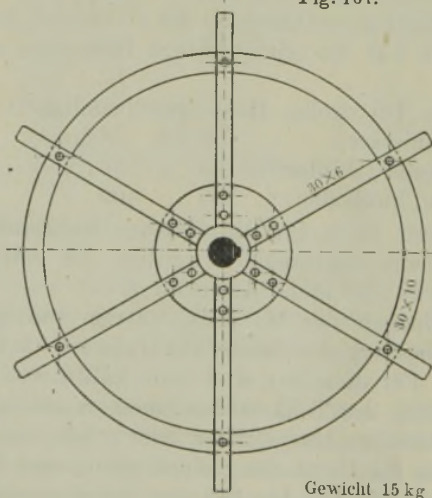
Schmiedeeisernes Haspelrad.

Fig. 162.

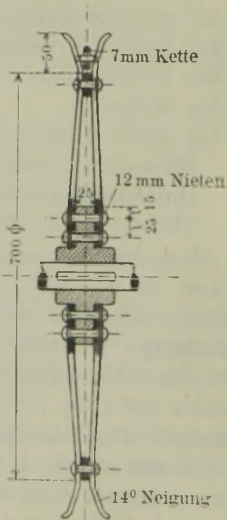


Schmiedeeisernes Haspelrad von 2000 mm Durchmesser.

Fig. 161.



Gewicht 15 kg



7mm Kette

12mm Nieten

14° Neigung

Schmiedeeisernes Haspelrad von 700 mm Durchmesser.

Zahngesperre

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

Ausführung im allgemeinen mit kleinem Durchmesser, weil bei großem Durchmesser zwar die Umfangskraft klein, aber die Umfangsgeschwindigkeit groß ausfällt. Dies hat den Nachteil, daß beim Rückgang die plötzlich einfallende Sperrklinke einen Stoß erhält, der im Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit wächst.

Zahngesperre mit Außenzähnen.

Die Zähne sind auf Biegung (nicht auf Abscherung) zu berechnen. Material: Gußeisen oder Stahlguß, 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 Halbmesser des Sperrades in cm,

$M = Pr$ 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,

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

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

Man wählt

$z = 8$ bis 12 , ausnahmsweise 20 ,

$b = 2t$ bis t ,

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

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

Dann ist

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

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

Der Durchmesser berechnet sich aus der Gleichung

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

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

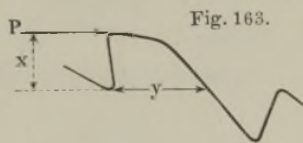


Fig. 163.

Zur Zahnberechnung.

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 $\alpha \sim 15^\circ$.

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

Fig. 164.

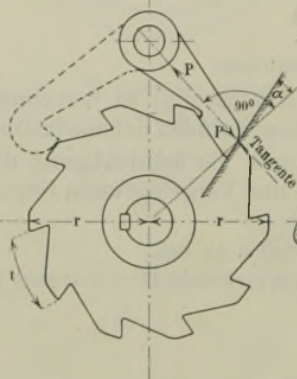
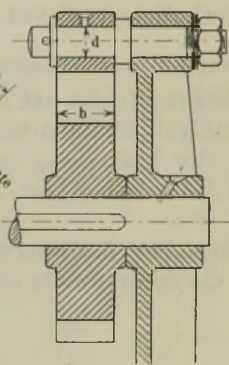
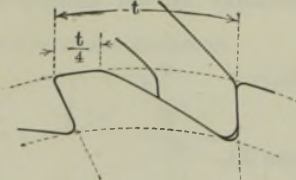


Fig. 165.



Sperrad mit Außenverzählung.

Fig. 166.



Ausbildung der Sperrzähne.

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.

Die Zahnform ist nach Fig. 166 mit gedrunge-nem 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 $\frac{1}{2}$ bzw. $\frac{1}{3}$ 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 Körpers, der auf eine schiefe Ebene mit dem Neigungswinkel $\alpha + \varrho$ geschoben wird.

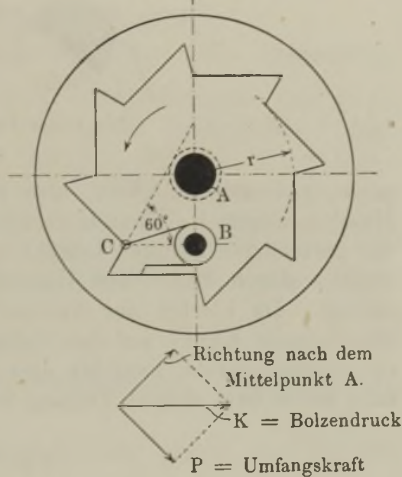
Zahngesperre mit Innenzähnen.

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

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

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 Sperrradkreis vom Radius r legt man eine zu CB unter 60° geneigte Gerade, welche einen Kreis berührt, den sämtliche Zahnflanken tangieren.

Fig. 167 u. 168.



Klinkenbolzen.

Beanspruchung durch den Druck K auf Biegung. Unter der Voraussetzung, daß der Bund des Bolzens wie in Fig. 169 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

$$k_b = 500 \text{ kg/qcm},$$

für Stahl

$$k_b = 700 \text{ bis } 800 \text{ kg/qcm}.$$

Zweckmäßig wird man meist Stahl wählen, um den Bolzen nicht zu stark zu erhalten. Der Bolzendurchmesser hinter dem Bund d_B kann in Fig. 169 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

$$M_{max} = K \cdot x,$$

demnach $d_B > d_A$.

Die letztere Rechnung ist immer empfehlenswert.

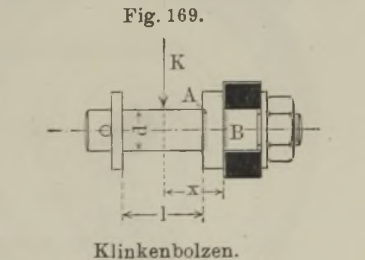
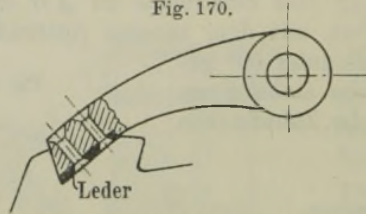


Fig. 169.

Gesteuerte bzw. geräuschlose Klinken.

Beim Heben der Lasten gleiten die Sperrradzähne 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. 170 mit Leder zu belegen, schließt die Gefahr des Hängenbleibens der Klinke an der Zahnspitze ein. Außerdem sind freiehende Klinken nur bei

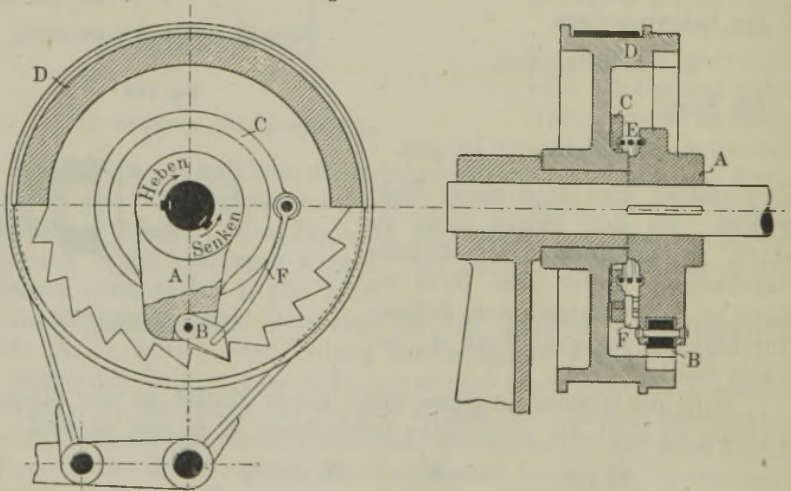
Fig. 170.



Mit Leder belegte Sperrklinke.

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 und 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 empfehlenswert, zwei bis drei Klinken mit getrennter Steuerung um eine halbe bzw. drittel Teilung versetzt zu verwenden.

Fig. 171 u. 172.



Geräuschloses Zahngesperre von Gebr. Weismüller.

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 Spiralfeder 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 (Fig. 173)

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 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.

Weitere Beispiele von gesteuerten Klinken zeigen die Fig. 176 bis 181.

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 $0,35t$:

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

Äußerer Durchmesser:

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

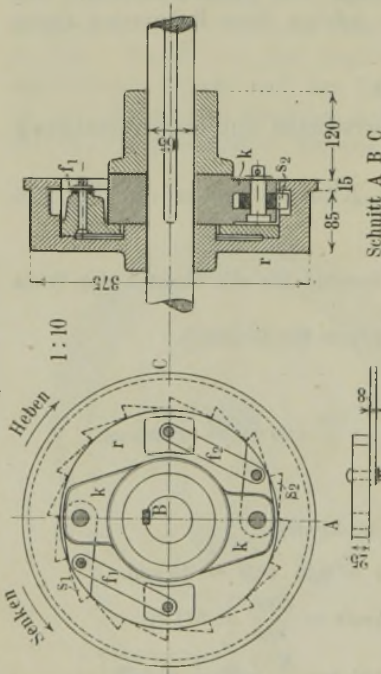
Breite $b = t \sim 45$ mm; Zahntiefe $= 0,35 \cdot 43,9 \sim 15$ mm.

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

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

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

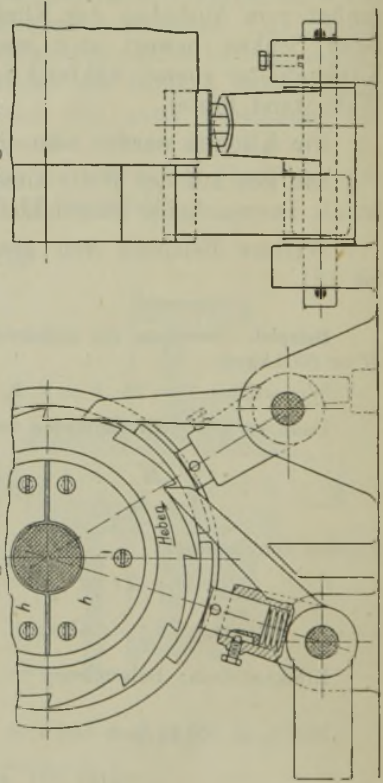
Fig. 173 bis 175.



Schnitt A B C

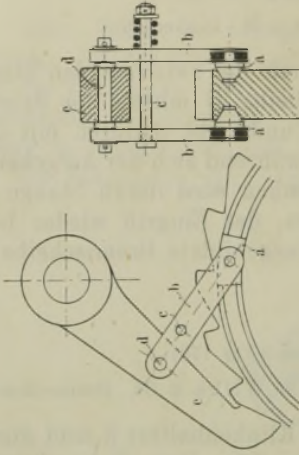
Geräuschloses Zahngesperre
der Dampfkessel- und Gasometerfabrik A.-G., Braunschweig.

Fig. 178.



Klinkensteuerung mit durch Spiralfeder an den Umfang gepresstem Reibzug.

Fig. 176 u. 177.



Klinkensteuerung mit seitlich angreifendem Reibzug.

Fig. 180.

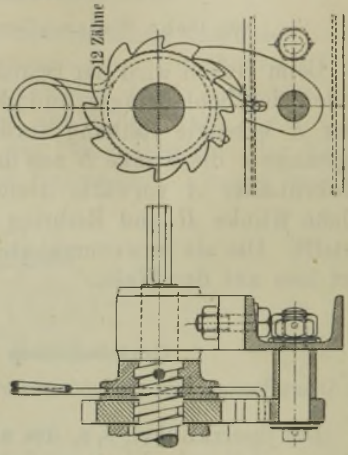


Fig. 181.

Klinkensteuerung mittels eines um die benachbarte Nabe gelegten federnden Drahtes.

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 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.

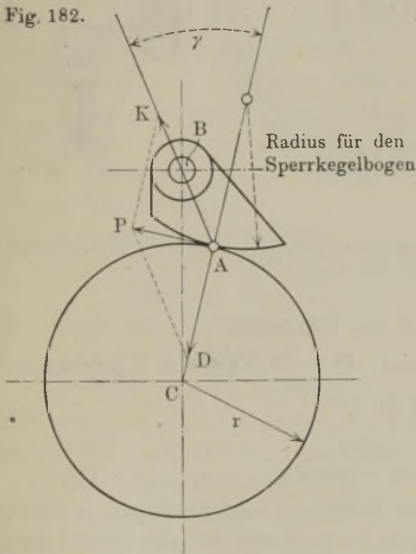
Für Selbsthemmung muß der durch den Druck D hervorgerufene Reibungswiderstand größer oder mindestens gleich der Umfangskraft P sein, also

$$P \leq \mu D \quad \text{oder} \quad D \geq \frac{P}{\mu}.$$

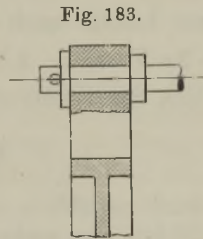
Nun ist $\frac{P}{D} = \operatorname{tg} \gamma$, somit muß $\operatorname{tg} \gamma \geq \mu$ sein.

Für Gußeisen auf Gußeisen ist $\mu = 0,15$ und $\gamma \geq 8^\circ$.

Nimmt man der Sicherheit wegen den Winkel γ noch kleiner, so tritt der Übelstand ein, daß



Klemmgesperre mit glattem Umfang.



Schnitt zu Fig. 182.

nach eingetretener Abnutzung leicht ein Durchdrücken des Sperrdaumens stattfinden kann, denn die ganze Vorrichtung ist mit einer Kniehebel- presse zu vergleichen. Um diesen Übelstand zu beseitigen, führt man zweckmäßig Sperrad und Sperrdaumen nach Art der Keilräder mit Keilnuteneingriff aus, wodurch größere Winkel γ möglich werden.

Klemmgesperre mit Keilnuteneingriff.

Nach Fig. 184 zerlegt sich der Druck D in die beiden senkrecht auf den schrägen Umfangsflächen stehenden Seitenkräfte 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 Sperrrad entgegenwirkt.

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

mit
$$\frac{P}{D} = \operatorname{tg} \gamma \text{ wird } \operatorname{tg} \gamma \cong \frac{2 \mu N}{D}.$$

Fig. 184.

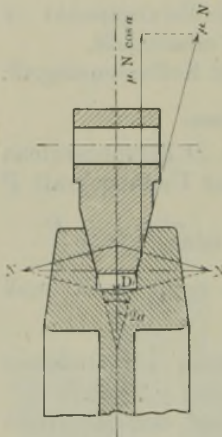
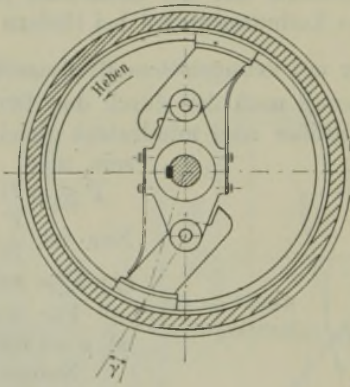
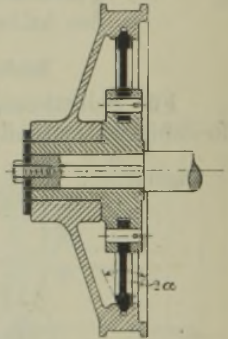
Klemmgesperre
mit Keilnuteneingriff.

Fig. 185.



Klemmgesperre mit innerem Sperrdaumeneingriff.

Fig. 186.



Ferner besteht nach der Figur die Beziehung

$$D - 2 \mu N \cos \alpha = 2 N \cdot \sin \alpha \text{ und } D = 2 N (\sin \alpha + \mu \cos \alpha),$$

wonach sich der Klemmwinkel ergibt zu

$$\operatorname{tg} \gamma \cong \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}.$$

Es wird gewählt $\alpha = 15^\circ$, für Gußeisen auf Gußeisen $\mu = 0,15$, womit $\gamma \cong 20^\circ$, also mehr als doppelt so groß wie bei der zylindrischen Scheibe.

Der Druck auf den Sperrdaumenbolzen beträgt

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

Bolzendurchmesser aus der Biegunsgleichung
$$\frac{Kl}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

Bremsen.

(Vgl. auch Abschnitt „Die Bremsen bei maschinellem Antrieb“.)

Zweck: Verringerung oder Aufhebung der Geschwindigkeit der sinkenden Last.

Einteilung nach folgenden Gesichtspunkten:

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 bzw. Haltebremse und für c) 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. 187 u. 188), 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 (Klotz-, 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 können.

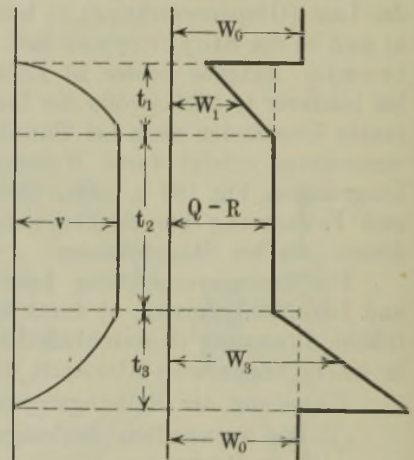
c) Beharrungsperiode: Bei Beginn derselben muß der Bremswiderstand wieder auf $Q - R$ erhöht werden, damit keine weitere Beschleunigung eintritt, sondern während der Zeit t_2 gleichförmige Bewegung vorhanden ist. Die Bremse nimmt die Arbeit der sinkenden Last auf, sie wirkt als **Senkbremse** (auch Regulierbremse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

d) Auslaufperiode: Es muß jetzt während der Zeit t_3 eine Vergrößerung des Bremswiderstandes auf W_3 eintreten, und zwar allmählich, damit scharfe 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. 187 und 188.



Darstellung des Bremsvorganges während der Senkperiode.

1. Klotzbremsen.

Es werden ein bzw. zwei Holz- oder Eisenklötze durch Hebelwirkung gegen die Brems Scheibe gedrückt.

Anwendung der einfachen Klotzbremse nur für kleine Bremsmomente (bis zu 40 mm Wellendurchmesser).

Es bezeichne

P die abzubremsende Umfangskraft an der Brems Scheibe bzw. den Lastrückdruck. Maßgebend für P sind nicht nur die

statische Last Q , sondern auch die dynamischen Zusatzkräfte (vgl. Fig. 188, Spitze von W_3). Ferner sind die Wirkungsgrade η der Wellen (Schneckenwellen) zu berücksichtigen;

K die am Bremshebelgriff ausübende 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

$$P = \mu D, \text{ also } D = \frac{P}{\mu}$$

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

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

Aus der Gleichung ist zu ersehen, daß in Fig. 189 die Reibungskraft μD die Kraft K unterstützt, so daß diese selbst Null und negativ werden kann, sobald $b \leq \mu c$. 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 Lastnieder gang entsteht.

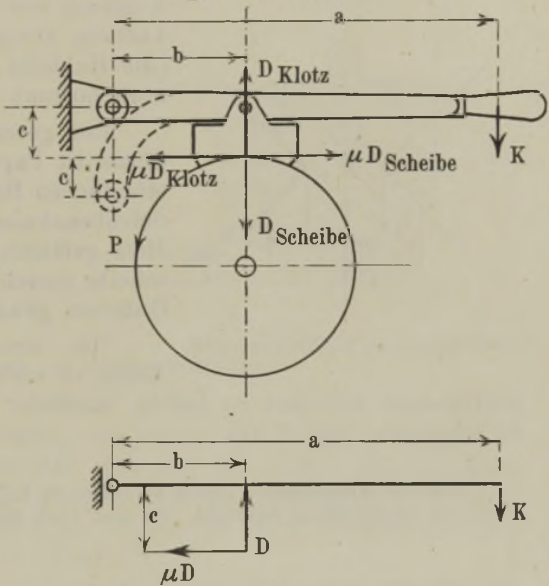
Bei entgegengesetzter Drehung wirkt μD in bezug auf den Klotz nach der rechten Seite. Es wird daher

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

also

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

Fig. 189 u. 190.



Einfache Klotzbremse.

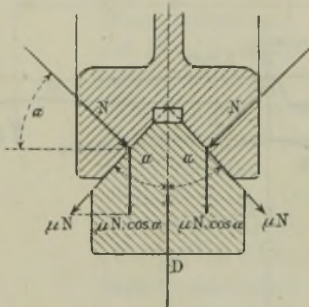
Es wird also K größer als in Gleichung 1). Dasselbe ist der Fall, wenn, wie in Fig. 189 punktiert angedeutet, der Hebeldrehpunkt bei linksdrehender Scheibe unterhalb von μD liegt.

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 (Anordnung für Fahr- und Schwenkwerke). Es wird also

$$K \cdot a - Db = 0, \text{ also } K = D \frac{b}{a} \dots \dots \dots 3)$$

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

Fig. 191.



Ein gutes Material für die Bremsklötze ist Pappelholz. Muß bei größeren stündlichen Bremsleistungen und kleinen Scheibenabmessungen mit einer $\frac{1}{2}$ für das Holz gefährlichen Erhitzung der Bremscheibe gerechnet werden, so wird weiches Gußeisen gewählt.

Klotzbremse mit Keilnuteneingriff.

Um eine Abnutzung der Bremsklötze zu vermindern und den Reibungskoeffizienten konstant zu halten, empfiehlt es sich, die Bremse etwas zu schmieren (vgl. S. 91).

Keilnuten-Klotzbremse. Durch keilförmigen Klotzeingriff wird die Wirkung der einfachen Klotzbremse verstärkt. Es muß auch hier wieder

$$P \leq 2\mu N \dots \dots \dots 1)$$

sein. Die Horizontalkomponenten der Kräfte heben sich gegenseitig auf. Für die Vertikalkomponenten gilt

$$D = 2N \sin a + 2\mu N \cos a \dots \dots \dots 2)$$

N aus 2) in 1) eingesetzt, ergibt

$$P \leq \frac{\mu D}{\sin a + \mu \cos a}$$

Nach Bonte (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 1030) ist die Gleichung nicht richtig¹⁾. In Übereinstimmung mit Versuchen ist besser

$$P \leq \frac{\mu D}{\sin a}$$

$2a \geq 45^\circ$. Ein kleinerer Winkel ist nicht zulässig, weil sonst ein Festklemmen des Klotzes in der Nute eintritt.

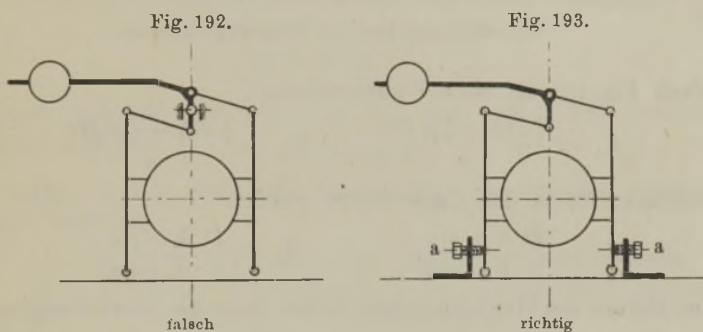
¹⁾ Vgl. auch S. 115.

Doppelklotzbremsen.

Anwendung bei Abbremsung größerer Kräfte, bei Drehrichtungsänderung und wenn genaues Abheben der Klötze stattfinden soll.

Die Anordnung zweier Bremsklötze bezweckt eine Entlastung der Bremswelle. Diese Bremsen werden 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 Doppelklotzbremsen ihren Zweck der Wellenentlastung erfüllen, ist ein gleichmäßiges Anliegen beider Klötze erforderlich. Man kontrolliert die gleichzeitige Anlage der Klötze am besten durch



Anordnung von Doppelklotzbremsen.

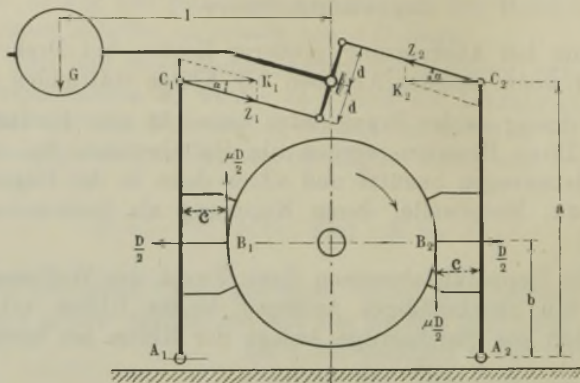
Zwischenlegen von Papierstreifen, von denen sich einer bei ungleichmäßiger Anlage herausziehen läßt, während der andere Streifen festgeklemmt ist. Das Justieren geschieht durch Papierbeilage zwischen Bremsbacke und Hebel oder bei Lederbelag durch Abschaben des Leders.

Fehlerhaft sind solche Klotzbremsen, bei denen der Bremshebel in einem festen Punkt gelagert und keine weitere Ausgleichvorrichtung vorhanden ist. Die beiden Klötze lassen sich dann nur sehr schwer 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 Klötze abheben. Dies wird durch feste Anschläge *a* erzielt. Ohne Anschläge wird meist nur ein Klotz abgehoben, der andere Klotz bleibt lose auf der Scheibe liegen und wird unnötig erwärmt und abgenutzt.

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

Fig. 194.



Berechnungsskizze zur Doppelklotzbremse.

Nach Fig. 194 ist ohne Zapfenreibung

$$K_1 = \frac{\frac{1}{2} D b + \frac{1}{2} \mu D c}{a}, \quad K_2 = \frac{\frac{1}{2} D b - \frac{1}{2} \mu D c}{a}.$$

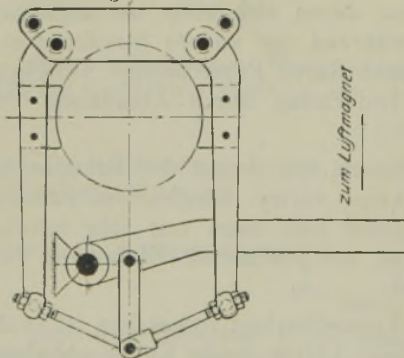
Die Schrägkräfte in den Zugschienen werden

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

Für den Bolzen des Gewichtshebels lautet dann die Momentengleichung:

$$G l = Z_1 d + Z_2 d = \frac{D}{2} \cdot \frac{b + \mu c}{a \cos \alpha} \cdot d + \frac{D}{2} \cdot \frac{b - \mu c}{a \cos \alpha} \cdot d = \frac{D}{2} \cdot \frac{2 b d}{a \cos \alpha},$$

Fig. 195.



Doppelklotzbremse.

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

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

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

Reibungsleistung und Brems Scheibendurchmesser.

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

Ist außer den schon genannten Bezeichnungen

N der gesamte erforderliche Normaldruck in kg,

v die Gleitgeschwindigkeit in m/sk,

k die spezifische Flächenpressung zwischen Reiborgan und Brems-
scheibe in kg/qcm,

f die Reibfläche in qcm,

d der Brems Scheibendurchmesser in cm,

b die Klotzbreite in cm,

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

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

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

$$f = 2 \frac{d}{2} \cdot b$$

$$d \cdot b = \frac{75 \cdot L}{k \cdot \mu \cdot v}$$

Nach neueren Ausführungen mit der auf S. 133 beschriebenen
Jordanbremse darf

$$k \mu v \leq 30$$

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

$k \cdot v \leq 20$ bei Stoppbremsen (also kurze Betriebszeit),

$k \cdot v \leq 10$ bei Senkbremsen (also anhaltendem Betrieb) und
schlechter Wärmeabführung,

$k \cdot v \leq 30$ bei Senkbremsen und guter Wärmeabführung.

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
 $k \cdot v = 10$ 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 Schwetje¹⁾
(Fig. 196) 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

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

auch bei den Kupplungen zu vielen verfehlten Konstruktionen und zu falscher Beurteilung der mechanischen Bremsen führte.

Fig. 197 zeigt das Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze für $k\mu v$.

Fig. 196.

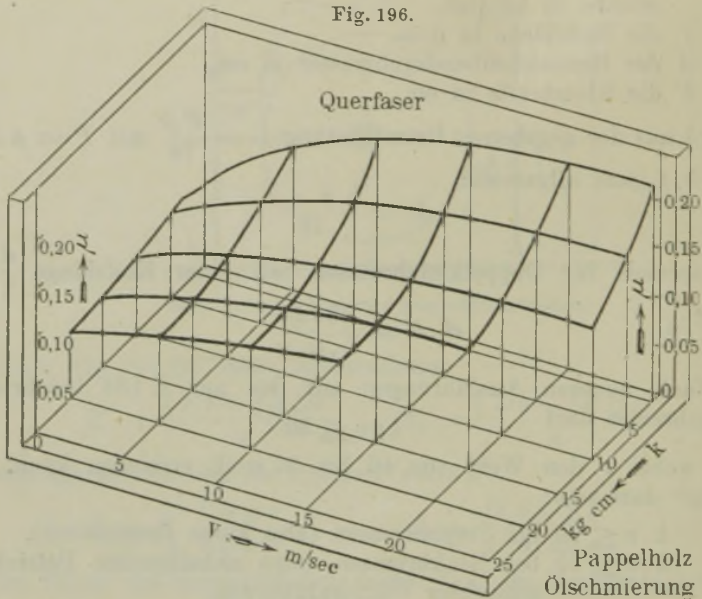


Diagramm der Reibungskoeffizienten geschmierter Pappelholzklötze.

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 Bremscheibe angeordnete Kühlflächen, welche beim Umlaufen einen kräftigen Luftstrom erzeugen, vergrößern die Leistung einer Bremscheibe bedeutend.

Die Belastung beträgt bei älteren Ausführungen der Jordanbremse für 1 qm Kühlfläche etwa 1200 mt. Bei einer neueren Ausführung der Jordanbremse ist bis 2800 mt gegangen, wobei allerdings Vorsorge getroffen ist, daß die Bremse in einem Öl-bade laufen kann, falls die Erhitzung der Scheibe bei stark angestremgtem Betriebe zu groß werden sollte.

Fig. 197.

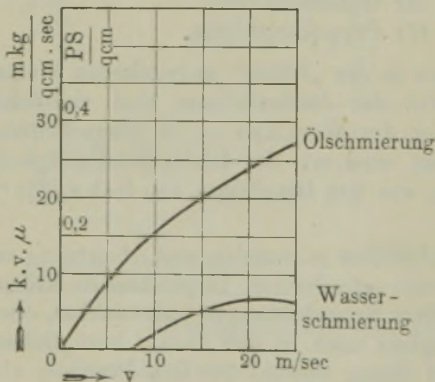


Diagramm der zulässigen spezifischen Belastungen geschmierter Pappelholzklötze.

Wahl der Bremswelle.

Aus den aufgestellten Beziehungen geht hervor, daß der Brems Scheibendurchmesser wesentlich von der Umlaufszahl der Welle abhängig ist. Mit Rücksicht auf geringe Umfangskräfte sind schnell laufende Wellen vorzuziehen, und deshalb sitzt die Brems Scheibe bei elektrisch betriebenen Winden auf der Motor- bzw. Schneckenwelle. 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 abzubremesen sein und der Durchmesser müßte verhältnismäßig groß gewählt werden.

Bei Rücksichtnahme auf Abnutzung kommt folgende Betrachtung in Frage. Als maßgebend für die Abnutzung wird das Produkt $k \cdot v$ angesehen. Es ist jedoch noch nicht klargestellt, ob beide Faktoren gleich großen Einfluß haben.

Übt die Umlaufgeschwindigkeit größeren Einfluß aus, dann wäre die Bremse auf einer Vorgelegewelle anzubringen, weil hier die Umfangsgeschwindigkeit kleiner ist als auf der Motorwelle. Allerdings wird dann die Bremse schwerer und teurer.

Wird hingegen die Flächenpressung als maßgebend angesehen, dann ist es gleichgültig, auf welcher Welle die Bremse sitzt, weil das Produkt $k \cdot v$ nur von der in der ganzen Winde unveränderlichen Leistung abhängt.

Mit Rücksicht auf die Kosten ist jedoch auch hier wieder die Motorwelle vorzuziehen.

Nach Feigl¹⁾ erzielt man sehr gute Ergebnisse, wenn man die Last und das Ankerschwungmoment getrennt abbremst. Je eine elektromagnetisch betätigte Bremse wirkt auf die Motor- und die Vorlegewelle. Die Ausführung ist teuer, aber die Winde arbeitet völlig stoßfrei und die Sicherheit bei Zahnbruch ist erhöht.

Drehbolzen.

Den Druck R auf den Drehbolzen des Bremshebels erhält man am einfachsten dadurch, daß man sämtliche am Hebel wirkende Kräfte zu einem Kräfteplan vereinigt, dessen Schlußlinie die gesuchte Kraft ist. Bolzendurchmesser aus der Biegunsgleichung $Rl = \frac{1}{10} d^3 k_b$ (vgl. S. 79).

Bremshebel.

Ist x die Dicke und y die Höhe des Hebels in der Mitte des Bremsklotzes, so ist nach Fig. 189 das in Betracht kommende Biegunsmoment

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

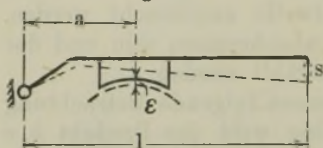
In dieser Gleichung bedeutet K' den größten vom Arbeiter bei unvernünftigem Andrücken ausübbarer Druck von 40 bis 50 kg.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685. Feigl, Hüttenwerkskrane.

Ermittlung des Lüftweges.

Ist ε der erforderliche Hub des Bremsklotzes, also senkrecht zur Bremsfläche,
 s der Hub des Bremshebelgriffes bzw. des Bremsgewichtes,
 a und l Hebelarme,
 so gilt für die zylindrische Klotzbremse

Fig. 198.

Lüftweg
bei zylindrischer Klotzbremse.

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

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

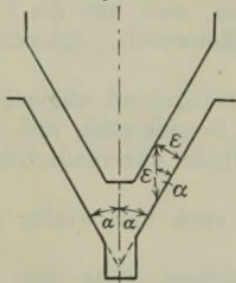
Für die Keilnutenklotzbremse wird nach Fig. 199

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

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. 199.

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 Klotz 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. 114, 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 gußeisernerne Scheibe gespannt. Es bezeichne

P die zu vernichtende Umfangskraft an der Bremsscheibe wie auf S. 86,
 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 Abstände l von der Achse. Dieser berechnet
 sich aus der Anzahl der Grade zu

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

μ den Reibungskoeffizienten,

$e = 2,718$ als 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 irgend einen festen Punkt aufgenommen wird.

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 Stillstand 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

$$Kl = t \cdot a$$

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 Briggs'sche Logarithmen, so würde

$$\alpha_{\text{Bogen}} = \frac{\lg T - \lg t}{\mu \lg e}.$$

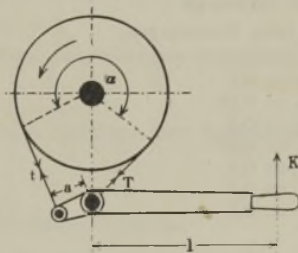
Hierbei ist für den Reibungskoeffizienten bei ganz geringer Schmierung der Wert

$$\mu = 0,18$$

zu setzen.

In der nachstehenden Tabelle 23 sind die Werte von $e^{\mu \alpha}$ für verschiedene Verhältnisse des umspannten Bogens α zum ganzen Scheiben-

Fig. 200.



Einfache Bandbremse.

umfang 2π oder 360° 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 23. Werte für $e^{\mu\alpha}$.

Umspannter Winkel in Graden .	45°	90°	180°	270°	360°	450°
Im Bogenmaß	$0,25\pi$	$0,5\pi$	π	$1,5\pi$	2π	$2,5\pi$
n fache Umschlingung	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$
$\mu = 0,1$	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°	630°	720°	1080°	1440°	1800°
Im Bogenmaß	3π	$3,5\pi$	4π	6π	8π	10π
n fache Umschlingung	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	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 $\frac{\alpha}{2\pi} = 0,7$ ($\alpha = 252^\circ$), für welchen Fall bei nacktem Band mit $\mu = 0,18$

$$e^{\mu\alpha} = 2,2 \text{ ist.}$$

Die Wirkung der einfachen Bandbremse ist ungefähr 2,5mal so kräftig wie die der Klotz- 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 Brems Scheibe in entgegengesetzter Richtung umlaufen, so vertauschen sich die Bandspannungen T und t und die zum Bremsen erforderliche Kraft wird größer, nämlich

$$K_1 = \frac{T \cdot a}{l}.$$

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. 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

$$t = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad T = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

$$K.l = t.b - T.a, \quad K = \frac{t.b - T.a}{l}.$$

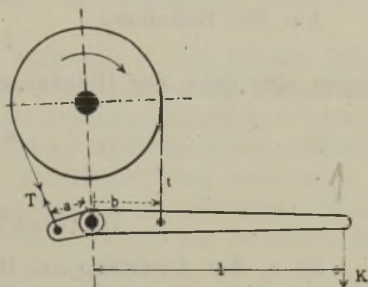
K wird Null oder negativ, wenn $T.a \geq tb$, oder da $T = t.e^{\mu\alpha}$, so wird für diesen Fall $b \leq a.e^{\mu\alpha}$, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig, verwandelt sich also in ein Gesperre. Man wähle jedoch b stets etwas größer als $a.e^{\mu\alpha}$.

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.

Fig. 201.



Differentialbandbremse.

Ermittlung des Lüftweges und Hebelausschlags.

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,
- l die Hebelarme des Bremshebels.

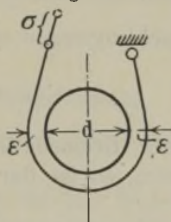
Der Verschiebungsweg σ des Bandes ergibt sich bei voller Umschlingung aus der Betrachtung der Umfänge des anliegenden und des abgehobenen Bandes. Es ist nach Fig. 202 bei voller Umschlingung $\alpha = 2\pi$:

$$(d + 2\varepsilon)\pi - d\pi = 2\varepsilon\pi,$$

daher Verschiebungsweg des Bandes

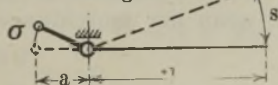
$$\sigma = 2\varepsilon\pi.$$

Fig. 202.



Verkürzung des Bandes.

Fig. 203.



Hebelausschlag bei einfachen Bandbremsen.

Bei beliebigem Umschlingungswinkel wird

$$\sigma = \varepsilon \cdot 2\pi \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \varepsilon \alpha.$$

Aus der Beziehung

$$\sigma : a = s : l$$

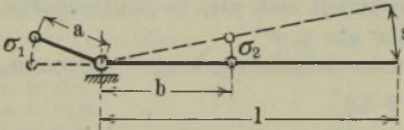
ergibt sich dann der Hebelausschlag nach Fig. 203:

$$s = \frac{\sigma}{a} \cdot l.$$

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

Fig. 204.



Hebelausschlag bei Differentialbandbremsen.

$$\sigma = \sigma_2 - \sigma_1.$$

Es verhält sich dann

$$\frac{\sigma_1}{a} = \frac{\sigma_2}{b} = \frac{s}{l},$$

$$\text{also } \sigma_1 = \frac{a s}{l}, \quad \sigma_2 = \frac{b s}{l}.$$

Setzt man diese Werte in die Gleichung $\sigma = \sigma_2 - \sigma_1$ ein, so erhält man

$$\sigma = \frac{s}{l} (b - a) \quad \text{und damit} \quad s = \frac{\sigma \cdot l}{b - a}.$$

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 $\varepsilon = 1 \text{ mm}$ bei voller Umschlingung $\sigma = 2 \varepsilon \pi = 2 \cdot 1 \cdot \pi = 6,28 \text{ mm}$, also

$$s = \sigma \frac{l}{a} = 6,28 \cdot 10 = 62,8 \text{ mm}.$$

Ist bei einer Bremse der volle Hebelausschlag 600 mm , $a = 60 \text{ mm}$, $l = 1400 \text{ mm}$, so ist der entsprechende Lösungsweg der Bremse

$$\sigma = \frac{a}{l} s = \frac{60}{1400} \cdot 600 \sim 26 \text{ mm}.$$

Derselbe würde den lichten Durchmesser des Bandes beim vollständigen Lösen, wenn der umschlungene Bogen $3\frac{1}{2}\pi$ beträgt, um

$$2\varepsilon = \frac{2\sigma}{\alpha} = \frac{2 \cdot 26}{3,5\pi} = 4,73 \text{ mm}$$

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. 100.
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

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 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

$$Kl = t \cdot b + T \cdot a, \text{ woraus mit } b = a \quad K = \frac{a(t + T)}{l}.$$

Die Wirkungsweise dieser Bremsen ist die der Klotzbremsen für wechselnde Drehrichtung.

Fig. 205.

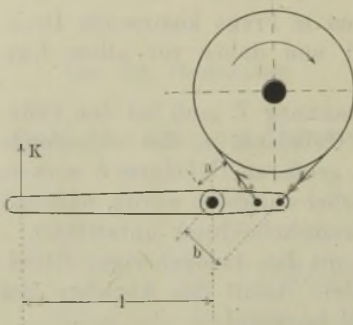
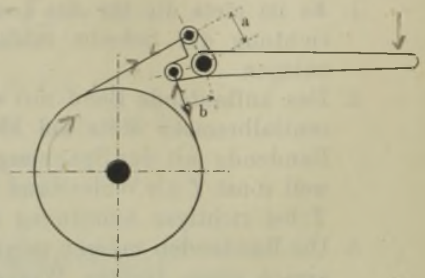


Fig. 206.



Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung.

Berechnung und Konstruktion der einzelnen Teile.

Bremsscheibendurchmesser.

Die auf S. 91 für Klotzbremsen angegebenen allgemeinen Beziehungen gelten auch sinngemäß für Bandbremsen. Dort war die Formel

$$L = \frac{k \mu v f}{75}$$

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

$$d \cdot b \sim \frac{30 L}{k \cdot \mu \cdot v}$$

Hierbei kann $k \cdot \mu \cdot v \leq 30$ oder nach „Hütte“ $k \cdot v \leq 30$ sein. Dieser Wert ist aber sehr niedrig.

Der Normaldruck N nimmt bei Bandbremsen von der Seite der kleinen Bandspannung t nach dem Gesetz $T = t e^{\mu \alpha}$ 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 der Normaldruck N mit der Beziehung:

$$\frac{d\varphi}{1} = \frac{1}{r} \quad (\text{Fig. 207}) \quad \text{und} \quad \frac{d\varphi}{N} = \frac{1}{T} \quad (\text{Fig. 208}),$$

wenn $d\varphi$ im Bogenmaß gemessen, zu $N = T \cdot d\varphi = T \frac{1}{r}$.

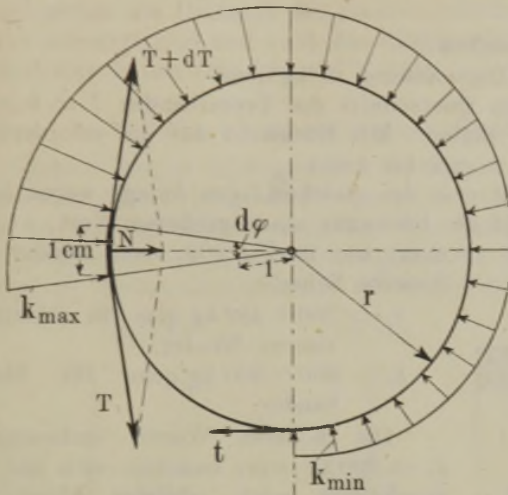
Da N den Druck auf den ganzen Flächenstreifen $b \cdot 1$ cm darstellt, so ist der Druck pro qcm

$$k_{max} = \frac{N}{b} = \frac{T}{r b} \quad \text{als größte Einheitspressung und}$$

$$k_{min} = \frac{t}{r b} \quad \text{als kleinste Einheitspressung.}$$

Der gesamte Normaldruck ist $N = \frac{P}{\mu}$.

Fig. 207.



Flächenpressungen zwischen Band und Scheibe.

Bei einer Reibfläche $f = b(r \cdot \pi \cdot 1,5)$, wenn $\alpha = 270^\circ$, ist daher die für die Formel $db = \frac{30L}{k\mu v}$ maßgebende mittlere Einheitspressung:

$$k = \frac{N}{f} = \frac{N}{b \cdot r \pi \cdot 1,5}$$

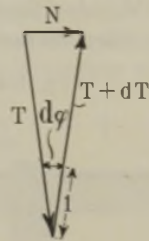
Bremsband.

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. 187, S. 86, 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

$$T = \frac{P' e^{\mu' a}}{e^{\mu' a} - 1},$$

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. 106). Das Bandmaterial ist meist unbearbeitetes Flacheisen, seltener Stahl.

Fig. 208.



Krafteck für den Normaldruck N .

Ist b die Breite des Bremsbandes nach Abzug der Nietlöcher oder Ausschnitte,

s die Dicke desselben,

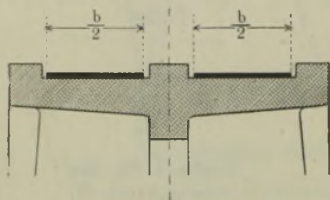
k_z die zulässige Zugspannung in kg/qcm,

so gilt allgemein für den Querschnitt des Bremsbandes $T = b \cdot s \cdot k_z$.

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. 209, zwei Bänder auf dieselbe Scheibe.

Fig. 209.



Geteiltes Bremsband.

$k_z = 300 \div 450$ kg/qcm für schmiedeeiserne Bänder,

$k_z = 600 \div 800$ kg/qcm für Stahlbänder.

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

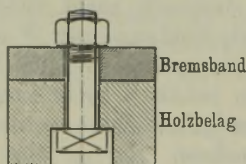
$$T = b \cdot s_{\text{abgenutzt}} \cdot k_z,$$

2. auf das verschwächte Band, bei einem Nietlochdurchmesser d , mit

$$T = (b - d) \cdot s_{\text{nicht abgenutzt}} \cdot k_z.$$

Armierte Bremsbänder.

Zur Vergrößerung des Reibungswiderstandes werden die Bremsbänder häufig mit Holz, Leder oder Asbest armiert und erstere als Gliederbremsen bezeichnet.

Fig. 210¹⁾.

Befestigung des Holzbelages.

Fig. 211.



Befestigung des Lederbelages.

Holzbelag: Der aus hartem Holz herzustellende Belag ist mit Kopfschrauben zu befestigen und dann im Innern genau auf den Scheibendurchmesser abzdrehen.

Lederbelag: Vielfach wird an Stelle des Holzbelages ein Lederriemen genommen, der mit Kupfernieten am Bremsband zu befestigen ist.

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

¹⁾ Da Schubkräfte zu übertragen sind, bekommt der Schraubenbolzen besser kein Spiel.

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. 274 auf S. 130).

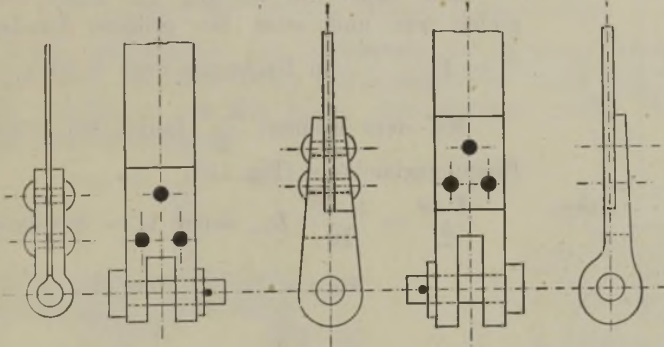
Mehrfach umschlungene Bremsbänder.

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.

Fig. 212.

Fig. 213.

Fig. 214.

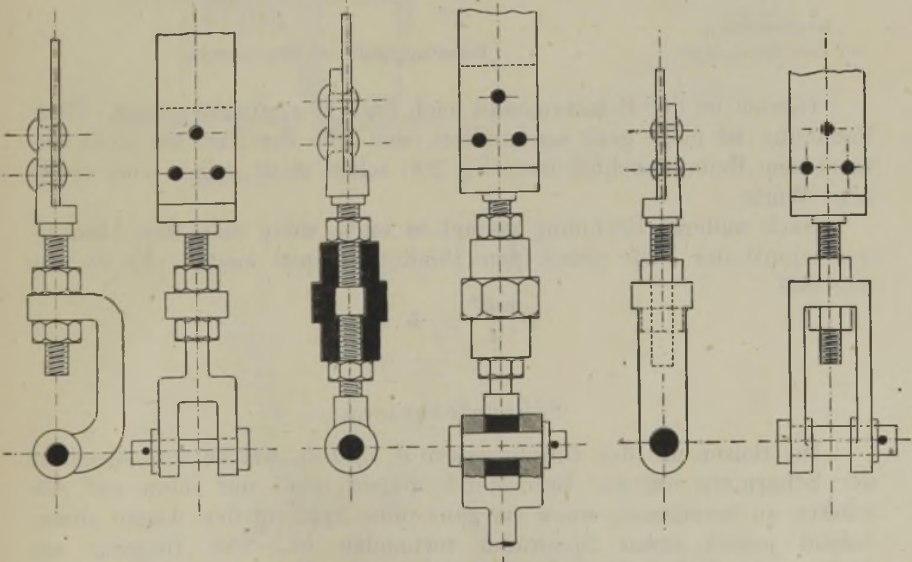


Einfache Bandbefestigungen am Bremshebel.

Fig. 215.

Fig. 216.

Fig. 217.



Nachstellbare Bandbefestigungen am Bremshebel.

Befestigung der Bremsbandenden am Hebel.

Die Fig. 212 bis 214 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. 215 bis 217 andeuten.

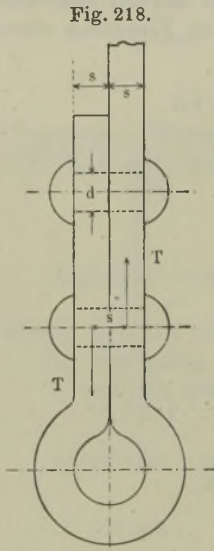
Die Nieten, deren Durchmesser 4 bis 8 mm beträgt, werden kalt eingezogen und sind auf Biegung zu berechnen, weil bei Kaltnietung der Reibungsschluß nicht genügend ausfällt.

Man führt die Nietung für beide Bandenden gleich aus und setzt die größere Bandspannung

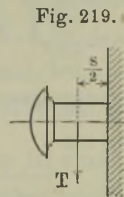
$$T = P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \text{ in Rechnung (vgl. S. 101).}$$

Mit dem Moment $\frac{T \cdot s}{2}$ lautet bei z -Nieten die Biegungsgleichung (Fig. 218)

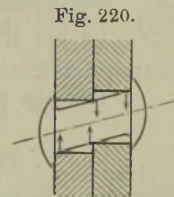
$$\frac{T \cdot s}{2} = \frac{z \cdot d^3}{10} \cdot k_b, \text{ worin } k_b \sim 600 \text{ kg/qcm.}$$



Kraftwirkung
an den Bandnieten.



Belastungsfall der Bandnieten.



Hierbei ist der Belastungsfall nach Fig. 119 zugrunde gelegt. Diese Rechnung ist nicht ganz einwandfrei, weil sich der Niet bei nicht vorhandenem Reibungsschluß nach Fig. 220 schieft, ergibt aber reichliche Werte.

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

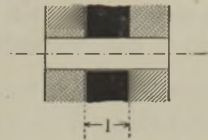
gleichmäßig verteilter Last von Mitte bis Mitte Auge aufliegend, zu ungünstige Werte, da die Befestigungsweise des Bolzens den Voraussetzungen einer solchen Berechnung nicht voll entspricht und nicht so ungünstig liegt.

Annähernd kann man deshalb den Bolzen nur auf eine Länge 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.

Fig. 221.

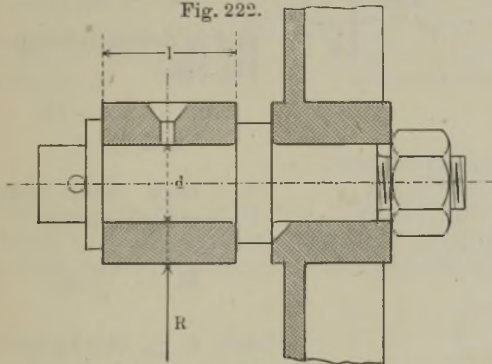


Scharnierbolzen.

Ermittlung des Drehbolzendurchmessers.

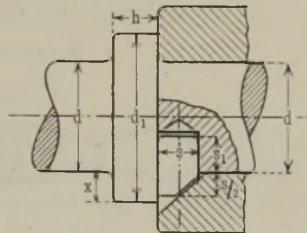
Die Kraft, mit welcher der Drehbolzen auf Biegung beansprucht wird, findet man am einfachsten auf graphischem Wege. Sie ist die Mittelkraft sämtlicher auf den Hebel einwirkenden Kräfte, d. h. die Schlußlinie des Kräftezuges.

Fig. 222.



Drehbolzen für den Bremshebel.

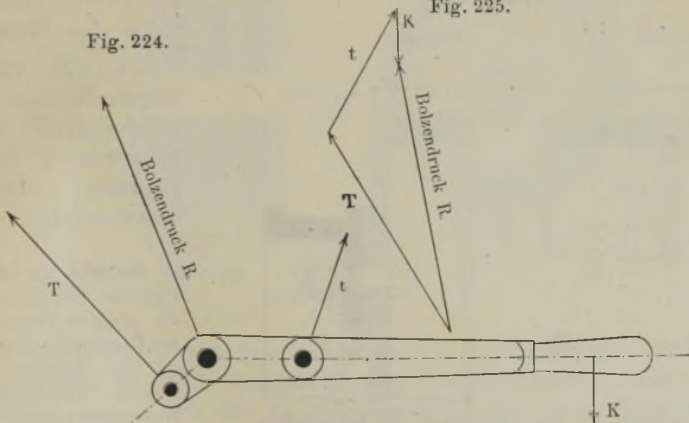
Fig. 223.



Stärke des Stiftes:

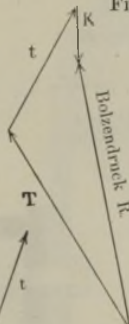
$$s = 0,3 d + 2 \text{ mm.} \quad s_1 = s.$$

Fig. 224.



Ermittlung der Bolzenkräfte.

Fig. 225.



Der Bolzendurchmesser bestimmt sich dann aus der Gleichung

$$\frac{R \cdot l}{2} = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b,$$

worin $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$.

Bei rundem Bund sichert man gegen Mitdrehen durch einen eingeschlagenen Stift nach Fig. 223. Durchmesser und Höhe des Bolzenbundes nach den Normalien der Köpfe für gedrehte Bolzen (siehe Schraubentabelle), oder: Schulterhöhe des Bundes $x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm}$ bis $\frac{d}{10} + 5 \text{ mm}$; Bundhöhe $h = 1,5 x$.

Bremshebel.

Die Dimensionen des Hebels sind vorläufig anzunehmen und die Anstrengung nachträglich zu kontrollieren. Maßgebend ist immer das größte auf den Hebel einwirkende Moment. Dasselbe beträgt in Fig. 200 (S. 95)

$$M_b \sim K \cdot l$$

und in nebenstehender Fig. 226

$$M_b \sim Kl - tb, \text{ bzw. } K \cdot l.$$

Es muß dann der Biegungsgleichung

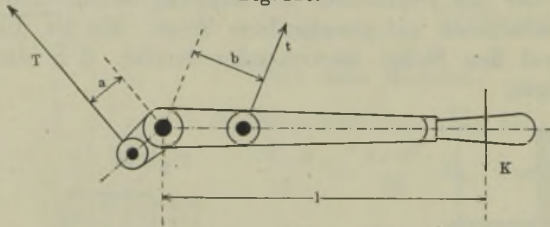
$$M_b = \frac{xy^2}{6} k_b,$$

mit $k_b \leq 600 \text{ kg/qcm}$ genügt sein, wenn x die Breite und y die Höhe des Hebels ist.

Fig. 228 und 229 zeigen Brems scheiben, welche direkt an das benachbarte Stirnrad geschraubt sind.

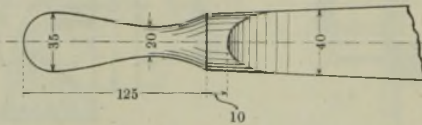
Beispiel. Berechne eine einfache Bandbremse für ein größtes abzubremsendes Moment von 6000 kgcm an der Bremswelle gemessen, welche 500 Umdrehungen in der Minute macht.

Fig. 226.



Bremshebel.

Fig. 227.



Bremshebelgriff.

Fig. 228.

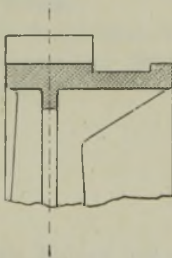
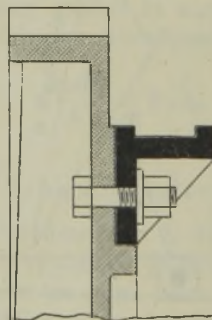


Fig. 229.



Verbindung der Brems scheiben mit Stirnrädern.

In Fig. 229 sind für die Schrauben Entlastungsringe vorzusehen.

Gewählt wird: Brems Scheibendurchmesser 400 mm; $a = 50$ mm; $l = 600$ mm.
Die Umfangskraft der Brems Scheibe wird $\frac{6000}{20} = 300$ kg.

Bandspannungen bei einem Umschlingungswinkel von 270° und nacktem Band mit $\mu = 0,18$ bei richtiger Wartung:

$$t = \frac{P}{e^{\mu a} - 1} = \frac{300}{2,34 - 1} = 224 \text{ kg}; \quad T = t e^{\mu a} = 224 \cdot 2,34 = 524 \text{ kg}.$$

$$\text{Bremsgewicht: } K = t \frac{a}{l} = 224 \cdot \frac{5}{60} \sim 18,7 \text{ kg}.$$

Bei schlechter Wartung wird mit $\mu = 0,4$, also $e^{\mu a} = 6,6$ nach Tabelle 23:

$$t = \frac{K \cdot l}{a} = \frac{18,7 \cdot 60}{5} = 224 \text{ kg}; \quad T = t \cdot e^{\mu a} = 224 \cdot 6,6 = 1480 \text{ kg}.$$

Bremsband für $T = 1480$ kg, $k_x = 800$ kg/qcm für Stahl, $s = 3$ mm,

$$b = \frac{T}{s \cdot k_x} = \frac{1480}{0,3 \cdot 800} \sim 6,2 \text{ cm}.$$

Bei zweireihig gesetzten Nieten von 8 mm Durchmesser und 1 mm Zugabe für Abnutzung wird das Band 80×4 .

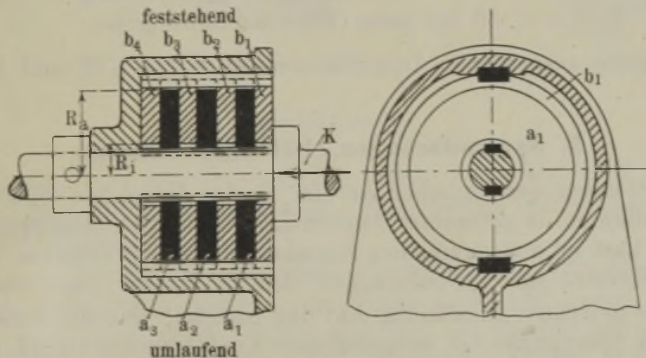
Bei Berechnung des Bandes für $\mu = 0,18$, also $T = 524$ kg, hätte sich mit $k_x = 600$ kg/qcm ein Querschnitt 30×4 ergeben, so daß bei 1 mm Abnutzung die Anstrengung für $\mu = 0,4$, also $T = 1480$ kg auf 1645 kg/qcm gestiegen wäre.

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 hier nach schroff wirken, wenn nicht das Gewicht entsprechend verschoben würde.

4. Lamellenbremsen

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 teils

Fig. 230 u. 231.



Lamellenbremse.

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 abzubrem sende 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
$$P = K \cdot \mu \cdot n.$$

Material: Gußeisen auf Rotguß oder auf Vulkanfiber bei sauberster Bearbeitung der Bremsflächen. Die Scheiben sind in der Mitte 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 Senkbrem sen verwendet werden und in diesem Falle größere Energiemengen zu vernichten haben, dann läßt man die Bremsflächen am besten in einem Ölbad laufen. Hierbei ist

μ zu 0,05,

ohne Ölbad μ zu 0,1

anzunehmen¹⁾.

Während bei Benutzung als Halte- oder Verzögerungsbrem se der spezifische Druck in den Bremsflächen bis

$$k = 6 \text{ kg/qcm}$$

betragen darf, hat man bei Senkbrem sen dafür zu sorgen, daß die für 1 qcm Bremsfläche zu vernichtende Arbeit

$k \cdot v < 10$ bei schlechter Wärmeabführung,

$k \cdot v < 30$ bei guter Wärmeabführung ist.

Beispiele ausgeführter Lamellenbrem sen S. 115, 117 und 119.

5. Sperradbrem sen (Lüftungsbrem sen).

Bei Winden gewöhnlicher Art ist in der Regel ein Sperrad und eine Handbrem se in getrennter Anordnung angebracht. Das Sperrad soll dann die Last im aufgewundenen Zustande schwebend erhalten, während die Handbrem se zum gleichförmigen Herablassen der Last dient.

Diese getrennte Anordnung hat den Nachteil, daß der Arbeiter zunächst die Sperrklinke bei festgehaltener Kurbel auslösen muß, bevor er die Brem se 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 Brem se losläßt.

¹⁾ Vgl. die Reibungszahlen, Abschnitt „Spurzapfen“.

Diese Nachteile vermeidet man durch eine zweckmäßige Verbindung von Bremse und Sperrrad, 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 auszuhaken braucht.

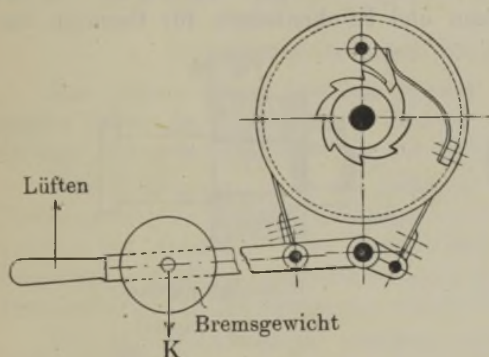
Die Lüftbremsen sind beständig durch Gewichts- oder Federbelastung angezogen. Es muß dann die stets gebremste Scheibe bei der einen Drehrichtung ein Lastaufwinden gestatten, bei der entgegengesetzten Drehrichtung das Sinken der Last so lange verhindern, bis der Bremshebel gelüftet worden ist.

Die Bremswirkung dieser Sperrbremsen kann nur nach einer Seite erfolgen.

Sperradbremse.

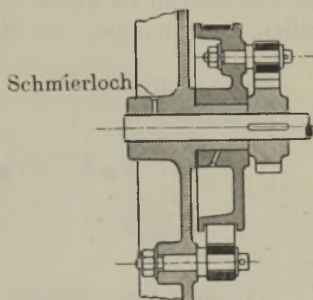
Die Bremsscheibe sitzt lose auf der Bremswelle. Das Bremsband ist durch die Belastung des Hebels stets gespannt. Das Sperrrad ist auf die Welle aufgekeilt und der Bolzen der Sperrklinke ist in dem Boden der Bremsscheibe befestigt.

Fig. 232.



Sperradbremse.

Fig. 233.



Lastheben: Die Bremsscheibe dreht sich nicht, weil sie durch das gespannte Band gehalten wird. Das Sperrrad 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 Sperrklinke, 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 Sperrrad nebst Bremsscheibe drehen sich. Das Lüften der Bremse hat vom Arbeiter in der Weise zu erfolgen, daß ein gleichmäßiges Herabsinken der Last stattfindet.

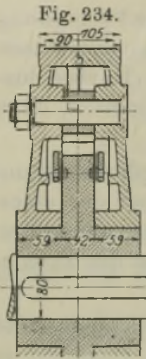


Fig. 234.

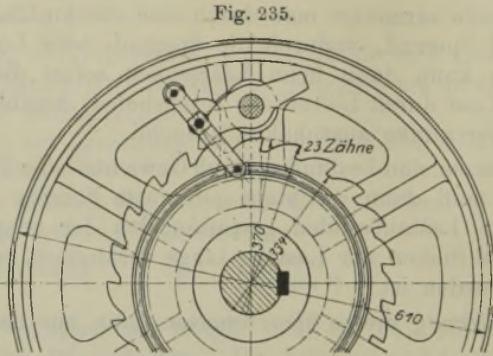


Fig. 235.

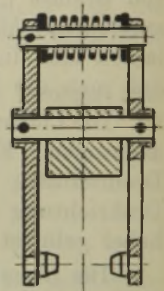


Fig. 236.

Sperrbremse mit gesteuerten Klinken.

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 auf das verlängerte Lagerauge des Windenschildes, wie in Fig. 233, 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. 237 bis 241 stellen Anordnungen von Bolzen und Klinkenfedern für Bremsen dar.

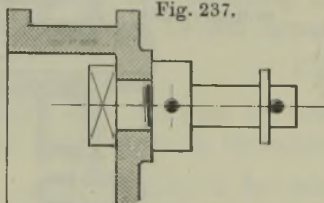


Fig. 237.

Klinkenbolzenbefestigung.

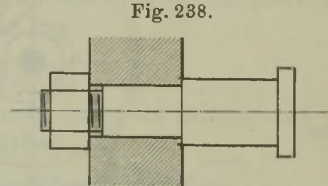


Fig. 238.

Bolzenbefestigung.

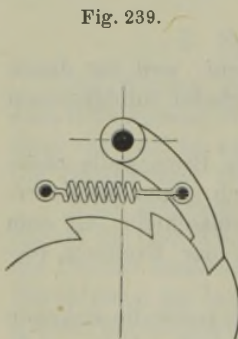


Fig. 239.



Fig. 240.

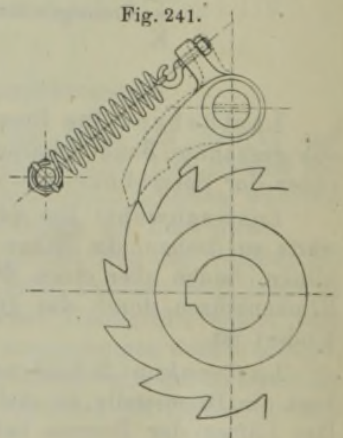


Fig. 241.

Anordnung von Klinkenfedern.

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 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 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 vernichtet werden, so ist eine zweite Bremse, eine Magnet- oder elektrische Bremse erforderlich.

a) Lastdruckbremsen (Senksperrbremsen).

Das Prinzip dieser Bremsen besteht in der Betätigung der Bremsorgane durch die Last selbst. Hierbei wird der Lastrückdruck durch Seilzug, Schnecke oder Gewinde zur Bremsung herangezogen.

Beim Lastsenken muß die Differenz zwischen dem etwas größeren Drehmoment des Reibungswiderstandes und dem Drehmoment der Last überwunden werden — bei Handbetrieb durch die Kurbel oder das Haspelrad, bei Maschinenantrieb durch den Motor. Das Heben bedingt Ausschaltung der Bremswirkung durch Gesperre.

Die Lastdruckbremsen arbeiten unwirtschaftlich, weil sie beim Senken erhebliche Arbeit verbrauchen. Sie sind deshalb nur noch für Handbetrieb von Bedeutung, während bei Maschinenantrieb allgemein elektrische Senkbremse angewendet wird.

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 $\mu = 0,05$.

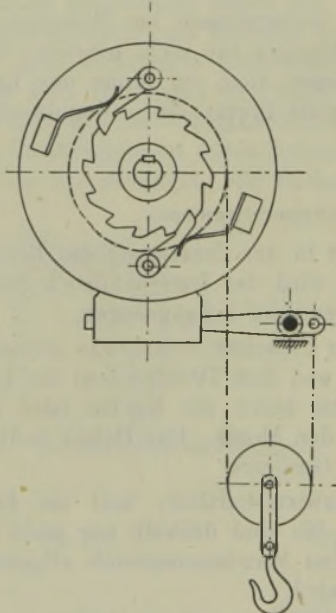
Für richtige Wärmeableitung gilt nach S. 108:

$$k \cdot v \leq 30.$$

1. Seil-Lastdruckbremsen.

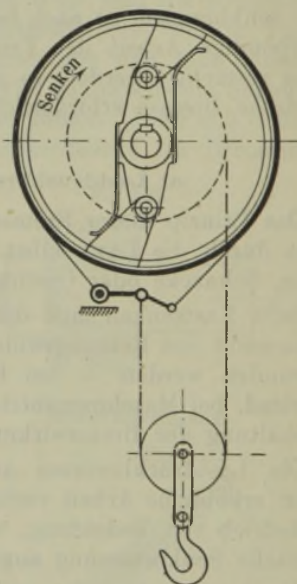
Anordnung: Nach Fig. 242 wird das sonst an einem festen Punkt angebrachte Seilende mit dem Bremshebel verbunden. Die lose auf der Welle sitzende Bremsscheibe wird also stets gebremst. Die Verbindung mit der Welle erfolgt entweder durch ein aufgekeiltes Sperrrad, dessen Klinkenbolzen im Bremsscheibenboden befestigt sind, oder

Fig. 242.



Klotzbremse mit Zahngesperre,
durch Seilzug betätigt.

Fig. 243.



Bandbremse mit geräuschlosem Gesperre,
durch Seilzug betätigt.

durch ein geräuschloses Gesperre mit aufgekeiltem Klinkenträger und als Keilnute ausgebildetem Bremsscheibeninnenrand nach Fig. 243.

Arbeitsweise: 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.

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.

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.

Der zur Erzielung des Reibungswiderstandes beim Senken erforderliche Anpressungsdruck wächst im gleichen Verhältnis mit der Last. Man wählt das Bremsmoment $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ größer als das Rücktriebmoment.

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 Deutschen Maschinenfabrik zeigt. Eine besondere Stoppbremse wird hier häufig bei sehr groß gewähltem Sicherheitsüberschuß unter Inkaufnahme eines hohen Stromverbrauches weggelassen.

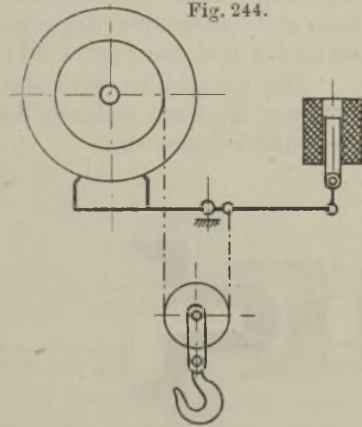
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker.

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 die Zähne des Sperrades unter dem Sperrkegel hinweg und die vermöge des axialen Schneckendruckes

Fig. 244.

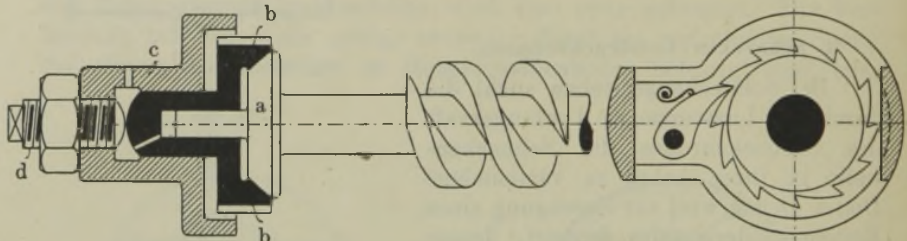


Klotzbremse mit Magnet durch Seilzug betätigt.

gekuppelte Schneckenwelle dreht sich mit dem Hohlkegel *b*, weil die Reibung in der Kegelpkupplung größer ist, als 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 die Sperrklinke das Sinken der Last hindert.

Das Lastsenken wird durch Drehen am Haspelrade in der Senkrichtung erreicht, wodurch der Reibungswiderstand in der Kegelpkupplung überwunden wird.

Fig. 245.



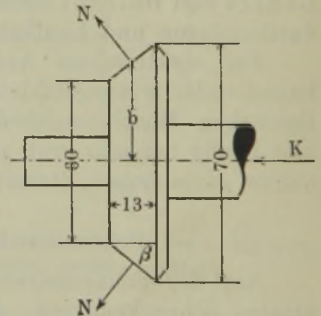
Schnecken-Lastdruckbremse von Becker.

Diese Drucklagerbremse, für welche nachstehende Rechnung durchzuführen ist, fällt in ihren Dimensionen sehr klein aus.

Es bedeute:

- M* das Bremsmoment der Kegelpkupplung in kgcm,
- K* den Zahndruck in Richtung der Schneckenachse, also den Anpreßdruck für die Kupplung,
- r* den Schneckenhalbmesser in cm,
- α den Steigungswinkel des Schneckengetriebes,
- ϱ den Reibungswinkel des Schneckengetriebes,
- W* den Umfangswiderstand am mittleren Kegelhalbmesser,
- b* den mittleren Bremskegelhalbmesser in cm,
- β den halben Kegelwinkel der Kupplung,
- $\mu_1 = \text{tg } \varrho_1$ den Reibungskoeffizienten in den Bremsflächen.

Fig. 246.



Vollkegel der Lastdruckbremse,

Unter Vernachlässigung der Lagerreibungen ist das selbsttätige Rücktriebmoment in der Schneckenwelle (S. 149)

$$M \geq K \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha - \varrho),$$

oder mit $M = W \cdot b$

$$W \cdot b \geq K \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha - \varrho).$$

Zwischen Einpressungsdruck K und Umfangskraft W besteht die Beziehung

$$W = \frac{\mu_1 K^2}{\sin \beta};$$

also ist

$$\frac{\mu_1 \cdot K \cdot b}{\sin \beta} \geq K \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho),$$

woraus mit $\mu_1 = \operatorname{tg} \varrho_1$

$$b \geq r \frac{\sin \beta \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)}{\operatorname{tg} \varrho_1}.$$

Gebräuchliche Ausführungswerte für Flaschenzüge:

$$\alpha = 22^\circ; \quad \beta = 21^\circ \quad (\beta = 28^\circ \text{ ist Grenzwert}).$$

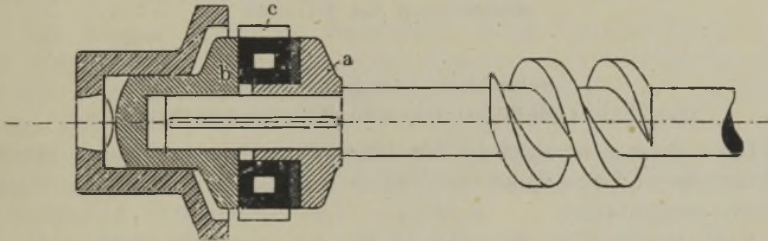
$$\varrho = 7^\circ; \quad \mu = 0,08; \quad \mu_1 = \operatorname{tg} \varrho_1 = 0,08.$$

Die Breite des Bremskegels ermittelt sich wie bei den Konuskupplungen aus der zulässigen spezifischen Pressung.

Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders.

Die Kegelkupplung ist hier durch eine Lamellenkupplung ersetzt. Zwischen den beiden durch Feder mit der Welle verbundenen schmiedeeisernen Druckscheiben a und b , von denen die linke mit einem Stütz-

Fig. 247.



Schnecken-Lastdruckbremse von Lüders.

zapfen versehen ist, sitzt lose das Sperrrad 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.

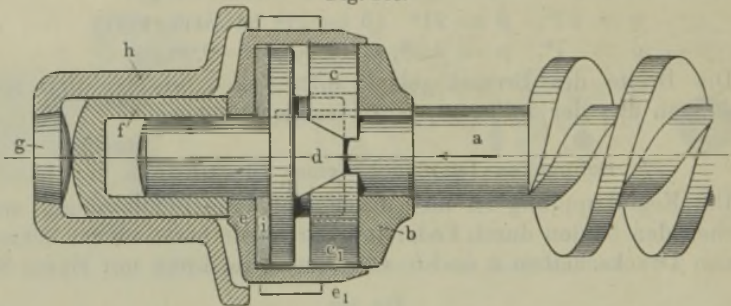
Die Schneckenwelle a wird durch die Last in der Richtung des Pfeiles belastet. Es drückt infolgedessen Bund b der Welle die beiden

¹⁾ Stellungnahme zu dieser Formel in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 1030: Prof. Bonte: Beitrag zur Berechnung der Kegelreibkupplungen und über Reibung und Schmierung.

Dort ist nachgewiesen, daß die in der Literatur gebräuchliche Formel von Weisbach $W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta}$ falsch sei, und daß die ursprünglich von Reuleaux aufgestellte Formel $W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta}$ die richtige ist.

halbringförmigen Bremsbacken c und c_1 gegen die schiefen 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^1) statt, der sich in dem festen Lager h des Flaschenzuggehäuses oder Windengestelles befindet.

Fig. 248.



Maximbremse von Bolzani.

Schnecken-Lastdruckbremse
der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, Köln.

Diese Bremse ist statt des bei den anderen Konstruktionen üblichen Spurzapfens und Sperrades mit einem Kugellager und einem Walzenesperre ausgestattet.

Nach Fig. 249 ist das linke Ende der Schneckenwelle g in dem Bremsgehäuse a gelagert und trägt eine mit der Welle 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 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.

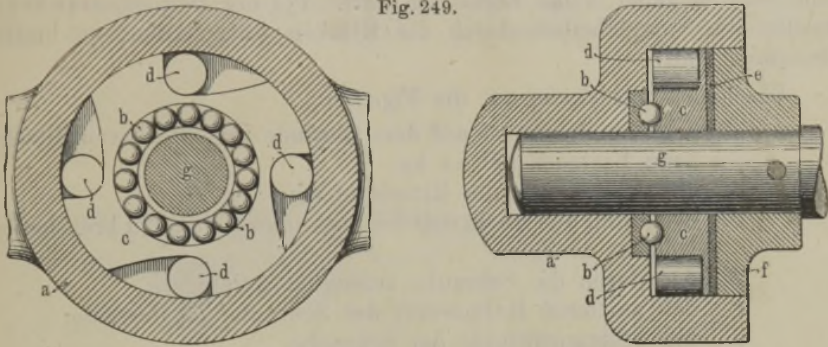
Um die Drehung der Scheibe c im Gehäuse a möglichst zu erleichtern, ist zwischen beiden ein Kugellager b statt der sonst üblichen Stützzapfen angeordnet, während zwischen den Scheiben f c behufs Erhöhung der Reibung eine Lederscheibe e liegt.

Wirkungsweise: Beim Heben der Last wird die Schneckenwelle g nach rechts gedrückt. Hierbei ist die Reibung infolge des Kugellagers sehr gering. Hört die Kraftwirkung auf, so wird durch den Rücktrieb der Last die von der Scheibe f mitgenommene Reibrolle c durch die Rollen d im Gehäuse a festgebremst. Da nun zwischen c

¹⁾ Ungünstige Spurzapfenkonstruktion in Fig. 245, 247, 248.

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 Kugelsperre eignen sich nur für ganz kleine Kräfte, da eine gleichmäßige Anlage der einander gegenüberliegenden Sperrteile nicht zu erwarten ist.

Fig. 249.



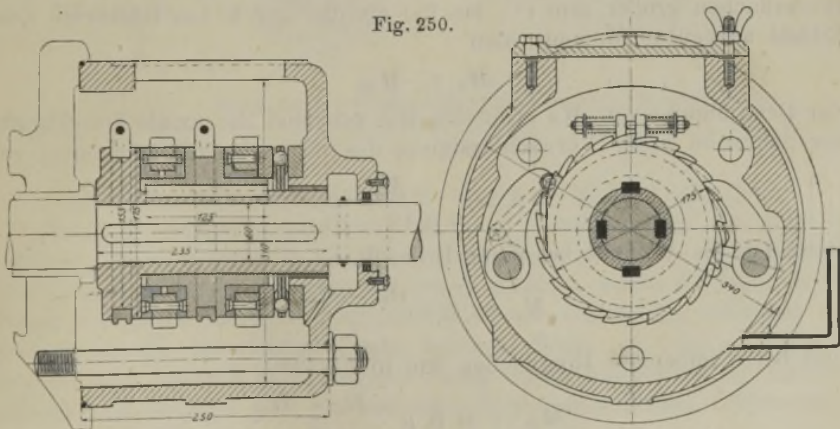
Rücklaufbremse der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.

Schnecken-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik A.-G.

Die 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 Schneckengetriebe 1:15 und ein Stirnrädervorgelege 1:4. Hubgeschwindigkeit 2,4 m/min. Die elastische Kupplung zwischen Motor- und Schneckenwelle dient einer elektromagnetischen Lüftbremse als Bremsscheibe.

Die Lastdruckbremse ist mit einem Kugelstützlager am Ende der Schneckenwelle in eine geschlossene, gegen das Schneckengehäuse

Fig. 250.



Schnecken-Lastdruckbremse der Deutschen Maschinenfabrik.

geschraubte gußeiserne Büchse mit Ölbad eingebaut und besteht aus einem doppelten Lamellensatz mit zwei Sperrrädern. Die drei Bremsflächen der lose eingesetzten Sperrräder sind mit Vulkanfiber belegt. Die beiden Sperrklinken arbeiten geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Stellzaun.

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. 250

Z den Zahndruck des auf dem Gewinde verschiebbaren Ritzels beim Lastrücktrieb in kg,

R den Halbmesser des Ritzels in cm,

M_s das durch den Rücktrieb der Last erzeugte und zu bremsende Moment in kgcm,

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 Bremscheibe in cm,

M_B das durch den Druck K in den Bremsflächen erzeugte Reibungsmoment in kgcm,

so ist zunächst das Moment, welches die Welle im Sinne des Senkens zu drehen sucht,

$$M_s = ZR.$$

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 ($\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$) als das durch den Rücktrieb des Ritzels ausgeübte Moment, also

$$M_s < M_B.$$

Zur Bestimmung von M_B ermitteln wir zunächst die axiale Druckkraft der Schraube unter Vernachlässigung des Schraubenstützmomentes zu

$$K = \frac{M_s}{r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)}.$$

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. 230:

$$M_B = n K \mu \cdot \frac{R_a + R_i}{2}.$$

3. Gewinde-Lastdruckbremsen.

Der fehlende Axialdruck der Schnecke wird durch Gewinde künstlich erzeugt.

Arbeitsweise. Heben: Trieb *a* wird durch den Lastrückdruck am Drehen gehindert und axial gegen das Sperrrad *b* gedrückt. Dadurch wird dieses samt der Gegenscheibe *c* mitgenommen, wobei die Sperrzähne unter der Klinke hinweggleiten (eventuell geräuschlose Klinken).

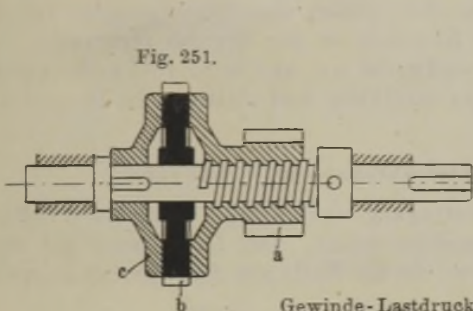


Fig. 251.

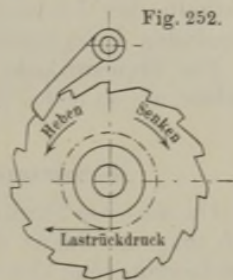
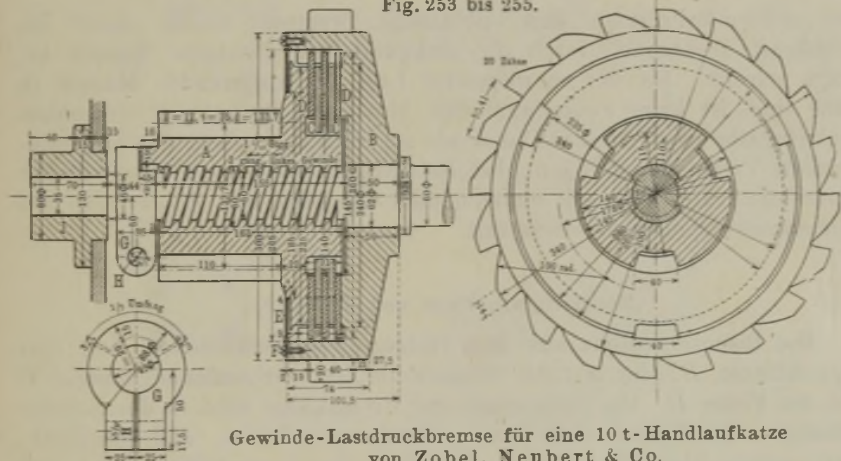


Fig. 252.

Gewinde-Lastdruckbremse.

Fig. 253 bis 255.



Gewinde-Lastdruckbremse für eine 10 t-Handlaufkatze von Zobel, Neubert & Co.

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 an sich relativ schneller 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.

Anwendung. Die Konstruktion eignet sich nur für kleine Hubhöhen und geringe Lasten in Flaschenzügen, Laufkatzen und kleinen Winden.

Die Erwartungen, daß sich nach den guten Erfahrungen mit Gewinde-Lastdruckbremsen für Handbetrieb dieselben auch bei elektrischem Betriebe bewähren würden, haben sich nicht erfüllt. Diese Bremse kommt deshalb für elektrischen Antrieb nicht mehr zur Anwendung, weil die zum Senken verbrauchte Arbeit für die Motorleistung sehr ungünstig ist, und weil der durch das Lüftspiel bedingte tote Gang innerhalb des Triebwerkes bei den großen Beschleunigungen der zu kuppelnden Teile Stoßen und Klemmen in der Bremse verursacht.

Die Bremswirkung tritt stoßweise ein und wird ruckweise unterbrochen, um so mehr, je weniger feinfühlig und elastisch die Bremse ist.

4. Schrägzahn-Lastdruckbremse von 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.

b) Zentrifugalbremsen

oder Schleuderbremsen sind selbsttätige Bremsen, welche durch die Fliehkraft 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 Senkbremsen Verwendung finden. Die Bremskraft wächst mit zunehmender Zentrifugalkraft, d. h. mit zunehmender Drehzahl der Welle, also mit zunehmender Senkgeschwindigkeit.

Zentrifugalbremse von Becker.

Die Bremse besteht 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 der Scheibe befestigt. Die Klötze sind ferner derart ausgebildet, daß die Fliehkraft mittels Hebelübersetzung den Bremsdruck vergrößert, und daß große Massen in großem Abstände von der Welle angebracht werden können; daher sichelförmige Gestalt.

Behufs gleichmäßigen Anschlagens der drei Klötze 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 Drehzahl ausgeglichen sein. Man bewerkstelligt das Abziehen der Klötze von der Trommelwandung durch eine in der Büchse *F* angebrachte Spiralfeder. Das Spannen der Feder erfolgt durch Drehen der Büchse.

Fig. 256.

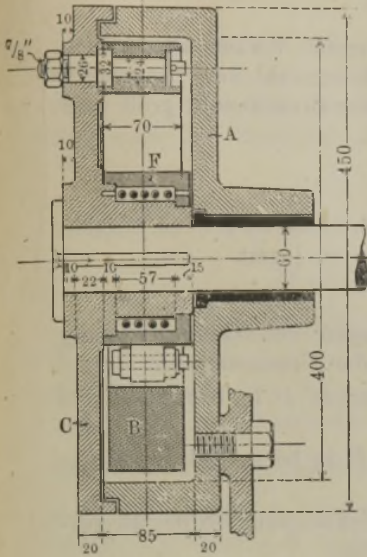
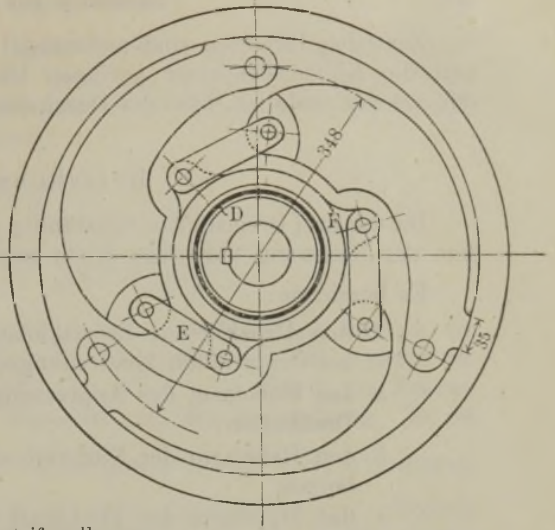


Fig. 257.



Zentrifugalbremse.

Fig. 258.

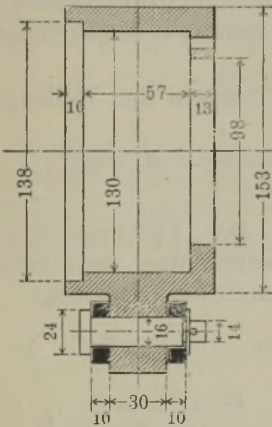
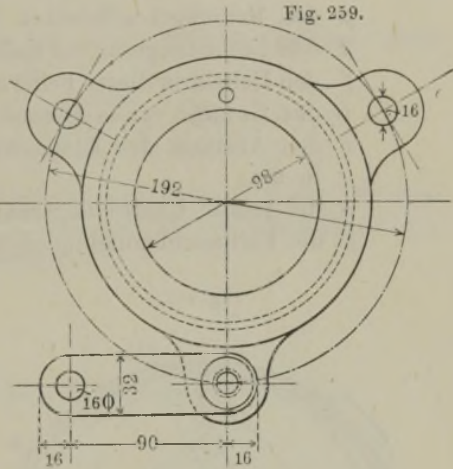
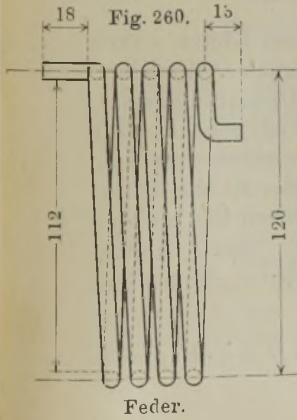


Fig. 259.



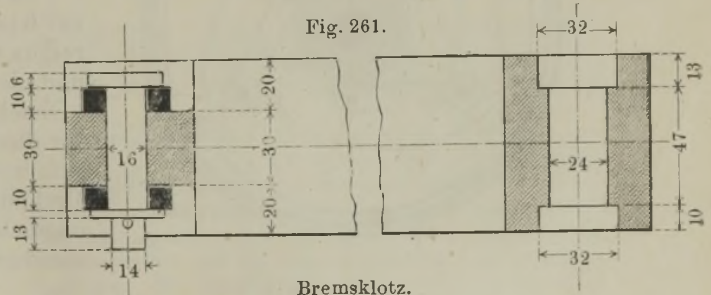
Federgehäuse zur Zentrifugalbremse.

Fig. 260.



Feder.

Fig. 261.



Bremsklotz.

Zentrifugalbremsen sind auf schnell laufenden Wellen anzuordnen, weil die Klötze bei einer geringen Umdrehungszahl der Bremswelle sehr schwer ausfallen, bzw. der Durchmesser der Bremse sehr groß wird.

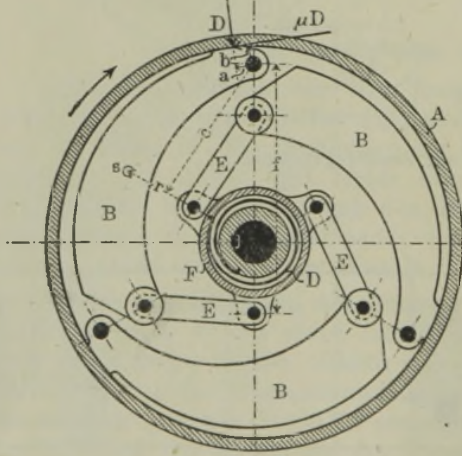
Berechnung.

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 Gehäuseumfang 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 i. d. min;
- g die Fallbeschleunigung = 9,81 m/sk².

Fig. 262.



Zentrifugalbremse.

Die Fliehkraft C des Bremsklotzes bestimmt sich durch die Gleichung:

$$C = \frac{mv^2}{r} \\ = \frac{G}{g} \cdot \frac{4r^2\pi^2 \cdot n^2}{r \cdot 60 \cdot 60} = G \frac{r \cdot n^2}{900}$$

An einem Klotze wirken der Klotzdruck D , die Klotzreibung μD , die Fliehkraft C und der Federzug F . Die

Gleichgewichtsbedingung für diese vier Kräfte drückt sich aus durch die um den Drehpunkt des Klotzes angeschriebene Momentengleichung:

$$C \cdot c - D \cdot a - \mu D \cdot b - F \cdot f = 0.$$

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:

$$P\left(\frac{a}{\mu} + b\right) + F \cdot f = \frac{G \cdot r n^2 c}{900},$$

$$G \geq \left[P\left(\frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c}\right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r n^2}.$$

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 $\frac{b}{c}$ durch $-\frac{b}{c}$ zu ersetzen. 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

$$n = \sqrt{\left[P\left(\frac{a}{\mu \cdot c} + \frac{b}{c}\right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r G}}.$$

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 Umdrehungen in der 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 der 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:

$$r = 150 \text{ mm}, \quad a = b = 26 \text{ mm}, \quad c = 208 \text{ mm};$$

$$\text{also} \quad \frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8}, \quad \frac{f}{c} = \frac{270}{208} = 1,3.$$

Nehmen wir ferner die Federspannung pro Klotz zu 6,5 kg an, so ergibt sich das Klotzgewicht aus der Gleichung:

$$G = \left[P \left(\frac{a}{\mu \cdot c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r n^2},$$

$$G = \left[\frac{120}{3} \left(\frac{1}{0,1 \cdot 8} + \frac{1}{8} \right) + 6,5 \cdot 1,3 \right] \frac{900}{0,15 \cdot 200^2}$$

$$G \sim 10 \text{ kg.}$$

Die Bremsklotzdicke ergibt sich nach Ermittlung der Klotzfläche zu 65 mm. Hängt nur die halbe Last am Kranhaken, so macht die Bremswelle bei einer Umfangskraft von $\frac{190}{2} = 60 \text{ kg} = 3P$, also $P = \frac{60}{3}$

$$n = \sqrt{\left[\frac{60}{3} \left(\frac{1}{0,1 \cdot 8} + \frac{1}{8} \right) + 6,5 \cdot 1,3 \right] \frac{900}{0,15 \cdot 10}} \sim 147 \text{ Umdrehungen i. d. min.}$$

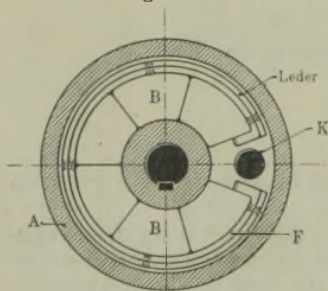
d. h. die Zentrifugalkraft ist bereits bei 147 Umdrehungen so groß, daß sie dem kleineren Lastrückdruck das Gleichgewicht hält.

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.

Zentrifugalbremse von Stauffer.

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 zunehmender 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 in der Minute beträgt, berechnet. Um dieselbe Schleuderbremse auch bei kleineren

Fig. 263.



Zentrifugalbremse
von Stauffer.

Umfangskräften verwenden zu können, bringt man die Bleiklötze in Zellen unter, deren Füllungen der Bremsgröße entsprechen.

Nachteile: Die Klötze fallen infolge der mangelnden Hebelübersetzung in den Klötzen bedeutend schwerer aus.

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.

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. Zur Vermeidung derselben, welche immer einige Umsicht von seiten des Arbeiters verlangen, dienen Sicherheitskurbeln.

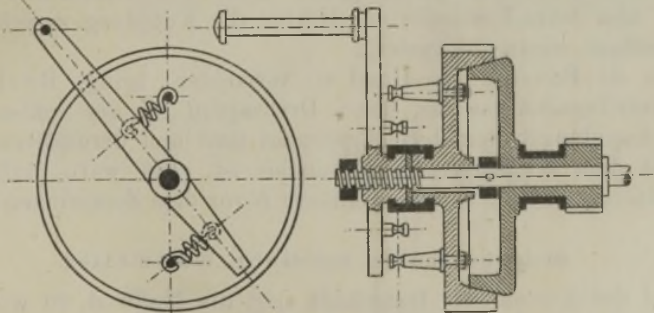
Anwendungsgebiet: Sicherheitskurbeln finden nur bei Handantrieb für größere Förderhöhen als 5 m Anwendung. Sie kommen ferner nur für Stirnräderübersetzung in Betracht und dann zweckmäßig nur für einfache Übersetzung, weil sonst das Hakengewicht unnötig schwer gemacht werden muß.

Sicherheitskurbel von Weidtmann.

Der Vollkegel der Kegelkupplung ist mit einem Ritzel verbunden und sitzt lose auf der Kurbelwelle. Der Hohlkegel ist auf einer Feder 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 Sperrrad ausgebildet.

Fig. 264.

Fig. 265.



Sicherheitskurbel von Weidtmann.

Heben der Last: Dreht man die Kurbel in der Richtung, bei welcher die Konuskupplung geschlossen wird, so verursacht die Reibung zwischen den Kegelflächen die Mitnahme des Antriebrades.

Schweben der Last: Zwischen Kurbel und Kupplung sind 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 beim Loslassen der Kurbel.

Senken der Last: Durch Rückwärtsdrehen der Kurbel mittels der Verbindungsschelle muß 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.

Berechnung der Konuskupplung nach S. 114 (Berechnung einer Lastdruckbremse).

Sicherheitskurbel von Becker.

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. Hierbei legen sich 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, welche letzteres die Bewegung weiter überträgt. Beim Loslassen der Kurbeln legt sich eine Sperrklinke, welche stets in das mit A verbundene Sperrrad 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 Spiralfeder h wird hierbei dem Triebe C 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 Gebr. Weismüller.

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

Fig. 267.

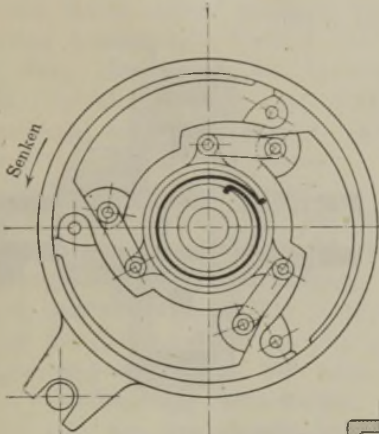
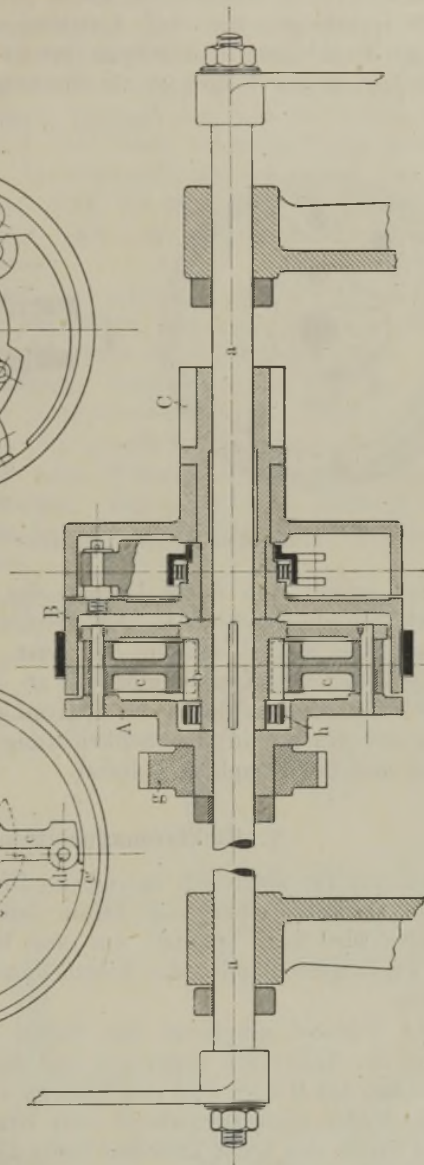
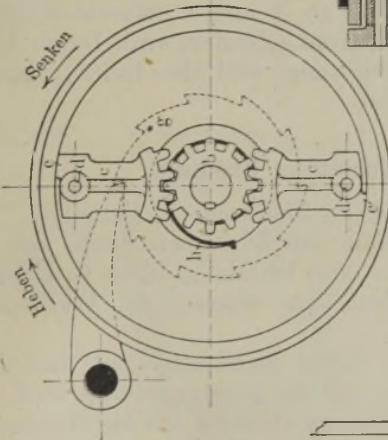


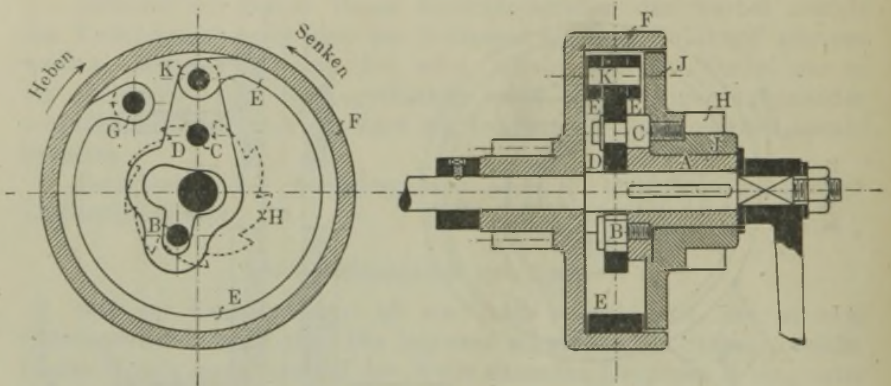
Fig. 268.



Sicherheitskurbel von Becker.

drehbaren Spannhebel *D*, welcher eine Ringfeder *E* auseinanderspreizt und gegen die lose auf der Kurbelwelle sitzende, mit einem Zahnrad zusammengesessene Kupplungstrommel *F* drückt. Der eine Bolzen *G* 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

Fig. 269 u. 270.



Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller.

der Last erfolgt nun durch Drehen der Kurbel in der Hubrichtung, wodurch Kupplungsschluß in der Trommel *F* hergestellt wird. Beim Loslassen der Kurbel schwebt die Last, weil die mit Spannung eingesetzte Feder den Kupplungsschluß an *A* und *F* aufrecht erhält und die Rückwärtsdrehung durch das Sperrrad gehindert wird. Durch Zurückdrehen der Kurbel in der Senkrichtung wird die Feder zusammengezogen und die Kupplung gelüftet.

8. Elektromagnetische Bremsen

kommen nur für elektrisch betriebene Hebezeuge in Betracht.

Die Wirkung einer vom Strom durchflossenen Spule auf einen Eisenkern wird dazu benutzt, um eine beständig durch Gewicht oder Feder angezogene Band- oder Klotzbremse während der Arbeitsperiode zu lüften.

Das Solenoid empfängt den Strom gleichzeitig mit dem Motor, wodurch der Ankerkern angezogen und die Bremse gelüftet wird. Beim Ausschalten des Motors wird das Solenoid stromlos und das Hebelgewicht bzw. die Feder zieht Bremsband oder Bremsklotz wieder an.

An Stelle des sonst üblichen Lüftmagneten wendet man bei Drehstrombetrieb Lüftmotoren 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.

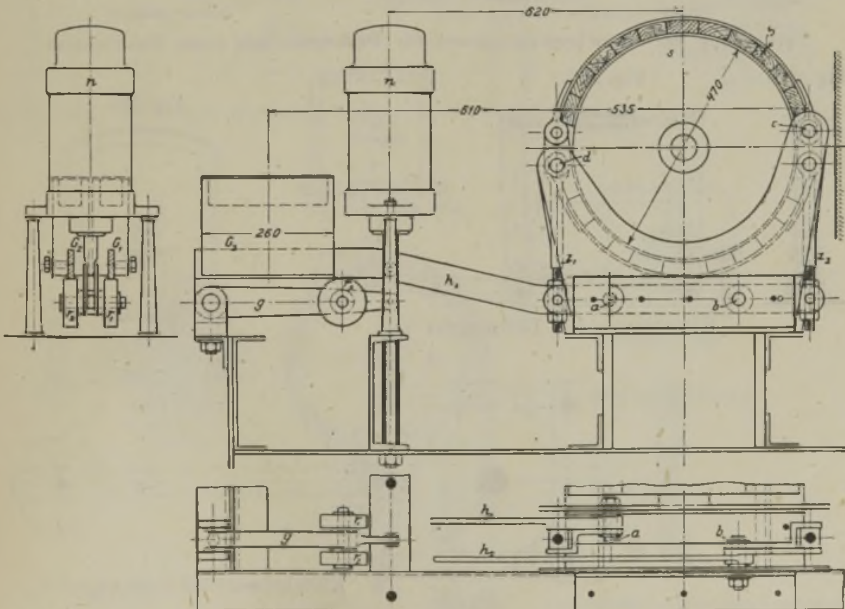
Näheres über Bremsmagnete und Bremsmotoren enthält Abschnitt „Elektrischer Antrieb“.

Gute Bremslüfteinrichtungen sind vor allem 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.

Das Abbremsen der Motoren ist wesentlich bei Gleichstrombetrieb, da die Gleichstromanker mit Kollektoren empfindlicher gegen häufiges Umsteuern sind als die Schleifringanker des Drehstrommotors.

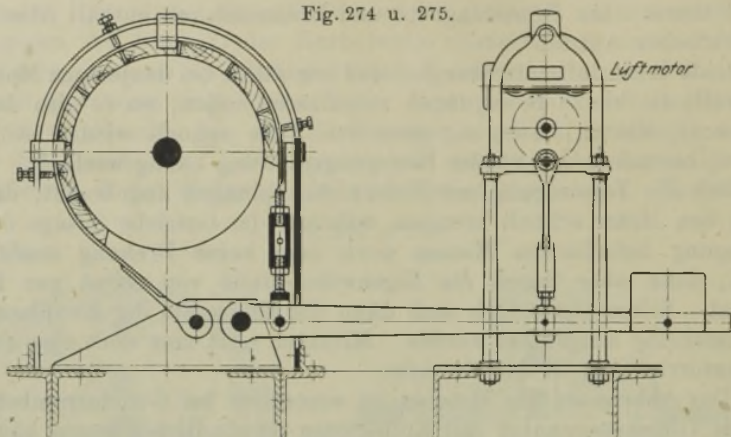
Kommen in der Hubbewegung Sperradbremsen vor, so ist der Bremsmagnet nur während der Senkperiode zu erregen, da diese Bremsen während des Hebens durch die Last geschlossen bleiben; ebenso selbsttätige Senksperrbremsen. Bei allen Bremsen ist die Erzielung einer sanften Bremswirkung anzustreben. Man baut daher vielfach Luftpuffer ein, um das Herabfallen des Bremsgewichtes und dadurch schroffe Wirkung zu vermeiden.

Fig. 271 bis 273.



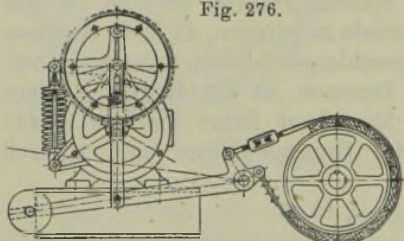
Elektromagnetische Lüftbremse.

Fig. 274 u. 275.



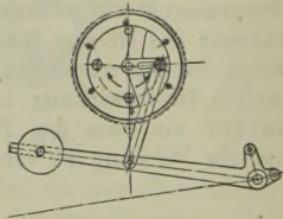
Einfache Bandbremse mit Lüftmotor und Stützschrauben¹⁾.

Fig. 276.



Bremse angezogen.

Fig. 277.



Bremse gelüftet.

Verbindung des Motorbremsmagneten für Drehstrom mit einer Bandbremse.

Fig. 278.

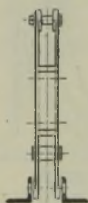
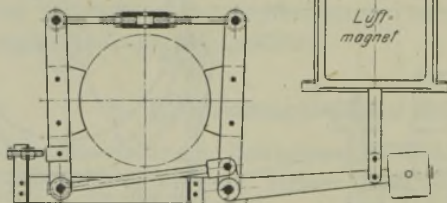
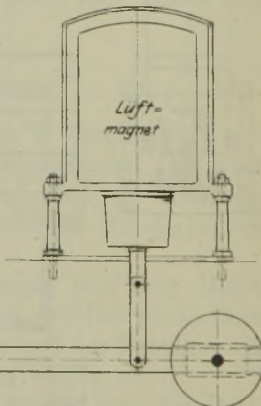


Fig. 279.



Klotzbremse mit Luftmagnet¹⁾.

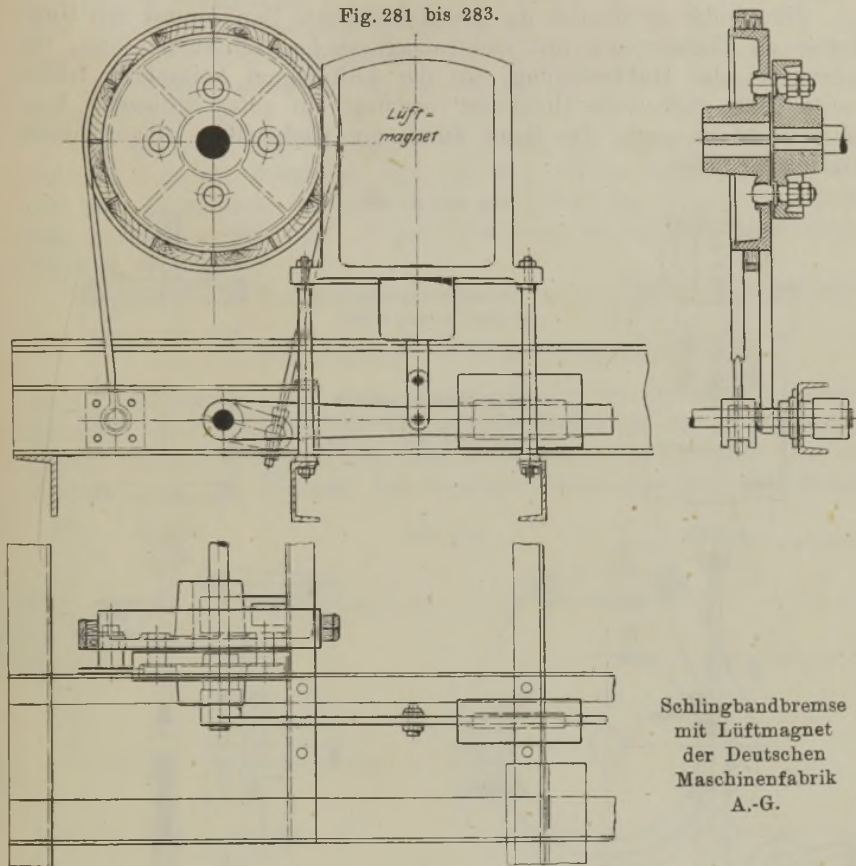
Fig. 280.



Klotzbremse mit Luftmagnet¹⁾.

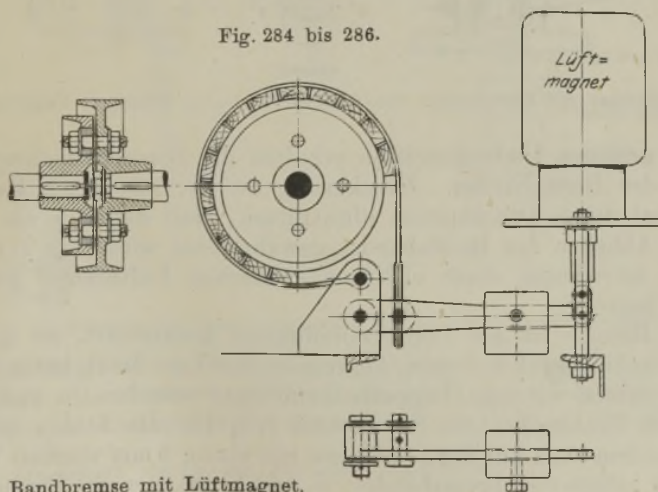
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859. Frölich, Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.

Fig. 281 bis 283.



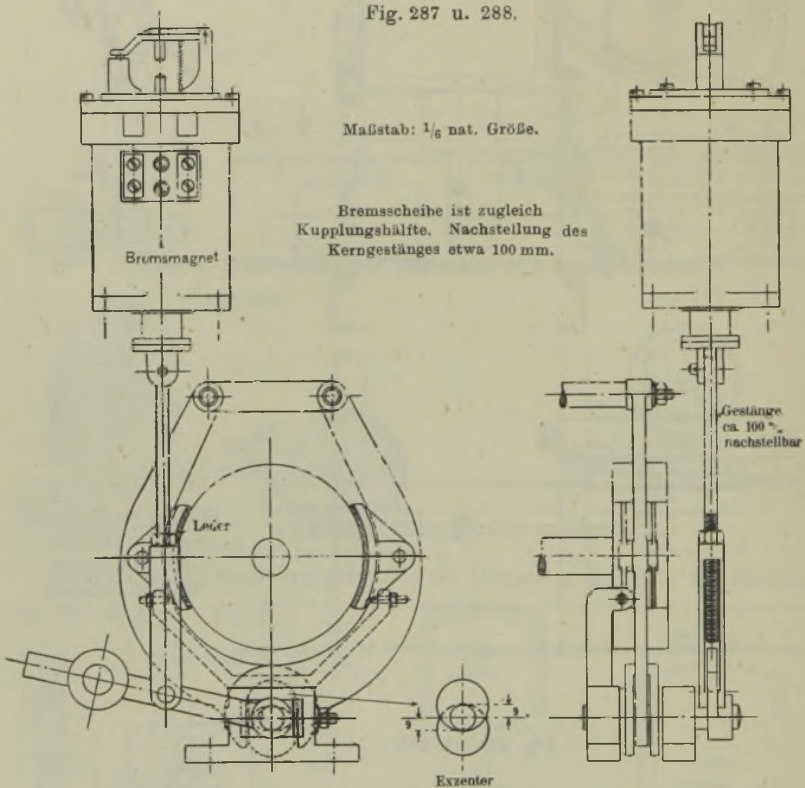
Schlingbandbremse
mit Lüftmagnet
der Deutschen
Maschinenfabrik
A.-G.

Fig. 284 bis 286.



Bandbremse mit Lüftmagnet.

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.



Klotzbremse mit Lüftmagnet von C. Haushahn in Stuttgart-Feuerbach.

Bei größeren Umfangskräften erhalten die Bremsen mehrere Windungen des Bremsbandes. Zweckmäßig ist es, in diesem Falle das Bremsband durch Druckspitzen abzustützen, weil dadurch ein gleichmäßiges Abheben des Bremsbandes gewährleistet wird (Fig. 274).

Die Anordnung einer elektromagnetischen Lüftbremse geht aus Fig. 271 hervor.

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 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.

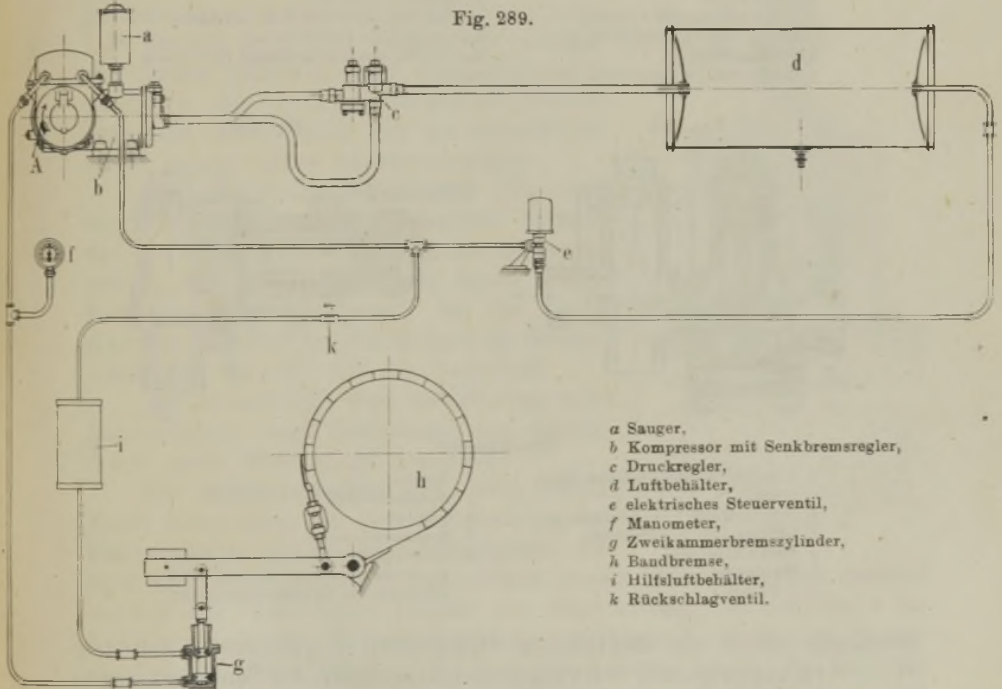
Der obere Bremszaum ist um den Bolzen c , der untere um den Bolzen d drehbar.

Bei größeren Massen wendet man vielfach Klotzbremsen an. In Fig. 280 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. 279 vermieden.

Generator- und Kurzschlußsenkbremsen siehe „Elektrischer Antrieb“.

9. Die Jordan-Druckluftbremse ¹⁾

ist die Verbindung einer einfachen Klotz- oder Bandbremse mit einem Zylinder, dessen Kolben bei eintretender Druckluft das Bremsgewicht anhebt und die Bremse lüftet, beim Entweichen der Druckluft aber die Bremse unter der Wirkung des Bremsgewichtes zum Einfallen bringt.



Anordnung der Druckluftbremse für normale Laufkranwinden.

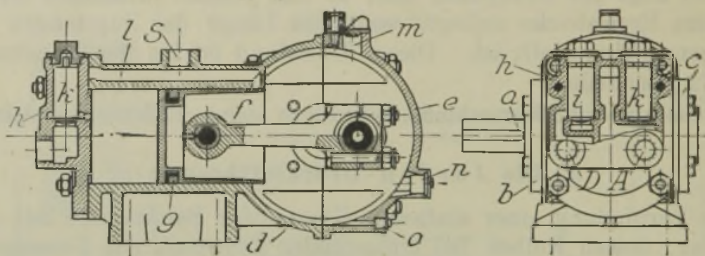
Die Druckluft wird von einem kleinen Kompressor b geliefert, der durch das Hubwerk mittels Zahnrädern getrieben wird. Ein angeschlossener Luftbehälter d sammelt einen größeren Druckluftvorrat.

¹⁾ Ausgeführt von Dr.-Ing. Jordan, Berlin-Friedenau.

Sobald 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-

Fig. 290 u. 291.



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. 292.

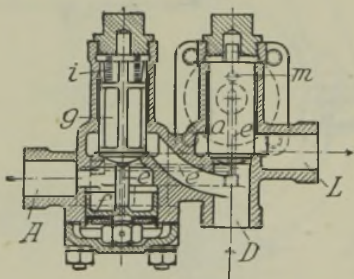
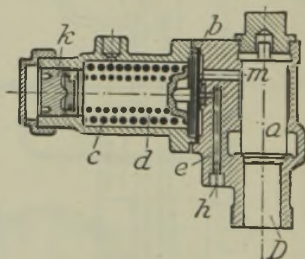


Fig. 293.



Druckregler.

A Ausschalterleitung nach dem Kompressor,
D Druckleitung vom Kompressor,
L Leitung zum Luftbehälter,
a Rückschlagventil,
b Membrane,
c, d, f Federn,

f Kolben,
g Ausschaltventil,
h Schraube,
k Regulierschraube,
m Bohrung, durch welche der Raum unter der Membrane dauernd unter Pressung des Luftbehälters steht.

steuerung durch ein elektrisches Steuerventil *e* gesteuert. Ein vom Windwerk angetriebener Schwunggewichtsregulator, der Senkbremse (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 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 Umlaufszahl $159 \div 350$, 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. 292) dient dazu, den Kompressor auf eine bestimmte Luftpressung einzustellen und ihn leer arbeiten zu lassen, sobald diese Pressung erreicht ist.

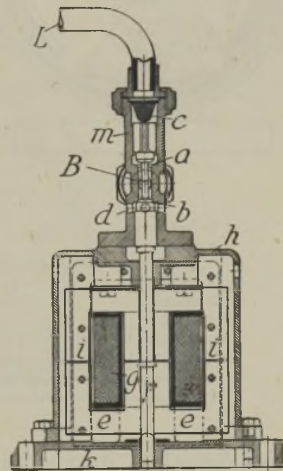
Sinkt die Luftpressung im Luftbehälter um etwa 0,1 at, so geht die Membrane *b* auf ihren Sitz zurück und die unter dem Kolben befindliche Druckluft entweicht durch eine feine Bohrung der Schraube *h* ins Freie. Das Ausschaltventil *g* und der Kolben *f* werden dann durch die Feder *i* nach unten gedrückt, 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 Senkbremse Regler.

Das elektrische **Steuerventil** (Fig. 294) 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 **Senkbremse Regler** (Fig. 295) 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 Endstellung. 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

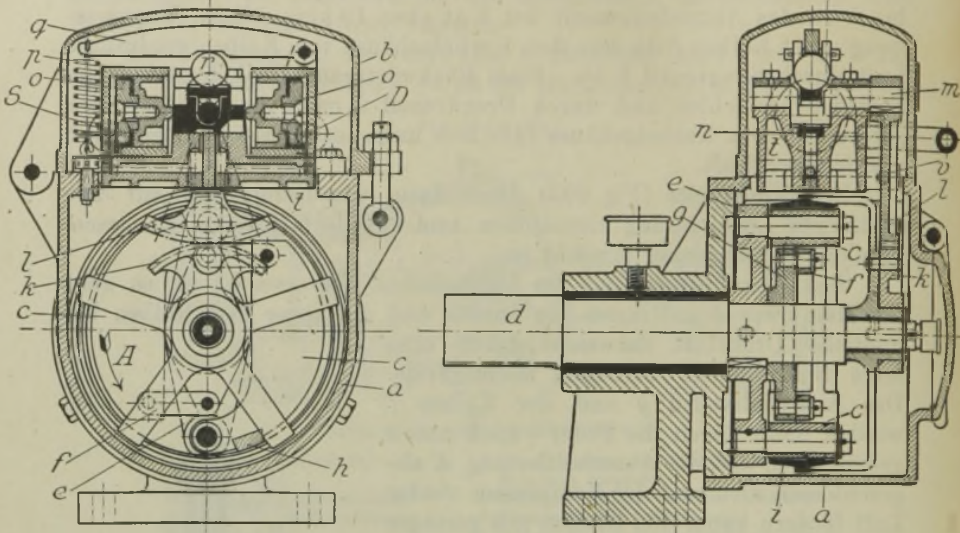
Fig. 294.



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.

Fig. 295 u. 296.



Senkbremserregler.

- a* Gehäuse.
b Haube,
c Schwinggewichte der Zentrifugalbremse,
d Welle,
e Halter,
f Lenker,
g Ausgleichhebel,
h Gleitbacken 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.

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 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.

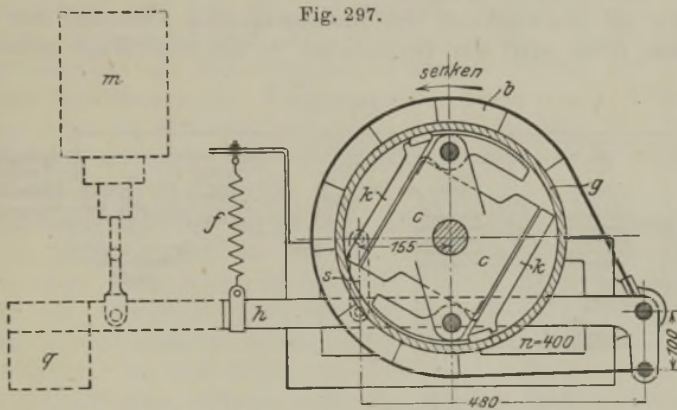
Die Bremse ist während der ganzen Zeit des Lastsenkens angezogen, und auch bei Leerlauf der Maschine heben sich die Bremsbacken nur so weit ab, um ein Schleifen der Backen zu vermeiden.

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 Becker.

Die Bremse¹⁾ benutzt den Fliehkraftregler nicht mehr zur unmittelbaren Betätigung der Bremse, sondern nur als Vorspann, so daß dadurch eine große Bremsleistung erreicht wird. Nach Fig. 297 ist das Gehäuse *g* des Fliehkraftreglers nicht mehr wie bei der alten Ausführung fest mit dem Windengestell verschraubt, sondern lose drehbar. Der von den Fliehklotzen *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



Anordnung der gesteuerten Fliehkraftbremse.

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.

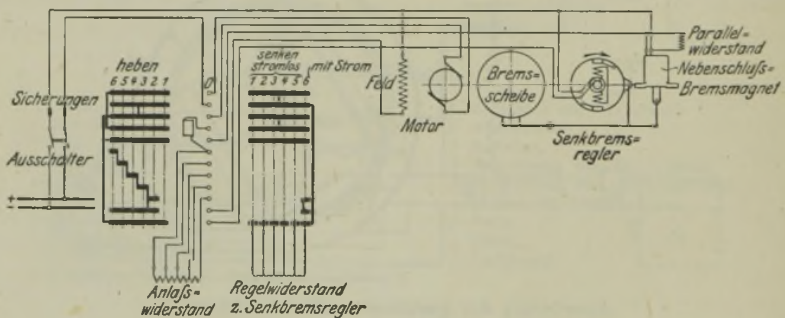
Zum Festhalten der Last kann eine besondere Magnetbremse eingebaut, oder aber auch die Fliehkraftsenkbremse gleichzeitig als Stoppbremse verwendet werden. Hierzu ist nur ein Belastungsgewicht *g* am Bremsgestänge erforderlich, welches die Bremse mit einer Kraft schließt, die zum Verzögern der Massen 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

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1925. Prof. Kammerer, Versuche mit einer elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse der Firma E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

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

Fig. 298.



Schaltbild zur gesteuerten Fliehkraftbremse von E. Becker.

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 ist 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 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 des Abschnittes über Bremsen.

Bei Handbetrieb dient die Bremse als Haltebremse und für die Senkperiode meist als Senkbremse (Regulierbremse). Als Stopp- oder Verzögerungsbremse 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 Drehkränen der Fall ist. Kann der Führerstand aber nicht durch Gestänge, sondern nur durch Kontaktleitungen mit dem Hubwerk verbunden werden, wie dies fast bei allen Laufkränen 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.

Bandbremse. Bei einer Drehrichtung ist die Bandbremse wegen ihrer großen Reibfläche und starken Übersetzung besonders vorteilhaft.

Lamellenbremsen. Verwendung bei großer Arbeitsverrichtung, 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.

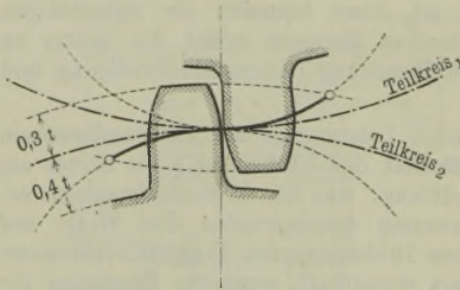
Zahnräder.

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. 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. 299.



Lage des Teilkreises bei Zykloiden.

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 Zahn-

flanken 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 vier Zähnen für Zahnstangenwinden entwerfen lassen.

Während bei Zykloidenverzahnung allgemein für die Zahnfußhöhe $0,4t$ und für die Zahnkopfhöhe $0,3t$ 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 möglicher Beibehaltung der ganzen Zahnhöhe von $0,7t$ verlängert wird. Umgekehrt erhält dann das kleine Rad Zähne mit großer Zahnhöhe und verkürztem Zahnfuß.

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 $0,7t$ 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.

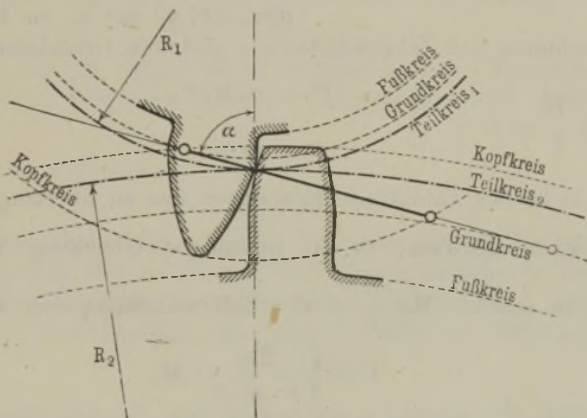
Übliche Verkleinerungen sind

$$\text{Zahnkopfhöhe} = 0,25 t,$$

Winkel der Eingriffslinie, wenn der Zahnfuß nicht unterschritten sein soll:

bei einer Zähnezahl $z = 10$	15	20	25	30	und mehr,
Winkel $\alpha = 68^\circ$	70°	72°	73°	75° .	

Fig. 300.



Lage des Teilkreises bei Evolventen.

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

$$\text{für roh gegossene Räder} \dots \dots \dots s = \frac{19}{40} t,$$

$$\text{entsprechend einem Spielraum} = \frac{1}{20} t,$$

$$\text{für sauber bearbeitete Räder} \dots \dots \dots s = 0,5 t.$$

Bei dem 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, | h die Zahnhöhe, |
| b die Zahnbreite $= \psi \cdot t$, | P der Zahndruck, |
| s die Zahnstärke, | c der Festigkeitskoeffizient, |

so ermittelt sich die Teilung nur mit Rücksicht auf die Festigkeit aus der Biegleichung:

$$P \cdot h = \frac{b s^2}{6} \cdot k_b.$$

Setzt man im Mittel $s = 0,5 t$ bis $0,55 t$, und für h den üblichen Wert $0,7 t$, so wird

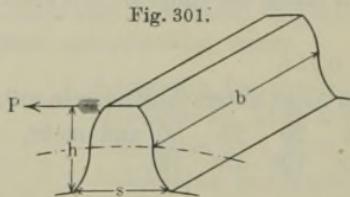


Fig. 301.

$$P = b t \frac{0,5^2}{6 \cdot 0,7} \cdot k_b = b \cdot t \cdot 0,06 k_b$$

bis

$$P = b t \frac{0,55^2}{6 \cdot 0,7} \cdot k_b = b \cdot t \cdot 0,07 k_b.$$

Beanspruchung eines Zahnes.

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:

$$P = c \cdot b \cdot t \dots \dots \dots 1)$$

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 $\frac{b}{t} = \psi$ erhält man dann den Ausdruck:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot M_d \dots \dots \dots 2)}$$

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 i. d. min,

v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im Teilkreisradius

so ist, wenn v in m und r in cm ausgedrückt wird,

$$v = \frac{2 r \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60} \quad \text{und} \quad N = \frac{P \cdot v}{75}.$$

Durch Kombination beider Gleichungen ergibt sich das Drehmoment

$M_d = P \cdot r = 71620 \frac{N}{n}$. Mit diesem Wert geht Gleichung 2) über in

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n} \dots \dots \dots 3)}$$

Gewöhnlich ist für Gußeisen

$$k_b = 300 \text{ kg/qcm, und demnach } c = 18 \text{ bis } 21.$$

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 Drehzahl 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 leichter Räder Stahlguß, so kann $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$ 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

$$b = 2t, \text{ also } \psi = \frac{b}{t} = 2.$$

Wird aus irgendwelchen Gründen $b > 2t$, so ist die Formel $P = c \cdot b \cdot t$ nicht ohne weiteres gültig, da sie nur den Längsbruch berücksichtigt, während dann die Gefahr des Eckbruches, welche nur bei $b = 2t$ annähernd gleich der des Längsbruches, maßgebend wird. Eine Vergrößerung von b über $2t$ steigert also die Festigkeit nicht. Daher ist zu rechnen, wenn

$$b > 2t, \quad P = c \cdot 2t \cdot t = 2ct^2.$$

Teilung für schneller laufende Räder. Die Berechnung erfolgt nach den für langsam laufende Räder aufgestellten Teilungsformeln.

Gewöhnlich rechnet man nach

$$P = 2ct^2,$$

also mit $b = 2t$, und berücksichtigt die Abnutzung 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.

Material und Bearbeitung. Für Handbetrieb kommt meistens Gußeisen zur Verwendung. Bei motorischem Antrieb werden die Räder zur Beschränkung der Dimensionen und der Abnutzung aus Stahl oder Stahlguß hergestellt. Außerdem kommt noch bei elektrischem Antrieb für die Räder auf der Motorwelle Rohhaut und Phosphorbronze in Frage.

Tabelle 24. 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

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/sk Umfangsgeschwindigkeit ab (entsprechend $n = 150$ bei kleinen Rädern von $80 \div 90$ mm Durchmesser) — werden die Zähne gefräst. Insbesondere ist bei den ersten Übersetzungen elektrisch betriebener Hebezeuge peinlich genaue Herstellung auf guten Spezialmaschinen erforderlich.

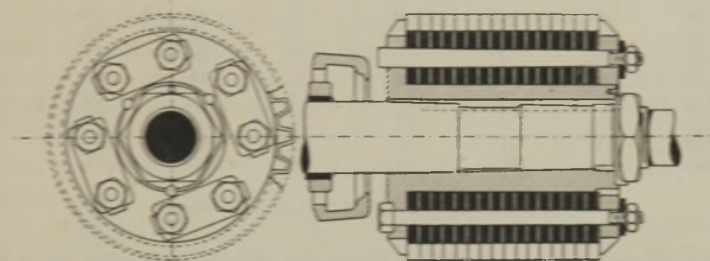
Rohhautritzel. Bei elektrischem Antriebe werden die direkt auf der Elektromotorwelle sitzenden Ritzel aus Rohhaut hergestellt. Das Rad, welches aus einzelnen Ritzeln, nach Fig. 302 durch Schrauben zusammengepreßten Lederscheiben besteht, ist zu fräsen und mit seitlichen Stirnplatten aus Eisen- oder Rotguß zu versehen. Das eingreifende Stirnrad muß dann 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.

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.

Fig. 302.



Bohhautritzeln.

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 schweren Räder an der Trommel
aber meist 12 "

Tabelle 25.

Gewichte von Zahnradern in kg. (Nach ausgeführten Rädern zusammengestellt.)

Teilung	Zähnezahl												
	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	120
	Gewichte												
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	25	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	280	400	540	650	800	1000	1200	1500	1700
80	90	140	220	290	350	480	650	780	950	1200	1400	1600	2000

Tabelle 26. **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 = $z \cdot t \cdot b \cdot M$ (t und b in cm).

Wirkungsgrad. Als mittleren Wert des Wirkungsgrades eines Zahnradpaars 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 Zahnradervorgelegewelle:

$$\eta = 0,94 \cdot 0,97 \sim 0,91$$

$$\text{bis } \eta = 0,96 \cdot 0,97 \sim 0,93,$$

bei guter Wartung:

$$\text{bis } \eta = 0,95.$$

Schneckengetriebe.

Anwendung bei Hebezeugen dann, 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 durch einen sehr geringen Wirkungsgrad (40 bis 50 Proz.) erkauft.

Für Windwerke mit Maschinenantrieb, bei denen die Verwendung einer eingängigen Schnecke die Wahl eines stärkeren, also auch teureren Motors gegenüber dem Zahnradantrieb 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.

Arbeitsprofile der Schnecken. Für die zunächst zu ermittelnden Zahnstangenprofile der Schnecken kommen als Begrenzungslinien Evolventen und Zykloiden in Betracht.

Genauere Untersuchungen¹⁾ 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 Schmiegun.

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.

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.

Die Kopfhöhe der Evolventenschnecken und zugehörigen Radzähne ist auf $0,25t$ 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 $0,23t$ 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.

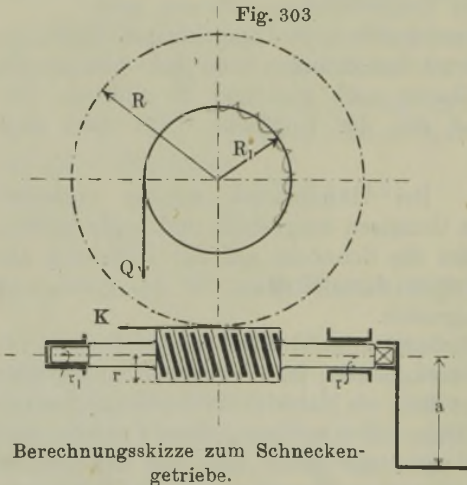
Für Schneckengetriebe mit hohen Umlaufzahlen, wie solche namentlich bei Elektromotorenantrieb vorkommen, ist die Bearbeitung beider Teile unerläßlich. Man verwendet dann als Material für das Schneckenrad Phosphorbronze und fräst die Zähne mit einer besonderen Frässhnecke in den Radumfang ein. Damit nicht das ganze Rad aus der teureren Phosphorbronze hergestellt werden muß, stellt man nur den Radkranz aus diesem Material her und schraubt ihn nach Fig. 314 oder 315 (S. 157) 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.

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.

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 Trommelhalbmesser,
 R den Halbmesser 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

$$P_0 2 a \pi = K \cdot s,$$

oder

$$P_0 2 a \pi = \frac{Q R_1}{R} \cdot s.$$

Führt man die Zähnezahl in die Gleichung ein, so wird mit der Beziehung

$$2 R \pi = z t \quad \text{und} \quad s = i t$$

$$P_0 \cdot a = Q R_1 \cdot \frac{i}{z},$$

und mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades das wirkliche Antriebsmoment

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R_1 \cdot i}{\eta \cdot z} \quad \text{oder} \quad M_{\text{Schnecke}} = \frac{M_{\text{Trommel}} \cdot i}{\eta \cdot z};$$

demnach das Übersetzungsverhältnis:

$$\frac{\text{Nutzbares Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{\eta \cdot P \cdot a}{Q R_1} = \frac{i}{z},$$

d. h. die Schnecke entspricht einem Zahnrad von i Zähnen.

Der Schneckendurchmesser ist demnach ohne Einfluß auf das Verhältnis von

$$P : Q.$$

Bezeichnet ferner

- α den Steigungswinkel des Schraubenganges,
 r den Schneckenhalbmesser,
 r den Halszapfenhalbmesser,
 r_1 den mittleren Spurzapfenhalbmesser,
 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

$$M = P \cdot a = K \cdot r \cdot tg(\alpha + \varrho),$$

und mit Berücksichtigung der Lagerreibungen

$$P \cdot a = K \cdot r \cdot tg(\alpha + \varrho) + \mu K r_1 + \mu P r,$$

Spurzapfen Halszapfen

also der wirkliche Kurbeldruck

$$P = \frac{K [r tg(\alpha + \varrho) + \mu r_1]}{a - \mu r}$$

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

$$P = 1,05 \text{ bis } 1,1 \frac{K \cdot r \cdot tg(\alpha + \varrho)}{a}.$$

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

$$\eta_s = \frac{P_0}{P} = \frac{r \cdot tg \alpha}{[r tg(\alpha + \varrho) + \mu r_1] \cdot a} = \frac{r tg \alpha (a - \mu r)}{a [r tg(\alpha + \varrho) + \mu r_1]}$$

Setzt man wieder für die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste in den Schneckenlagern 10 bzw. 5 Proz. der Antriebskraft, so wird

$$\eta_s = \frac{0,9 \, tg \alpha}{tg(\alpha + \varrho)} \quad \text{bis} \quad \frac{0,95 \, tg \alpha}{tg(\alpha + \varrho)}.$$

Der Wirkungsgrad wächst mit dem Steigungswinkel α und ist insbesondere vom Reibungskoeffizienten zwischen Schnecke und Schneckenrad μ_1 abhängig¹⁾.

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.

Er verringert sich bei dickflüssigen Öl mit geringer Öltemperatur (siehe S. 154 „Schmiermaterial“), und insbesondere auch dann, wenn der Zahndruck erheblich unter den der Vollbelastung sinkt. So ist z. B. nach Stribeck^{1a)} (siehe S. 149) 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:

$$\mu_1 = 0,15 \quad \varrho = 8^\circ 50';$$

- b) für gute Ausführung, gehärtete Stahlschnecke auf Bronze, gefräst, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0,1 \quad \varrho = 6^\circ;$$

- c) für vorzügliche Ausführung, im Ölbade:

$$\mu_1 = 0,05 \quad \varrho = 3^\circ;$$

- d) desgl. bei hohen Gleitgeschwindigkeiten:

$$\mu_1 = 0,02 \quad \varrho = 1^\circ 10'.$$

Der Wirkungsgrad ist also auch noch von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Für ein gußeisernes Schneckengetriebe z. B., dessen Steigungswinkel $5^\circ 42'$ bei 8π Ganghöhe, 30 Zähnen und 200 kg Zahndruck betrug, wurde durch Versuche bei

360 600 und 900 Umdrehungen i. d. min
bzw. 1,5 2,5 „ 4,0 m/sk Gleitgeschwindigkeit
ein Wirkungsgrad $\eta_s = 0,67$ 0,71 „ 0,74 ermittelt.

Für ein doppelgängiges Schneckengetriebe, Stahl auf Bronze, mit einem Steigungswinkel $17^\circ 40'$, 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 Einfluß von 10 Proz. Lagerverlust für die Schneckenwelle nachstehende Wirkungsgrade gesetzt werden.

Tabelle 27. Wirkungsgrade der Schneckenwellen.

Steigungswinkel $a =$	4°	6°	8°	10°	15°	20°	25°
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

$$K = c \cdot b \cdot t$$

zugrunde zu legen.

Hierin ist zu setzen

für Gußeisen $c = 20$ bis 25

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 .

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

$$P 2 a \pi = \frac{K}{\eta_s} \cdot s = \frac{K}{\eta_s} i t \quad \text{mit } K = c b t \quad \text{und } b = \psi \cdot t,$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{P \cdot 2 a \pi \cdot \eta_s}{\psi \cdot c \cdot i}}$$

Ist das Lastmoment gegeben, so verwendet man die Gleichung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot M},$$

und bei gegebener Anzahl der Pferdestärken die Gleichung

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \cdot \psi \cdot z} \cdot \frac{N}{n}}$$

Bei schnell laufenden Schnecken ist für die Teilung auch die Rücksicht auf Erwärmung maßgebend. Es ist dann zu kontrollieren nach der Gleichung¹⁾

$$N = c_1 i t^2,$$

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. mit einem eingängigen Schneckengetriebe eine Übersetzung 1:25 erzielt

1) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 1160. Stribeck, Versuche mit Schneckengetrieben.

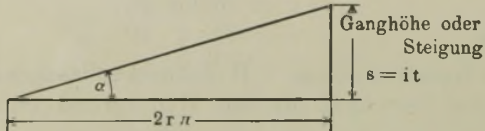
werden, so hat das Schneckenrad 25 Zähne zu erhalten, bei einer doppelgängigen Schnecke $2.25 = 50$ Zähne und bei einer dreigängigen Schnecke $3.25 = 75$ Zähne.

Der Durchmesser des Schneckenrades bestimmt sich aus der Gleichung

$$z \cdot t = D \pi.$$

Schneckendurchmesser. Es 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.

Fig. 304.



Wickelt man sich einen Schraubengang ab, so ergibt sich nach Fig. 304 der Schneckendurchmesser zu

$$2r = \frac{i \cdot t}{\pi \operatorname{tg} \alpha}.$$

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 $\alpha = 4^\circ$

$$\text{Durchmesser aus } D = \frac{i \cdot t}{\pi \operatorname{tg} \alpha},$$

demnach

$$\text{eingängig } D = \frac{1 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \operatorname{tg} 4^\circ} = 143 \text{ mm},$$

$$\text{zweigängig } D = \frac{2 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \operatorname{tg} 4^\circ} = 286 \text{ mm},$$

$$\text{dreigängig } D = \frac{3 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \operatorname{tg} 4^\circ} = 429 \text{ mm usw.}$$

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 Zahnücken im Querschnittsprofil vorhanden sind. Außerdem wäre zu untersuchen, ob der berechnete Durchmesser noch angängig ist.

Z. B.: Gegeben $i = 1$; $t = 10\pi$; $\alpha = 22^\circ$, also $\operatorname{tg} \alpha = 0,404$, demnach

$$D = \frac{1 \cdot 10 \cdot \pi}{\pi \cdot 0,404} = 25 \text{ mm}.$$

Die Schnecke wäre nicht ausführbar, weil nach Abzug der Fußhöhe mit $2 \cdot 0,4 \cdot 10 \cdot \pi = 25,12$ 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

$$l = 4 \text{ bis } 6 t.$$

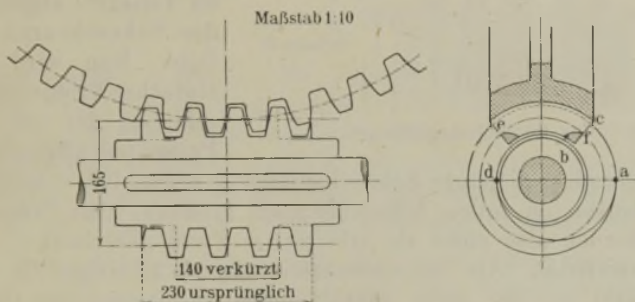
Zu lang gehaltene Schnecken sind häufig die Ursachen eines unruhigen, mit Stößen verbundenen Ganges, welcher unter Umständen mit Heißlaufen verbunden ist.

Bei dem in Fig. 305 abgebildeten Getriebe zeigte sich bei der Betrachtung, daß die schraffierten Flächen stark angegriffen, rau und abgenutzt waren, so daß der Zahnquerschnitt merklich vermindert war (Fig. 306). Im Schnecken trog 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

Fig. 305.

Fig. 306.



Schneckengetriebe mit zu lang gehaltener Schnecke.

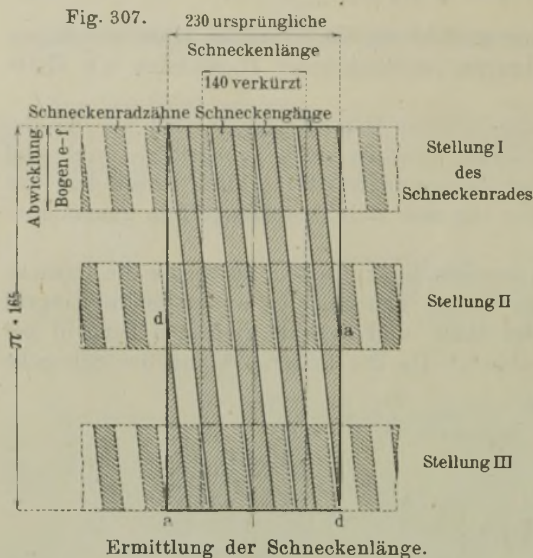
in üblicher Weise abgerundet war, konnte das Abheben nur stattfinden, wenn der Punkt *a* in die Linie *b—c* eingetreten war; das Abheben erfolgte demnach bei jeder Umdrehung der Schraube einmal. Die Schnecke wurde dieser Überlegung entsprechend gekürzt, und zwar so lange, bis der ungleiche Gang verschwunden war. Die ursprüngliche Länge von 230 mm war damit auf 140 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

¹⁾ Betriebserfahrungen an Schneckengetrieben. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing 1912, S. 806.

Eingriff verursachen, die um so stärker auftreten, je länger die Schnecke ist. Es scheint daher zweckmäßig, die Länge des Eingriffes zu be-



schränken, 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. 307) 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.

Schmiermaterial. Als Schmiermaterial ist dickflüssiges Öl vorzuziehen, obwohl bei der nicht ausbleibenden Verdickung des Öles die Wirkungsgrade leiden.

Die hohen Wirkungsgrade entsprechen nur dem Beharrungszustande, nachdem das dickflüssige Öl durch die Temperaturerhöhung dünnflüssiger geworden ist. Z. B. ist bei einem dreigängigen Schneckengetriebe mit $z = 30$, $t = 25,4$ mm, $\alpha = 17^\circ 34'$

für $P = 5,6 b_1 \cdot t$	bei 36° Öltemperatur,	bei 53° Temperatur,
und $n = 1364$	$\eta = 53,5$ Proz.	$\eta = 70,6$ Proz.
für $P = 24,3 b_1 \cdot t$	bei $21,2^\circ$ Öltemperatur,	bei $94,5^\circ$ 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

$$K = \frac{P \cdot a}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}$$

Da dieser Druck nicht senkrecht zur Zahnfläche wirkt, so ist derselbe nur eine Seitenkraft des Zahndruckes.

Der Zahndruck erzeugt noch eine zweite Seitenkraft N senkrecht zur Schneckenwelle, welche diese in axialer Richtung zu verschieben sucht. Es ist

$$N = K \cdot tg(\alpha + \rho).$$

Schnecken mit kleinem Steigungswinkel besitzen großen Axialdruck in der Schneckenwelle und kleinen Axialdruck in der Schneckenradachse. Je größer der Steigungswinkel wird, desto kleiner wird der Axialdruck in der Schneckenwelle und desto größer wird der Axialdruck der Schneckenradachse.

Schnecken- und Schneckenradwelle müssen demnach in ihrer Achsenrichtung unterstützt werden. Die verschiedenen Anordnungen gehen aus den nachstehenden Figuren hervor.

Zur vorläufigen Aufzeichnung der Schneckenwelle kann der Durchmesser derselben überschläglich nach der Gleichung für normale Triebwerkwellen

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}$$

berechnet werden, in welcher der neben der Verdrehungsspannung noch außerdem auftretenden Biegungsspannung durch Einsetzung eines geringeren k_a mit 120 kg/qcm Rechnung getragen ist.

Ausführung. Schneckengetriebe mit hohen Umlaufzahlen erfordern eine äußerst sorgfältige Schmierung. Man baut deshalb das ganze Getriebe in ein Gehäuse ein und kann dann zwei Bauarten unterscheiden:

- Anordnung der Schnecke unter dem Schneckenrade,
- Anordnung der Schnecke über dem Schneckenrade.

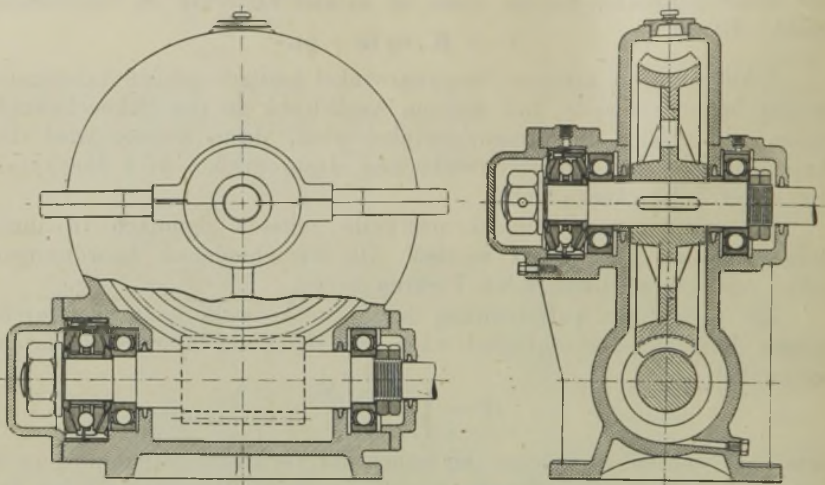
Die erste Anordnung, bei der die Schnecke vollständig im Öl läuft, leidet an dem Nachteil, daß die Schnecke nicht leicht zugänglich ist, und daß die Schneckenwelle bei direkter Kupplung mit dem Elektromotor im Verhältnis zur Motorwelle zu tief gelagert ist. Ferner findet Verunreinigung der Arbeitsflächen 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 Beobachtungsfenster (5 mm Glas) 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.

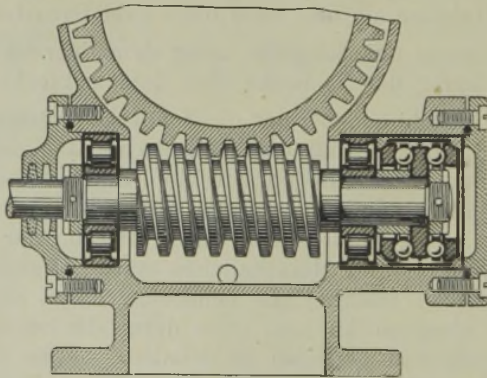
Kugel- und Rollenlagerungen der Schneckenwelle.

Fig. 308 u. 309.



Schneckenwelle für beiderseitig axialen Druck. Kugelfabrik Fischer.

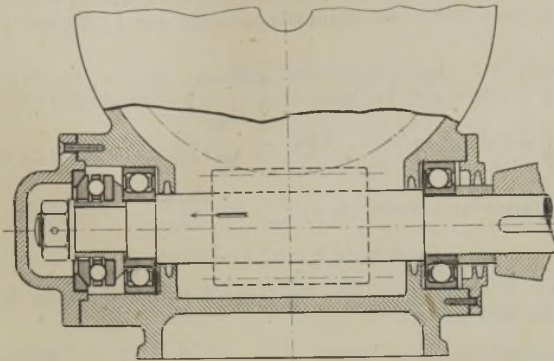
Fig. 310.



Schneckenwelle mit nach beiden Richtungen wirkendem, abwechslungsweise Druck und mit Rollenlagern kombinierten Doppeldrucklager. Norma-Compagnie.

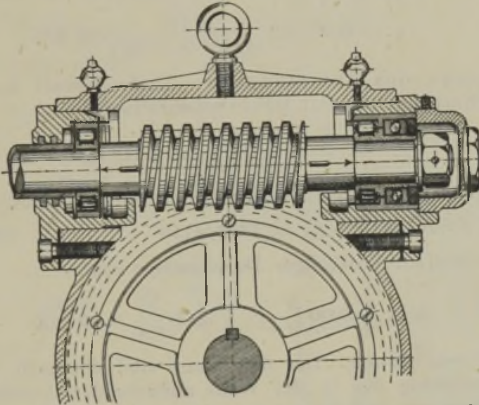
Fig. 313 zeigt die falsche Konstruktion eines Stützlagere der Schneckenwelle. Ebene oder ringförmige Spurzapfen sind solchen mit abgerundeten Stirnflächen vorzuziehen, weil bekanntlich die spezifische Pressung in der Mitte des Zapfens am größten ausfällt und sich infolgedessen an dieser Stelle kein Öl halten kann. Am vollkommensten sind stets ringförmige Zapfen, bei denen die Schmierung von innen nach außen erfolgt.

Fig. 311.



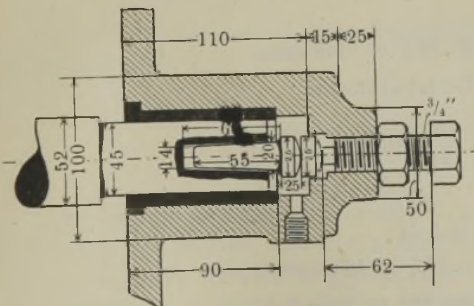
Schneckenwelle mit Axialdruck nach einer Seite. Kugelfabrik Fischer.

Fig. 312.



Schneckengetriebe mit Rollenringlager und kombiniertem Rollendrucklager für wechselseitigen Axialdruck.

Fig. 313.

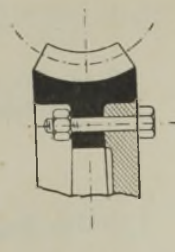


Schlechte Stützzapfenkonstruktion.

Fig. 314.



Fig. 315.



Befestigung des Schneckenradzahnkranzes am Radkörper.

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 $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ bei häufiger Vollbelastung, $\psi = 2$, $z = 40$ und $M = 31\,100 \text{ kgcm}$ wird

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi M}{c \cdot \psi \cdot z}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot 31\,100}{35 \cdot 2 \cdot 40}} = 4,12 \text{ cm} \sim 1\frac{5}{8}'' (41,27 \text{ mm});$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{40 \cdot 41,27}{\pi} = 525 \text{ mm};$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2 t \sim 85 \text{ mm.}$$

Schnecke: Gewählt $\alpha = 18^\circ$; Siemens-Martin-Stahl; aus dem Vollen geschnitten, gehärtet und poliert.

$$\text{Schneckendurchmesser } 2r = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot \text{tg } \alpha} = \frac{2 \cdot 41,27}{\pi \cdot \text{tg } 18^\circ} = 80,8 \text{ mm};$$

Kerndurchmesser: $\sim 48 \text{ mm}$; Wirkungsgrad: mit $\varrho = 1^\circ 10'$ ($\mu_1 = 0,05$), bei vorzüglicher Ausführung, Ölbad und 5 Proz. Verlust in der Schneckenradwelle:

$$\eta = 0,95 \cdot 0,9 \frac{\text{tg } 18^\circ}{\text{tg } (18^\circ + 1^\circ 10')} = 0,8.$$

Komponenten des Zahndruckes: Umfangskraft am Schneckenrade in Richtung der Schneckenwelle mit η -Schneckenradwelle = 0,95:

$$K = \frac{31\,100}{24,25 \cdot 0,95} = 1248 \text{ kg.}$$

Die zweite Komponente des Zahndruckes \perp zur Schneckenwelle ist

$$N = K \cdot \text{tg } (\alpha + \varrho) = 1248 \text{ tg } (18^\circ + 1^\circ 10') = 434 \text{ kg.}$$

Schneckenwelle: Vorläufiger Durchmesser aus

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{17}{600}} \sim 4,4 \text{ cm.}$$

Kerndurchmesser war 48 mm. Die Annahmen sind demnach prinzipiell zulässig. Zur genauen Ermittlung der in der Welle auftretenden Anstrengungen ist es erforderlich, die Biegungs- und Torsionsmomente festzustellen.

Biegungsmomente in der Horizontalebene:

$$M_{bH_{max}} = 217 \cdot 22,5 = 4882 \text{ kgcm}$$

und im Punkte I bzw. II:

$$M_{bH} = 217 \cdot 14,5 = 3146 \text{ kgcm.}$$

Biegungsmomente in der Vertikalebene.

Auflagerdrücke (Kräftepaar):

$$A = B = \frac{1248 \cdot 80,8}{450} = 112 \text{ kg.}$$

Größtes Biegemoment in I und II:

$$M_{bV} = 112 \cdot 14,5 = 1624 \text{ kgcm.}$$

Resultierendes Biegemoment in I und II:

$$M_b = \sqrt{3146^2 + 1624^2} = 3540 \text{ kgcm.}$$

Das horizontale Biegemoment in der Mitte ist also am größten und demnach maßgebend.

Torsionsmoment: Moment der Schneckenwelle

$$M_{\text{Schnecke}} = \frac{M_{\text{Trommel}} \cdot i}{\eta \cdot z}$$

$$= \frac{31100 \cdot 2}{0,7 \cdot 40} = 2221 \text{ kgcm},$$

wenn η nicht, wie berechnet, mit 0,8, sondern vorsichtshalber mit 0,7 eingesetzt wird; oder aus $P = \frac{N \cdot 75}{v}$ mit einer Gleitgeschwindigkeit

$$v = \frac{2r\pi n}{60} = \frac{0,0808 \cdot \pi \cdot 600}{60}$$

$$= 2,53 \text{ m/sk},$$

$$P = \frac{17 \cdot 75}{2,53} = 504 \text{ kg},$$

also

$$M_d = 504 \cdot 4,04 = 2036 \text{ kgcm},$$

infolge der Abrundungen etwas kleiner wie oben.

Ideelles Moment mit

$$a_0 = \frac{k_b}{1,3k_d} = \frac{400}{1,3 \cdot 600} \sim 0,5$$

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65$$

$$\sqrt{M_b^2 + (a_0 M_i)^2} = 0,35 \cdot 4882$$

$$+ 0,65 \sqrt{4882^2 + (0,5 \cdot 2221)^2},$$

$$M_i = 4959 \text{ kgcm}.$$

Damit schließlich aus

$$M_s = \frac{1}{10} d^3 k_b$$

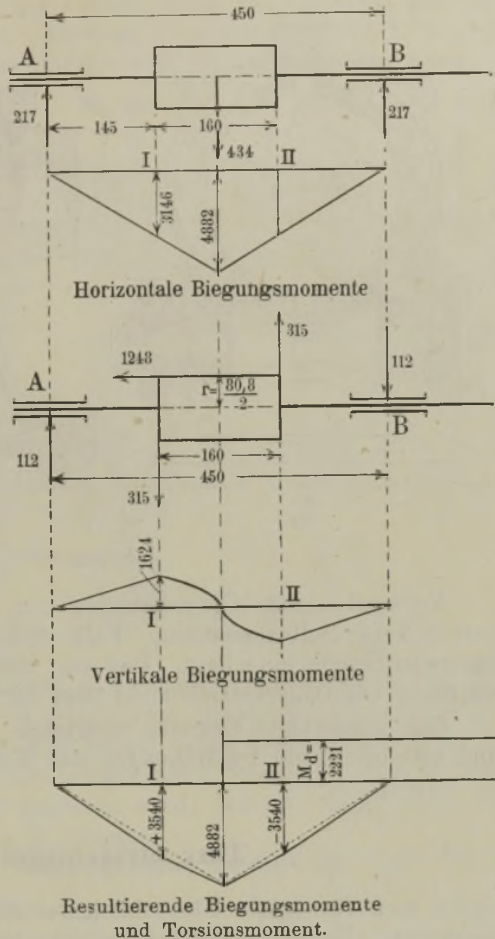
mit

$$l_b = 400 \text{ kg/qcm}.$$

$$d = 4,98 \text{ cm}.$$

Kerndurchmesser war 48 mm. Die Anstrengung wird demnach etwas größer, wie angenommen.

Fig. 316 bis 320.



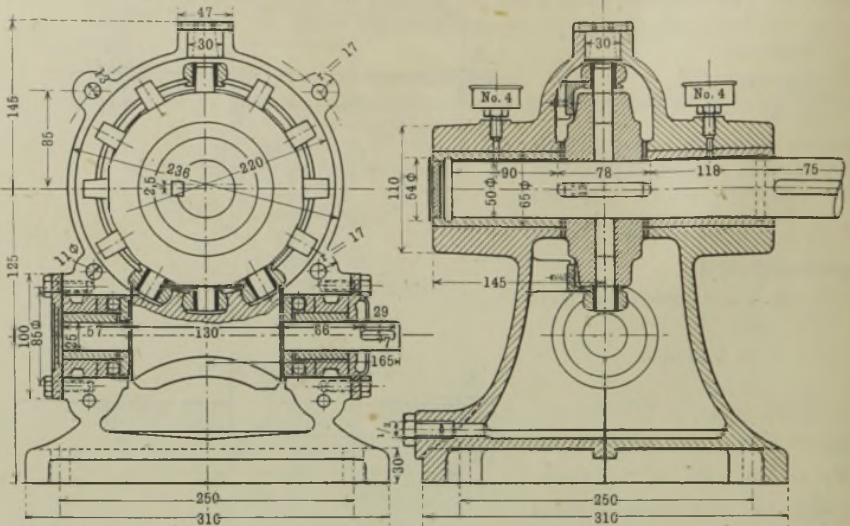
Das Pekrungetriebe

der Firma Pekrun, Coswig i. S.

Die Zähne des Schneckenrades bestehen aus gehärteten und geschliffenen Stahlrollen, die auf gehärteten, radialen Stahlzapfen sitzen. Ein im Gehäuse seitlich angeschraubter Ring, welcher in die Rollenrillen eingreift, erhält die Rollen im richtigen Abstand. Die Schnecke ist eine eingängige Globoidschnecke.

Es tritt nur noch rollende Reibung mit Zapfenreibung auf, so daß ein Wirkungsgrad von 90 bis 93 Proz. erreicht wird.

Fig. 321 u. 322.



Pekrungetriebe.

Verwendung für Übersetzungen von 1:4 bis 1:20. Das Getriebe besitzt keine Selbsthemmung. Falls diese erforderlich ist, wird eine Sperrvorrichtung eingebaut. Rad und Schnecke laufen im Ölbad. Erwärmung bei Dauerbetrieb nicht über 50°C.

Das abgebildete Getriebe überträgt bei einer Übersetzung 1:12 und 650 bzw. 1300 Umdrehungen des Motors 2,5 bis 4,5 PS.

Das Grissongetriebe

eignet sich für große Übersetzungsverhältnisse bei geringen Achsenabständen. 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.

Man führt die Verzahnung doppelt aus, indem man die Triebstücke um eine halbe Teilung bzw. die Zähne um 180° gegeneinander versetzt.

Das Rollenrad besitzt drei Krankscheiben, 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 Achsenabstand 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, 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.

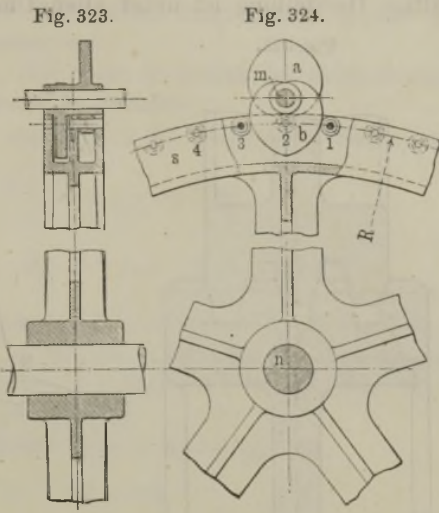
Reibräder

dienen bei Windwerken zur direkten Übertragung rotierender Bewegung von der Antriebswelle auf parallel oder rechtwinklig dazu gelagerte Achsen. 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).

Anwendung: Bei Winden mit Transmissionsantrieb in Mühlen, Speichern, Brauereien usw.

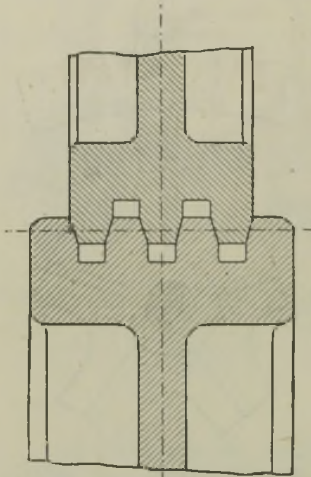
Die Kranzprofile sind mit keilförmigen, ineinandergreifenden Bahnen versehen.



Grissongetriebe.

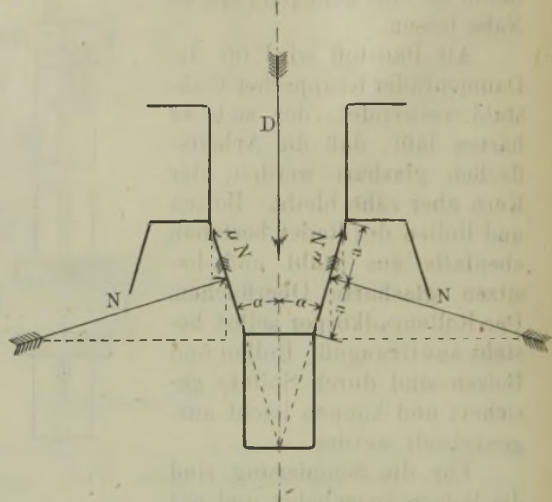
Nachteil: Die sich berührenden Kreise wälzen sich nur in einem einzigen zylindrischen Schnitte durch jeden Kranz aufeinander, während in allen übrigen Punkten Schleifen stattfindet, welches zu einer Abnutzung und Erwärmung Anlaß bietet. Für gutes Material und sorgfältige Herstellung ist unter allen Umständen Sorge zu tragen.

Fig. 325.



Kranzprofil der Keilräder.

Fig. 326.



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

also
$$N = \frac{D}{2(\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)}$$

Nach Einsetzung des Wertes für N in die erste Gleichung erhält man:

$$P \geq \frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}$$

oder
$$D = P \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\mu} = \frac{P}{\mu_1}$$

Man wählt gewöhnlich $\alpha = 15^\circ$;

kleinere Werte ergeben bei Verschleiß zu tiefes Einsinken der Kämme;
 $\mu = 0,1$ bis $0,15$ 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 $\alpha = 15^\circ$ ergibt sich der bequemere Rechnungswert μ_1 zu

$$\mu_1 = \frac{0,1}{\sin 15^\circ + 0,1 \cdot \cos 15^\circ} = 0,28.$$

Danach wird $D = \frac{P}{0,28} \sim 3,5 P$ und $P = 0,28 D$.

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

$$D \leq (2 a \sin \alpha) \cdot 2 z k_0.$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung $D = \frac{P}{\mu_1}$ folgt:

$$P \leq \mu_1 (2 a \sin \alpha) 2 z k_0.$$

Mit $2 a = 1,2$ cm. $\alpha = 15^\circ$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0,1$, folglich $\mu_1 = 0,28$, wird

$$D \leq 0,6 k_0 z \quad \text{und} \quad P \leq 0,17 k_0 z,$$

worin

$$k_0 = 105 \text{ bis } 135 \text{ kg.}$$

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.

Anwendung nur noch ausnahmsweise bei kleineren Umfangskräften und bei rechtwinklig gekreuzten Achsen, ferner nur für schnelllaufende Triebwerke mit $n \sim 150 \div 400$ i. d. min. 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. Dadurch wird wieder die spezifische Flächenpressung zu groß und es findet ein Fressen des Materials statt. **Material:** Gußeisen auf Gußeisen oder Eisen

auf Papier, Leder oder Holz. Stahlguß ist zu verwerfen, weil die Ungleichartigkeit des Materials Veranlassung zum Anfressen der Gleitflächen gibt.

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,

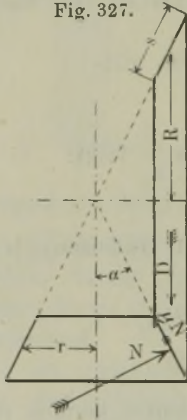
so gilt wieder

$$P \leq \frac{\mu \cdot D}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha},$$

worin $D = k s \cdot \sin \alpha$, und $k = 105$ bis 135 für Gußeisen auf Gußeisen.

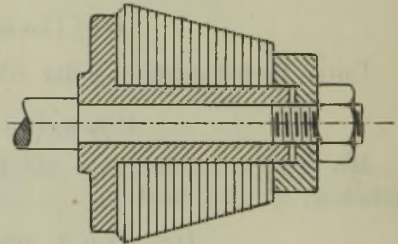
Der Winkel α ist hier nicht, wie bei den zylindrischen Reibrädern, wählbar, sondern von dem Übersetzungsverhältnis abhängig.

Fig. 327.



Kegelförmige Reibräder.

Fig. 328.



Kegelförmiges Reibrad aus Lederscheiben.

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 erfolgen, 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.

Nachteil: Ungleiche Abnutzung. Der Beschleunigungswiderstand des großen Rades bedingt immer anfängliches 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.

Wendegetriebe¹⁾.

Bei vielen Hebezeugen mit maschinellem Antrieb müssen Umkehrvorrichtungen (Wendegetriebe) angebracht werden, um das Heben und Senken der Last, das Vor- und Rückwärtsfahren und das Rechts- und Linksschwenken bei Kranen zu bewerkstelligen.

Für elektrisch betriebene Hebezeuge haben die Wendegetriebe ihre Bedeutung verloren, indessen finden sie bei Dampfkranen nach wie vor Verwendung.

Wendegetriebe mit Schubkeilkupplung.

Anwendung bei Dampfdrehkranen zur Arbeitsübertragung von einer durch die Maschine angetriebenen Welle auf andere Wellen mit Bewegungsumkehr. Sie bieten ein zuverlässiges und sicheres Mittel zur Übertragung größerer Kräfte.

Der die Kraft übertragende Gegenstand ist ein gespaltener Ring, welcher durch Keil oder Hebel auseinandergespreizt und dann so stark gegen die innere Wandung der Trommel gepreßt wird, bis diese mitgenommen wird.

Bestimmung der Kraft zum Einpressen des Schubkeiles²⁾. 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,
- a den Dehnungskoeffizienten des Ringmaterials,
- r_1 den Krümmungshalbmesser des ungespannten Ringes.
- ϱ den Krümmungshalbmesser des gespannten Ringes,

so ist zunächst die Spreizkraft

$$P_1 = \left(\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{r_1} \right) \frac{\Theta}{a \cdot 2 r_1}.$$

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 Anpressungskraft³⁾

$$P_2 = \mu r b.$$

¹⁾ Ausführliche Behandlung der im Aufzugbau vorkommenden Wendegetriebe in dem Spezialwerk Bethmann, „Der Aufzugbau“.

²⁾ 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.

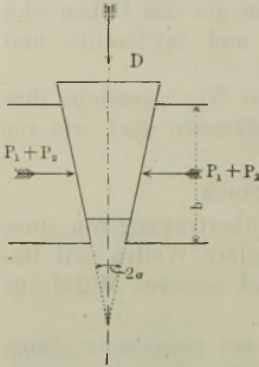
³⁾ Die Rechnung ist für stillstehende Kupplungen durchgeführt. Bei sich drehenden Kupplungen weichen die nachstehenden Werte etwas ab.

Für die übertragbare Umfangskraft U gilt die Beziehung

$$U = 2r\pi p b \mu.$$

Setzt man aus dieser Gleichung den Wert für p in die Gleichung von P_2 ein, so erhält man: $P_2 = 1,592 U$.

Fig. 329.



Einpressungskraft des Schubkeiles. Greift der Schubkeil unmittelbar in den Ring ein, so hat man, unter Bezugnahme auf Fig. 329,

$$D = 2 (P_1 + P_2) t g (a + \varrho),$$

wenn D die Kraft zum Einpressen, a den halben Keilwinkel und ϱ den Reibungswinkel

bezeichnet. Mit

$$P_1 \sim 0,045 U, P_2 = 1,592 U, t g a = 1/5, t g \varrho = 1/10$$

wird $D \sim U,$

d. h. die Kraft, mit welcher der Schubkeil in axialer Richtung eingepreßt werden muß, ist annähernd gleich der Umfangskraft.

Kräfte am Schubkeil.

In der folgenden Tabelle sind die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zusammengestellt. Als Ringmaterial ist Gußeisen vorausgesetzt, und die übertragbare Umfangskraft mit $p = 10 \text{ kg/qcm}$ und $\mu = 0,1$ berechnet. Die Ringdicke ist zu $1/20$ des Ringdurchmessers angenommen. In den beiden letzten Rubriken sind die maximalen Biegeanstressungen als Zug- und Druckanstressungen angegeben.

Tabelle 28. Kraftverhältnisse und Dimensionen der Schubkeilkupplungen.

Durchmesser des gespreizten Ringes	Ringbreite b	Ringdicke s	Übertragbare Umfangskraft U	Spreizkraft P_1	Anpresskraft P_2	Einpresskraft am Keil D	Größte Zuganstressung σ_z	Größte Druckanstressung σ
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 gedrängte 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. 331. In die Kupplungstrommeln, welche am äußeren Umfang als Kegelräder ausgebildet sind, sind die Spreizringe aus Gußeisen eingelegt. Auf der durch Feder und Nut mit der Welle

verbundenen, in der Längsrichtung verschiebbaren Muffe sind die beiden Spreizkeile mit Kupfernieten befestigt.

Behufs Verschiebung der Muffe ist in die Nute der Muffe ein zweiseitiger Schleifring eingesetzt, an dessen Zapfen ein zweiarmiger Hebel (Fig. 330 und 334) angreift.

Die Spreizringe legen sich bei ausgeschalteter Kupplung auf die eingreifende Muffe und sichern dadurch erstere vor zufälliger Berührung mit der Kupplungstrommel.

Damit beim Entkuppeln die Spreizringe nicht aus den Kegelrädern herausgezogen werden, sind Abstreifringe zweckmäßig.

Fig. 330.

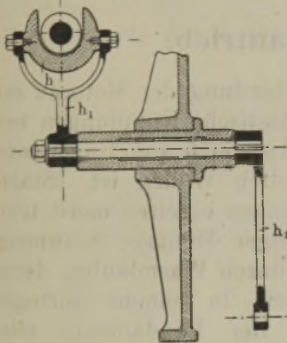
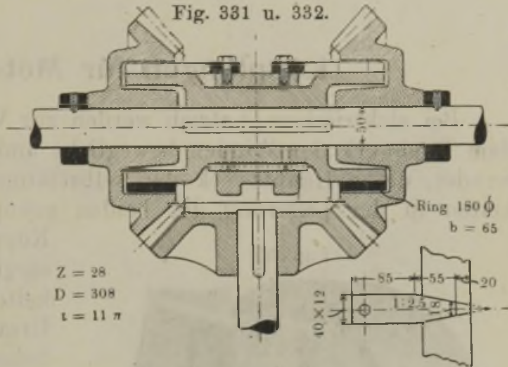


Fig. 331 u. 332.



Schubkeilwendegetriebe.

Wendegetriebe

der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger in Duisburg.

Das Bestreben, den Reibring nicht auf Biegung zu beanspruchen, geht aus der Fig. 333 hervor.

Fig. 333.

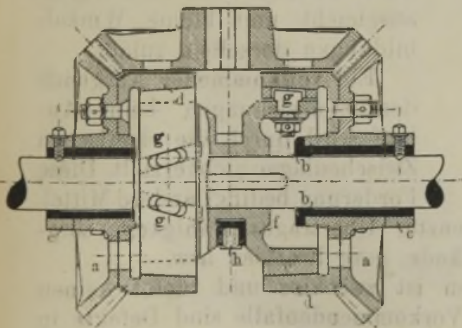
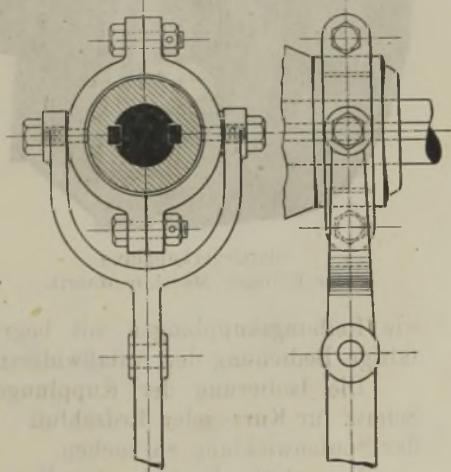


Fig. 334.



Schubkeilwendegetriebe von J. Jaeger.

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.

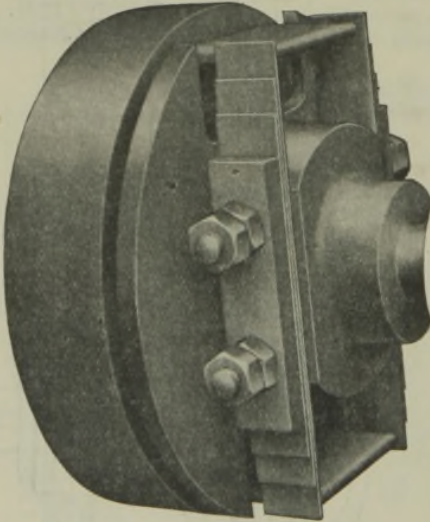
Letztere sitzen auf der Kupplungsmuffe *f*, die durch Nut und Feder mit der Welle fest verbunden ist und auf ihr verschoben werden kann.

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

Fig. 335.



Blattfederkupplung
der EBLinger Maschinenfabrik.

Kupplungen bereiten meist trotz sorgfältiger Montage Schwierigkeiten durch Warmlaufen, deren Ursachen in einem geringen Setzen der Fundamente oder ungleicher Abnutzung verschiedenen belasteter Lager zu suchen sind.

Die Kupplungen sind so konstruiert, daß unter Verwendung von Lederlamellen, Gummieinlagen oder Gummibändern 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 Anlaufwiderstände, gute Bremsen usw.

Die Isolierung der Kupplungen ist zwecklos und bietet keinen Schutz für Kurz- oder Erdschluß. Vorkommendenfalls sind Defekte in der Spulenwicklung zu suchen.

Der glatte Umfang der Kupplungsscheiben wird meist in Verbindung mit zwei Bremsbacken als doppelte Klotzbremse benutzt.

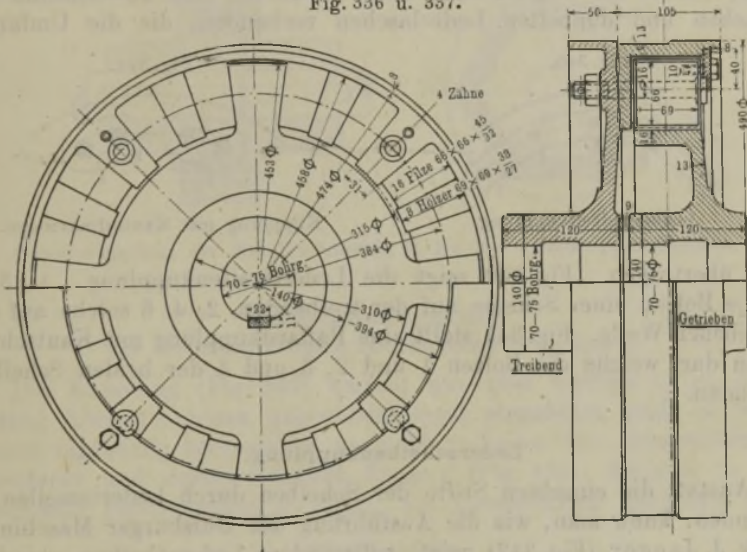
Blattfederkupplung
 der Eßlinger Maschinenfabrik (Abteilung für Elektrotechnik).

Die Anordnung der hier verwendeten Blattfedern mit den eingreifenden Knaggen geht deutlich aus der Fig. 335 hervor.

Einlagenkupplung
 von G. Polysius in Dessau.

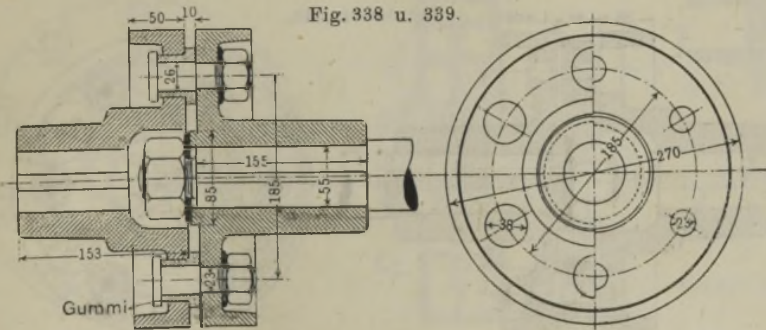
Bei dieser Klauenkupplung werden zwei mit Zähnen versehene Scheiben so auf die zu kuppelnden Wellenenden aufgekeilt, daß die Zähne ineinander greifen. Zwischen den Zähnen beider Kupplungscheiben werden elastische Zwischenlagen eingeschoben. Sofern die Drehung der Welle nur nach einer Richtung erfolgt, sind sämtliche

Fig. 336 u. 337.



Einlagenkupplung von G. Polysius.

Fig. 338 u. 339.



Elastische Kupplung mit Gummiringeinlage.

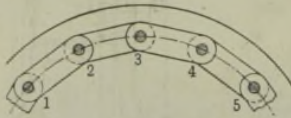
elastischen Zwischenlagen (abwechselnd Gummipplatten und Holzplatten) vor die treibenden und nur je eine Zwischenlage hinter die treibenden Zähne zu legen, damit die Zähne beim Zurückfedern der Kupplung nicht aufeinanderschlagen und klappern.

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. 338/339 stellt eine ähnliche Konstruktion dar.

Laschenkupplung.

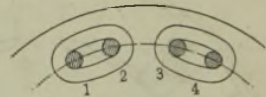
Auf jedem Wellenende ist eine Scheibe aufgekeilt, die an der Planfläche mit drei bis vier vorstehenden Stiften versehen ist. Diese Stifte, welche die Gegenscheibe nicht berühren, sind abwechselnd mit einfachen und doppelten Lederlaschen verbunden, die die Umfangs-

Fig. 340.



Lederstreifenkupplung.

Fig. 341.

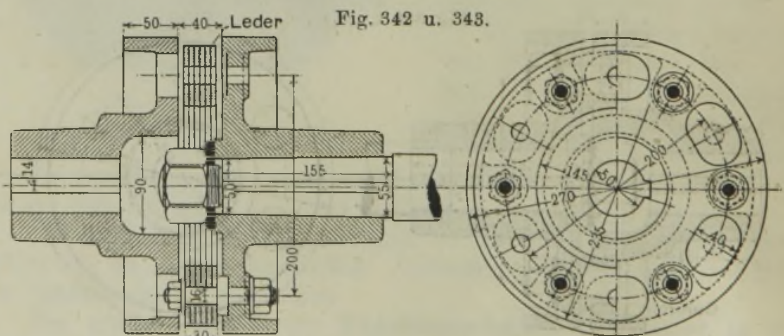


Kupplung mit Kautschukringen.

kraft übertragen. Fig. 340 zeigt die Lederstreifenkupplung. 1, 3, 5 sind je Bolzen einer Scheibe auf der treibenden, 2, 4, 6 solche auf der getriebenen Welle. Fig. 341 stellt eine Raffardkupplung mit Kautschukringen dar, welche die Bolzen 1 und 2, 3 und 4 der beiden Scheiben verbinden.

Lederscheibenkupplung.

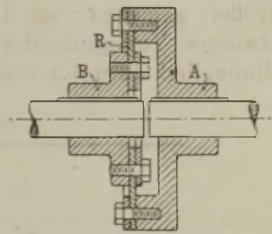
Anstatt die einzelnen Stifte der Scheiben durch Lederlamellen zu verbinden, kann man, wie die Ausführung der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger (Fig. 342) zeigt, vollständige Lederscheiben zwischen den Planflächen der Kupplungshälften anordnen.



Lederscheibenkupplung von J. Jaeger.

Fig. 344 ist eine Ausführung der Firma C. & E. Fein, Stuttgart, bei der ein Leder- ring *R* die Verbindung zwischen den Scheiben *A* und *B* herstellt.

Fig. 344.

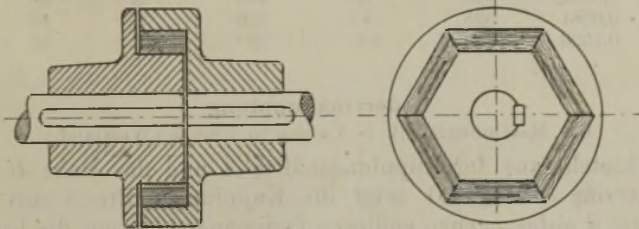


Lederscheibenkupplung von C. & E. Fein.

Grissonkupplung
der Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Bei dieser greifen zwei sechskantig gestaltete Kupplungssteile ineinander. In dem hohlen Sechskant liegen Hartholzwischenstücke, die zur Erhöhung der Elastizität mit Einschnitten versehen sind.

Fig. 345 u. 346.

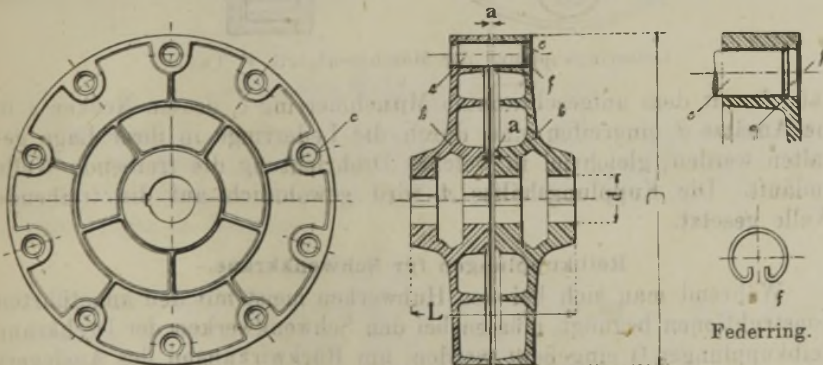


Grissonkupplung der Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Lederbolzenkupplung
der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Dessau.

Die Kupplung (Fig. 347) besteht aus zwei Hälften *b*, an deren Umfang Löcher *c* genau gegenüberliegend eingebohrt sind, in welche letztere eigenartig hergestellte, nachgiebige Leder- bzw. Gummibolzen *e* eingesteckt und durch federnde Ringe *f* (Fig. 350), die sich in entsprechende Eindrehungen *g* legen, am Herausfallen gehindert sind.

Fig. 347 bis 350.



Bolzenkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.

Die 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 darunter leiden zu lassen.

Tabelle 29. Abmessungen.

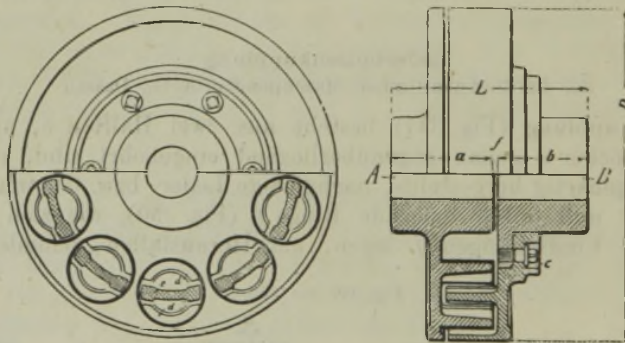
$\frac{N}{n}$	D	d	L	a	Gewicht
	mm	mm	mm	mm	kg
0,0019	145	25	90	4	5
0,0072	195	35	114	4	10
0,0198	250	65	154	4	22
0,0441	320	80	195	5	35
0,0861	395	95	226	6	58
0,1526	445	105	260	6	85

Lederringkupplung

der Maschinenfabrik F. Tacke in Rheine (Westfalen).

Sie besteht aus der Kupplungshälfte *A* und der Nabe *B* mit dem Mitnehmerring *c*. Fig. 351 zeigt die Kupplungshälfte *A* mit den auf die Ansätze *d* aufgezogenen endlosen Lederringen; ferner die Kupplungs-

Fig. 351 u. 352.



Lederringkupplung der Maschinenfabrik F. Tacke.

nabe *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 Reibkupplungen¹⁾ eingebaut werden, um Rückwirkungen des Auslegers

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1859.

Fig. 353.

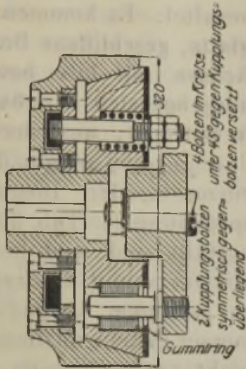
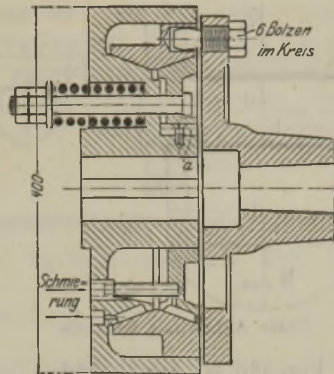


Fig. 354.



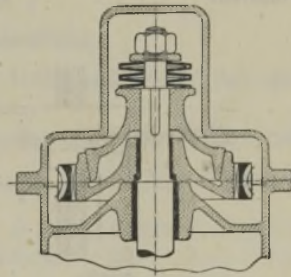
Reibkupplungen für Schwenkkrane.

beim Auslauf von der Schneckenwelle und dadurch Brüche des Triebwerkes fernzuhalten.

Fig. 353 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 einer Nut des Hohlkegels frei umlaufen kann, wenn der Reibkegel schleift.

Fig. 354 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. 355).

Fig. 355.



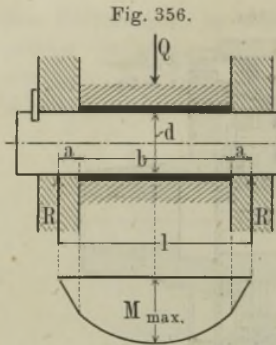
Reibkupplung für Schwenkkrane.

Rollenbolzen und Achsen.

Berechnung auf Festigkeit und auf Flächenpressung an den Laufstellen. Die Kontrolle auf Heißlaufen bzw. genügende Wärmeableitung kommt bei langsam laufenden Triebwerkteilen mit unterbrochenem Betrieb nicht in Betracht.

a) Berechnung auf Festigkeit.

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



Feste Achse mit Seilrolle.

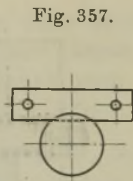


Fig. 357.

Erstere Ausführung ist veraltet. Es kommen nur noch glatte, geschliffene Bolzen und Achsen mit lose beweglichen, ausgebuchten Triebwerkteilen in Betracht, weil der Achsendurchmesser wegen der höher einzusetzenden Biegungsbeanspruchung (s. Tab. 30) kleiner ausfällt und weil bei Achsen mit Querschnittsänderungen bei zu geringem Abrundungshalbmesser Brüche an diesen Stellen nicht ausgeschlossen sind.

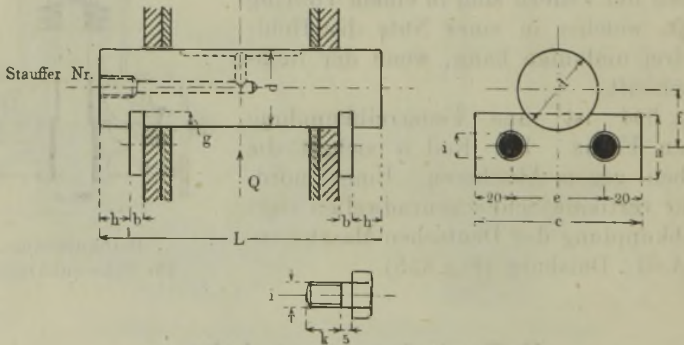
In Fig. 356 ist annähernd

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

Tabelle 30. Zulässige Biegeanstregungen

	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	$k_b = 400$ „ 600 „	800 „ 1000 „

Fig. 358 bis 360.



Anordnung der Achshalter.

Tabelle 31. Abmessungen der Achshalter (mm). Fig. 358 bis 360.

d	a	b	c	e	f	g	h	i in "	Staufler Nr.
40	35	8	90	50	30	7,5	15	5/8	III
50	35	10	95	55	34	8,5	15	5/8	IV
60	40	10	105	65	40	10	20	3/4	IV
70	45	10	105	65	48	9,5	20	3/4	V
80	45	10	110	70	52	10,5	20	3/4	V
90	50	12	120	80	57	13	20	3/4	VI
100	50	12	125	85	63	12,5	20	3/4	VII
110	60	12	130	90	70	15	20	3/4	VIII

Die Achshalter dürfen nicht an der Stelle eingesetzt werden, wo die Druckübertragung stattfindet, sondern an der entgegengesetzten Seite. Im ersten Falle ist die Druckaufnahme infolge des Einschnittes ungünstig und außerdem kann bei ungenauem Einpassen ein Teil des Ausschnittes mit in dem Seitenblech liegen, wodurch die ohnehin kleine Auflagefläche noch weiter verringert wird. Schmiernute ebenfalls nicht auf der Druckseite.

b) Berechnung auf spezifische Pressung.

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

$$Q = k \cdot l \cdot d,$$

worin

- Q die Belastung der Lauffläche,
- l die Lauflänge in cm,
- d den Durchmesser der Lauffläche 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.

Für die Erwärmung eines Lagers ist die Reibungsleistung bezogen auf die Flächeneinheit maßgebend.

Bezeichnet A_z die Reibungsleistung, R den Reibungswiderstand, μ den Reibungskoeffizienten, $v = \frac{d \pi n}{60}$ in m/sk die Gleitgeschwindigkeit, t die Öltemperatur, so ist $A_z = R \cdot v = Q \mu v$ und mit $Q = k \cdot l \cdot d$ $A_z = k l d \mu v$, bezogen auf die ganze Lagerfläche. Mit $l \cdot d = 1$ qcm wird die Reibungsleistung auf die Flächeneinheit in der Sekunde

$$A_z = k \mu v \text{ in skmkg/qcm}$$

oder

$$A_z = \frac{k \mu \cdot v}{4.24} \text{ in W.-E. pro qcm und sk.}$$

A_z darf einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten, wenn natürliche Wärmeabfuhr durch Ausstrahlung genügen soll. Bei einer noch zulässigen Lagertemperatur von 100°C als obere Grenze ist bei Dauerbetrieb

$$A_z \leq 0,3 \text{ skmkg/qcm.}$$

k muß hierbei weit unterhalb der oben angegebenen Werte gehalten werden, wenn sich das Lager bei natürlicher Wärmeabfuhr nicht erwärmen soll.

Wird die Reibungsarbeit größer, dann muß für künstliche Wärmeabfuhr durch Wasser oder Öl gesorgt werden.

Der Reibungswert μ ist außerordentlich schwankend und für die jeweiligen Verhältnisse festzustellen. Hierzu folgende Anhaltswerte¹⁾:

a) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten vom Flächendruck.

Versuch mit Stahl auf Weißmetall: $d = 70$; $l = 230$; $t = 25^{\circ}$; $v = 2,78$ m/sk.

Schmierung mit Gasmotorenöl.

k	= 1	4	9	16	25	36 at
μ	= 0,05	0,029	0,017	0,011	0,009	0,008

μ wird mit wachsender Belastung kleiner.

b) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Gleitgeschwindigkeit.

Versuch mit $d = 100$; $l = 70$. Zylinderöl.

v	= 0,5	1,0	2,0	m/sk,
μ	= 0,08	0,07	0,06	bei $k = 10$ at,
μ	= 0,03	0,026	0,021	bei $k = 40$ at.

Versuch mit Stahl auf Weißmetall $d = 110$; $l = 240$; $k = 6,5$ at; $t = 50^{\circ}$.

Schmierung mit Imperial.

v	= 3	5	10	20	m/sk
μ	= 0,006	0,007	0,008	0,01	

μ wird mit wachsender Geschwindigkeit größer.

c) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Öltemperatur.

t	= 25°	100°	
μ	= 0,1	0,05	bei $k = 5$ at
μ	= 0,075	0,03	bei $k = 10$ at

μ wird mit steigender Temperatur kleiner.

d) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten vom Schmiermittel.

Ölart	Rüböl	Mineralöl, dünnflüssig	Zylinderöl, dickflüssig	Gasmotorenöl (Mischöl)	
μ	= 0,014 ÷ 0,057	0,015 ÷ 0,009	0,059	0,014	{ bei $k = 10$ at u. $v = 2$ m/sk

e) Material der Zapfen und Lagerschalen ist nicht ausschlaggebend für die Reibungsarbeit. Schmiernuten sind gut auszurunden, um das Abstreifen von Öl zu verhüten. Zwischen Zapfen und Schale muß Spiel vorhanden sein, damit das Lager nicht zwängt.

Für überschlägliche Rechnungen kann unter normalen Verhältnissen angenommen werden:

- a) bei guter Schmierung $\mu = 0,06$
- b) bei schlechter Schmierung $\mu = 0,08$ bis $0,1$.

Weniger maßgebend kann auch der Wert kv zugrunde gelegt werden. Für Dauerbetrieb ist unter günstigen Verhältnissen

$$kv \leq 10 \text{ bis } 20.$$

Beispiel. Tragzapfen: $d = 50$ mm, $l = 150$ mm, $n = 1000$; $v = \frac{0,05 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 2,5$ m/sk;
 $\mu = 0,06$; $k = \frac{0,3}{0,06 \cdot 2,5} = 2$ at; zulässige Belastung $Q = kld = 2 \cdot 15 \cdot 5 = 150$ kg;
 dabei $k_b = \frac{150 \cdot 15/2}{0,1 \cdot 5^3} = 90$ kg/qcm.

¹⁾ Ausführliche Tabellen in der „Hütte“ unter „Reibungszahlen für Traglager“.

Spurzapfen.

- d = äußerer Zapfendurchmesser in cm,
 Q = Zapfenbelastung in kg,
 k = durchschnittliche Flächenpressung in kg/qcm oder at,
 v = durchschnittliche Gleitgeschwindigkeit in m/sk,
 d = Zapfendurchmesser in m,
 n = Drehzahl i. d. min,
 M = Moment der Zapfenreibung in kgcm,
 R = Reibungswiderstand,
 A_z = sekundl. Reibungsarbeit in kgcm/sk.

1. Scheibenzapfen:

$$k = \frac{Q}{d^2 \pi/4}; \quad v = \frac{1/2 d \pi n}{60}; \quad M = \frac{2}{3} \mu Q r_a$$

$A_z = R \cdot v = Q \mu v$; mit $Q = k \cdot d^2 \pi/4 \dots$ wird $A_z = k \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \mu v$ für die ganze Spurfäche. Mit $d^2 \cdot \pi/4 = 1$ qcm demnach
 $A_z = k \cdot \mu \cdot v$ in skmkg/qcm.

2. Ringzapfen:

- d_m = mittlerer Durchmesser in cm,
 b = Ringbreite in cm,
 r_a = äußerer, r_i = innerer Zapfenhalbmesser.

$$k = \frac{Q}{d_m \pi b}; \quad v = \frac{d_m \pi n}{60}; \quad M = \frac{2}{3} \mu Q \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2}$$

$A_z = Q \cdot \mu \cdot v$; mit $Q = k \cdot d_m \pi b$ wird $A_z = k d_m \pi b \mu v$ für die ganze Spurfäche. Mit $d_m \pi b = 1$ qcm demnach
 $A_z = k \mu \cdot v$ in skmkg/qcm.

Nach den Neumannschen Versuchen¹⁾ kann bei $k = 10$ at, $v = 5$ m/sk, $t = 100^\circ \text{C}$ die Reibungsarbeit wie bei Halszapfen betragen

$$A_z \leq 0,3 \text{ skmkg/qcm.}$$

Weniger brauchbar ist die Beziehung $k v$ für die Berechnung. Unter gewöhnlichen Verhältnissen und bei natürlicher Wärmeabfuhr wird als zulässig angegeben

$$\begin{array}{l}
 \text{für Scheibenzapfen} \dots \dots \dots k v \leq 20, \\
 \text{für Ringzapfen} \dots \dots \dots k v \leq 40.
 \end{array}$$

Reibungszahlen in Spurzapfenlagern¹⁾.

a) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten vom Flächendruck.

Versuch mit $r_a = 250$ mm, $r_i = 150$ mm, $v = 5$ m/sk, $t = 50^\circ \text{C}$, Rüböl.

$k \dots \dots =$	1	5	10	20	30 \dots at
$\mu \dots \dots =$	0,06	0,011	0,005	0,0038	0,005

μ sinkt bei $k = 1 \div 15$ at umgekehrt proportional der Belastung; über $k = 15$ at leicht ansteigend.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 571. Neumann, Die Reibungsverhältnisse in Spurzapfenlagern.

b) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit.

$v = 0,5$	2	5	10	15	m/sk.
$\mu = 0,003$	0,004	0,005	0,006	0,007	bei $k = 10$ at und $t = 50^\circ$ C.
$\mu = 0,011$	0,010	0,011	0,015	0,011	bei $k = 5$ at und $t = 50^\circ$ C.

μ wird von der Geschwindigkeit nur wenig beeinflusst; nimmt bis $v = 10$ m/sk nur wenig zu und bleibt bei $v = 10 \div 20$ m/sk nahezu gleich.

c) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Öltemperatur.

Versuch bei $v = 5$ m/sk und $k = 10$ at.

t	= 15	25	50	75	100°
μ	= 0,0275	0,0124	0,0050	0,0039	0,0039

μ wird kleiner mit steigender Temperatur.

d) Der Einfluß der verwendeten Materialien ist sehr gering. Stahl auf Bronze zeigt den kleinsten Wert.

Lager.

Augenlager

aus Grauguß finden bei Lagerungen langsam laufender Wellen für untergeordnete Zwecke, Steuerwellen, Führungsstangen, Zapfen usw. Verwendung.

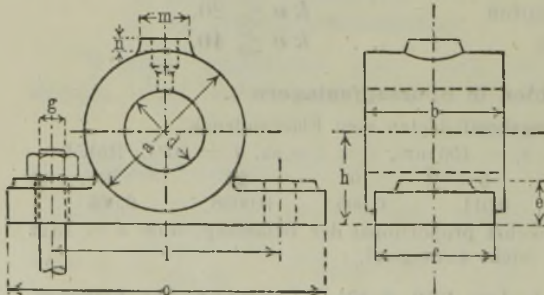
Um der Abnutzung vorzubeugen, können sie mit einer Rotgußbuchse versehen werden.

Tabelle 32. Dimensionen von Augenlagern (Fig. 361).

d	h	a	b	c	e	f	g	l	m	n
20 mm	30	40	35	85	12	30	$\frac{3}{8}$ "	60	20	5
30	40	60	50	120	15	45	$\frac{3}{8}$ "	90	20	5
40	50	80	70	155	18	60	$\frac{1}{2}$ "	115	30	10
50	60	100	90	190	22	75	$\frac{5}{8}$ "	140	30	10
60	70	110	105	220	25	90	$\frac{3}{4}$ "	160	40	15
70	80	130	120	245	28	105	$\frac{7}{8}$ "	180	40	15
80	90	150	140	270	30	120	1"	200	40	15

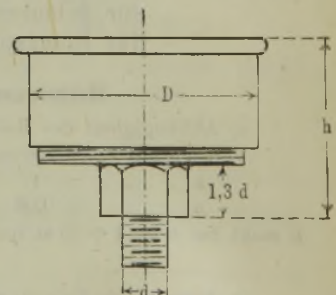
Lagerbreite $b = 1,5 d$ bis $2 d$; bei $d = 20$ und 30 mm: Schmierlöcher, bei $d = 40 \div 70$ mm: Staufferbuchse oder Tropföler.

Fig. 361 u. 362.



Augenlager.

Fig. 363.



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 33. 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 34. Baumaße der Staufferbuchsen (Fig. 363).

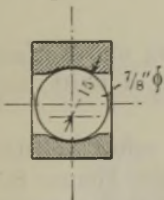
Wellendurchmesser		30	45	60	80	100	120	150	180
Vasendurchmesser	D	30	40	50	60	70	85	100	125
Höhe	h	30	40	45	50	60	70	80	90
Zapfendurchmesser	d	13	13	13	13	16	16	16	20

Das Öl der Ringschmierlager ist zweckmäßig alle Monate durch neues zu ersetzen, wobei das Lager mit Petroleum ausgewaschen werden soll.

Kugellager.

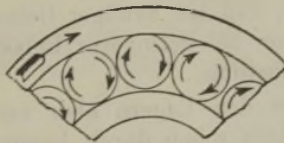
Anwendung bei der Lagerung von Schneckenwellen, schweren drehbaren Lasthaken, Laufrädern, Achsen, Schwenklagern der Drehkrane usw. Die geringere Reibung gegenüber Gleitlagern bietet die Möglichkeit zur Hebung des Wirkungsgrades und zur Herabsetzung des Kraftbedarfes.

Fig. 364.



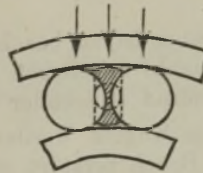
Laufrinne.

Fig. 365.



Ohne Käfig.

Fig. 366.



Mit Käfig.

Kugellagerung.

Der sparsamere Ölverbrauch und die rasche Auswechslung infolge der Massenherstellung in normalen Dimensionen und Platzersparnis sind wesentliche Vorteile.

Konstruktion. 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 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 feinstes Tiegelchromstahl.

Berechnung. Bezeichnet

Q die Gesamtlast des Lagers,
 P die Belastung einer Kugel,
 d den Kugeldurchmesser in cm,
 i die Anzahl der tragenden Kugeln,

so ist 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 35. 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 $\frac{2}{3}d$ 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 $\frac{7}{8}$ " Kugeln ist bei bester Ausführung nach Stribeck ¹⁾:

Tabelle 36. 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.

Fig. 367.

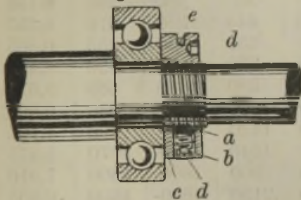


Fig. 368.

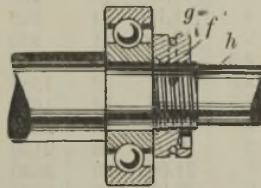
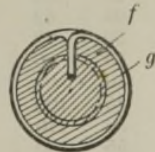


Fig. 369.



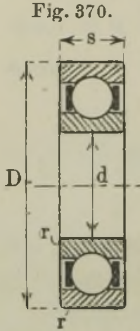
Ausführung der Festspannmuttern.

a Messingdruckplatte,
 b Schraube mit Schlitz,
 c Mutter,
 d in e und den Schraubenschlitz behufs
 Sicherung eingeleger Federring,

e Ringnut der Mutter,
 f Mutter,
 g Federring, mit dem umgebogenen
 Ende in die Welle h reichend.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 121.

Für den Einbau gilt folgendes: Der Innenlauftring wird vor dem Aufschieben 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



Ringlager
zu Tabelle 37.

der Ring von selbst fest, ohne jeden Keil. Vor Anwendung desselben ist 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.

Ausführungen von Festspannmuttern zeigen die Fig. 367 und 368.

Der Außenring soll von Hand saugend in das Gehäuse passen, damit er sich bei Temperaturänderungen, Ausdehnung oder Zusammenziehung der Welle selbsttätig zum Innenlauftring einstellen, d. h. verschieben kann.

Tabelle 37. Normale Ringlager der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt (Fig. 370).

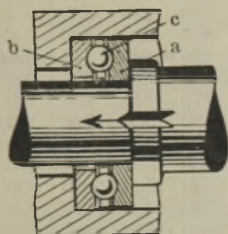
Maße der Laufringe in mm				Kugelgröße und Anzahl		Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von					Gewicht in kg etwa
Innen-durchmesser	Außen-durchmesser	Breite	Abkantung	Durchmesser in mm	Stück	100	200	500	1000	1500	
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>s</i>	<i>r</i>								
20	52	15	2	10,00	10	460	400	330	280	230	0,158
25	62	17	2	11,11	11	620	540	445	380	310	0,257
30	72	19	2	13,49	11	910	800	650	550	455	0,365
35	80	21	2,5	13,70	12	1000	900	750	630	520	0,480
40	90	23	2,5	15,87	12	1380	1200	990	840	685	0,670
45	100	25	2,5	17,46	12	1670	1450	1200	1000	830	0,900
50	110	27	3	19,05	12	2000	1730	1420	1200	990	1,165
55	120	29	3	19,05	13	2150	1860	1540	1300	1070	1,475
60	130	31	3	21,00	13	2640	2300	1900	1600	1300	1,910
65	140	33	3	22,50	13	3000	2600	2150	1850	1500	2,405
70	150	35	3	24,50	13	3600	3100	2560	2180	1800	2,905
75	160	37	3,5	26,98	13	4300	3750	3100	2600	2150	3,430
80	170	39	3,5	28,57	13	4800	4200	3450	2950	2400	4,070
85	180	41	4	30,16	13	5400	4700	3850	3300	2700	4,900
90	190	43	4	31,75	13	6000	5200	4300	3640	3000	5,930
95	200	45	4	33,33	13	6600	5700	4700	4000	3300	6,480
100	215	47	4	34,92	13	7200	6300	5200	4400	3600	8,235
110	240	50	4	39,00	13	9100	7900	6500	5500	4550	9,650

2. Drucklager

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.

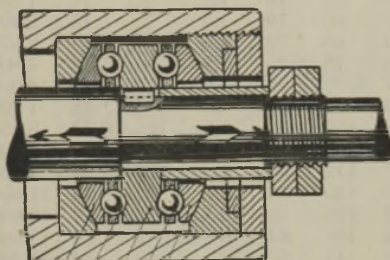
Doppeldrucklager nehmen den Axialdruck nach beiden Richtungen hin auf. Sie besitzen eine Doppelrillenscheibe und zwei einfache Rillenscheiben.

Fig. 371.



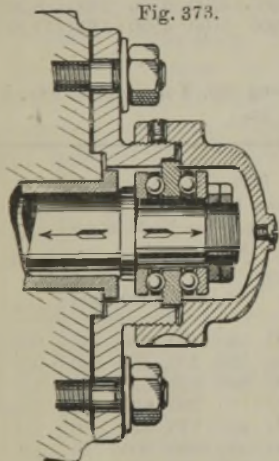
Einfaches Drucklager.

Fig. 372.



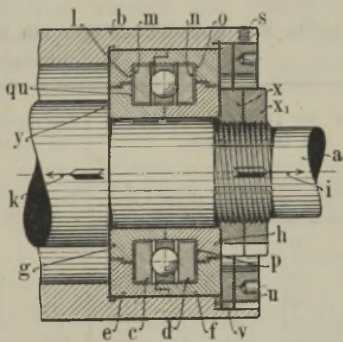
Doppeldrucklager mit Innenfassung.

Fig. 373.



Doppeldrucklager mit Außenfassung.

Fig. 374.



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 Buchsen *efgh* angeordnet. Bei Druck in Richtung *i* drückt Fläche *qu*

Tabelle 38. Kugeldrucklager der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt (Fig. 375).

Maße der Drucklager in mm					Kugelgröße und Anzahl		Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von					Gewicht in kg	Preis ¹⁾
Innendurchmesser		Außendurchmesser	Höhe	Ab-rundradius	Durchmesser in Zoll	Stck.	100	200	500	1000	1500		
d	d ₁	D	h	r									
25	26	52	16	1,5	5/16	13	1 860	365	245	200	165	0,20	10,40
30	32	60	19	1,5	3/8	13	2 700	525	350	290	235	0,30	14,40
35	37	68	22	1,5	7/16	13	3 670	720	480	400	320	0,45	18,00
40	42	76	25	1,5	1/2	13	4 800	940	625	520	415	0,64	21,80
45	47	85	28	1,5	9/16	13	6 000	1180	790	650	525	0,88	26,60
50	52	92	31	1,5	5/8	13	7 500	1460	975	810	650	1,10	31,55
55	57	100	33	1,5	21/32	13	8 250	1600	1080	900	720	1,30	34,00
60	62	106	35	2	11/16	13	9 000	1800	1200	980	790	1,50	36,80
65	67	112	36	2	23/32	14	9 700	1900	1260	1050	850	1,70	41,40
70	72	120	38	2	3/4	14	11 600	2270	1520	1260	1000	2,00	43,70
75	77	128	41	2	13/16	14	13 600	2660	1780	1480	1180	2,50	51,20
80	82	136	44	2	7/8	14	15 800	3100	2060	1720	1380	3,00	56,35
85	88	145	47	2	15/16	14	18 200	3550	2400	2000	1580	3,60	63,40
90	93	155	50	2	1	14	20 600	4000	2700	2240	1800	4,60	72,00
95	98	165	54	2	1 1/16	14	23 000	4500	3000	2500	2000	5,80	83,80
100	103	172	57	2	1 1/8	14	26 000	5100	3400	2840	2300	6,50	92,00
110	115	190	63	3	1 1/4	14	32 000	6300	4200	3500	2900	8,90	114,60
120	125	210	69	3	1 3/8	14	39 000	7600	5100	4250	3400	12,20	144,35

Tabelle 39. Doppeldrucklager mit Innenfassung der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt (Fig. 376).

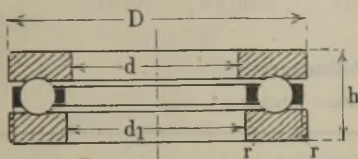
Maße der Doppeldrucklager mit Innenfassung						Kugelgröße und Anzahl		Höchst zulässige stoßfreie Belastung in kg bei einer Umdrehungszahl in der Minute von					Gewicht in kg	Preis ¹⁾
Innendurchmesser		Außendurchmesser	Höhe	Ringstärke	Ab-rundradius	Durchmesser in Zoll	Stck.	100	200	500	1000	1500		
d	d ₁	D	h	s	r									
20	32	60	35	8	1,5	3/8	26	2 700	525	350	290	235	0,6	24,50
25	37	68	40	9	1,5	7/16	26	3 670	720	480	400	320	0,9	30,65
30	42	76	46	10	1,5	1/2	26	4 800	940	625	520	415	1,3	37,70
35	47	85	52	12	1,5	9/16	26	6 000	1180	790	650	525	1,7	46,65
40	52	92	57	13	1,5	5/8	26	7 500	1460	975	810	650	2,2	55,15
40	57	100	61	14	1,5	21/32	26	8 250	1600	1080	900	720	2,6	60,80
45	62	106	65	15	2	11/16	26	9 000	1800	1200	980	790	3,0	66,75
50	67	112	67	16	2	23/32	28	9 700	1900	1260	1050	850	3,4	75,70
55	72	120	71	17	2	3/4	28	11 600	2270	1520	1260	1000	4,0	80,50
60	77	128	76	18	2	13/16	28	13 600	2660	1780	1480	1180	5,0	90,80
65	82	136	81	19	2	7/8	28	15 800	3100	2060	1720	1380	6,0	103,70
70	88	145	87	20	2	15/16	28	18 200	3550	2400	2000	1580	7,2	117,95
75	93	155	92	21	2	1	28	20 600	4000	2700	2240	1800	9,2	134,40
80	98	165	98	22	2	1 1/16	28	23 000	4500	3000	2500	2000	11,6	154,00
80	103	172	104	23	2	1 1/8	28	26 000	5100	3400	2840	2300	13,0	172,20
85	110	180	109	24	3	1 3/16	28	29 000	5700	3800	3200	2500	15,2	192,00
90	115	190	115	25	3	1 1/4	28	32 000	6300	4200	3500	2800	17,8	213,60
95	120	200	120	26	3	1 5/16	28	35 500	6900	4600	3850	3100	21,0	242,90
100	125	210	125	27	3	1 3/8	28	39 000	7600	5100	4250	3400	24,4	269,30

1) Preise vom April 1919.

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.

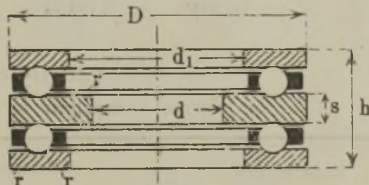
Bei Druck in Richtung k drücken die Muttern x_1x an Buchse h und gelangt Fläche p an Ring d zur Anlage, d und p drehen sich mit a , wobei Fläche m an Fläche l anliegt, b, c, e aber stillstehen. Buchsenringe g und h drehen sich mit Welle a , e und f sind festgespannt.

Fig. 375.



Kugeldrucklager (zu Tabelle 38)

Fig. 376.



Doppeldrucklager (zu Tabelle 39)

der Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt.

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 Drehzahlen 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.

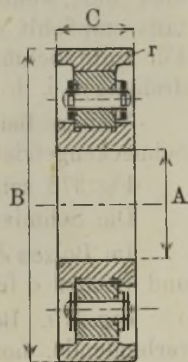
Ist Q die Gesamtlagerbelastung in kg,
 f die Reibungszahl der rollenden Reibung,
 d der Rollendurchmesser in cm,
 r der Halbmesser der Welle in cm,
 D der Wellendurchmesser in cm,

so ist wie bei den Kugellagern das Reibungsmoment

$$M = Q r \mu_i,$$

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

Fig. 377.

Normalrollenlager
(zu Tabelle 40).

Wert bei hoher spezifischer Belastung. Die Reibung ist fast unabhängig von der Geschwindigkeit. Sie nimmt mit der Belastung und der Temperatur ab.

Je nach der größten spezifischen Lagerbelastung ist

$$p = \frac{Q}{\frac{z}{5} \cdot l \cdot d}, \text{ worin } z \text{ Rollenzahl, } l \text{ Rollenlänge.}$$

Für	$p =$	3	5	7,5	10	15
ist	$f =$	0,0045	0,0034	0,0027	0,0023	0,0018.

Tabelle 40. **Rollenlager**
der Norma-Compagnie in Cannstatt-Stuttgart (Fig. 377).

Maße in mm				Belastungsfähigkeit in kg bei $n =$										Gewicht kg
A	B	C	r	10	100	300	500	1000	1500	2000	3000	5000		
				Umdrehungen in der Minute										
25	62	17	2	750	690	600	540	420	350	330	300	250	0,25	
30	72	19	2	980	900	800	700	550	460	430	390	300	0,36	
35	80	21	2,5	1250	1150	1000	900	700	580	520	460		0,49	
40	90	23	2,5	1600	1450	1300	1150	900	730	660	600		0,68	
45	100	25	2,5	2000	1800	1600	1450	1100	900	800	720		0,92	
50	110	27	3	2400	2200	1900	1700	1300	1080	970			1,18	
55	120	29	3	3000	2700	2400	2100	1650	1350	1240			1,55	
60	130	31	3,5	3500	3200	2800	2500	1900	1550	1400			1,86	
65	140	33	3,5	3800	3500	3000	2700	2050	1700	1500			2,30	
70	150	35	3,5	4600	4200	3600	3200	2400	2000	1750			2,80	
75	160	37	3,5	5400	5000	4300	3800	2900	2300	2050			3,40	
80	170	39	3,5	5900	5400	4600	4100	3100	2500				4,10	
85	180	41	4	6400	5800	5000	4400	3400	2700				4,65	
90	190	43	4	7400	6600	5800	5200	3900					5,65	
95	200	45	4	7900	7100	6200	5500	4100					6,60	
100	215	47	4	9600	8600	7600	6800	5000					7,50	

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 i. d. min mit Öl, ist Sorge zu tragen.

Weitere Beispiele befinden sich in den Abschnitten „Haken“ (S. 42), Schneckengetriebe (S. 156), Laufräder (S. 197).

Fig. 378 zeigt den Einbau für Ketten- und Seilrollen.

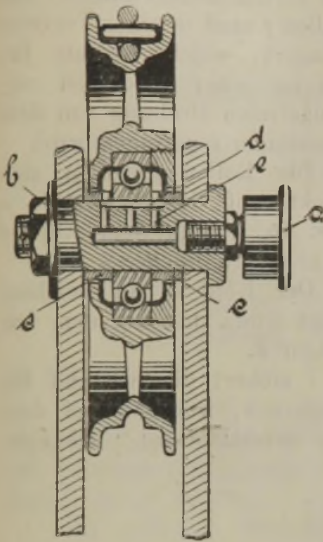
Die Schmierung erfolgt zentral durch die Fettbüchse *a*.

Im Bolzen *b* und in den Verbindungsrohren *c* vorgesehene Nuten *d* und Löcher *e* führen das Fett zu dem Kugellager.

Fig. 379. Bei dieser Laufkatze ist an das die beiden Hängeschienen verbindende, horizontale \sqcup -Eisen ein besonderer die Last tragender Unterteil angeschlossen, der sich um den mit Kugellagerung versehenen Bolzen dreht.

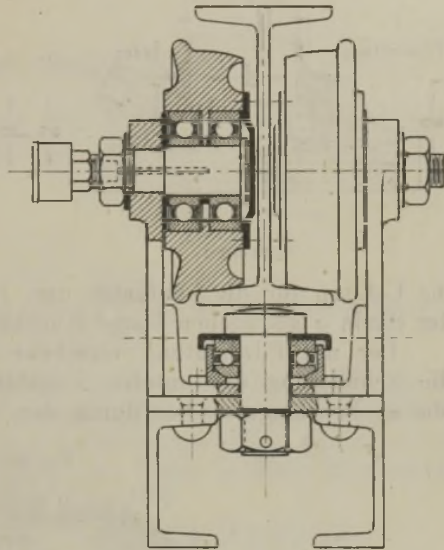
Ausführungen von Kugel- und Rollenlagern.

Fig. 378.



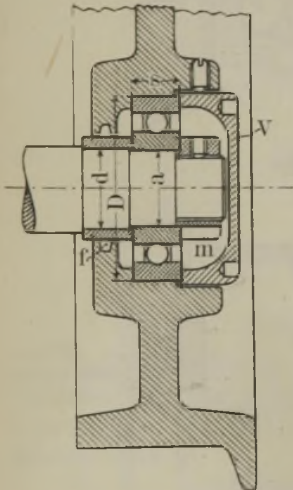
Kugellagerung einer Kettenrolle der Kugelfabrik Fischer.

Fig. 379.



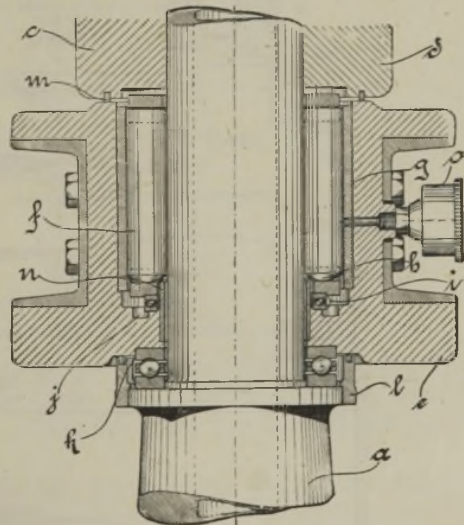
Laufkatze mit Kugellagerung der Deutschen Kugelfabrik.

Fig. 380.



Lagerung eines fliegend angeordneten Laufrades der Kugelfabrik Fischer.

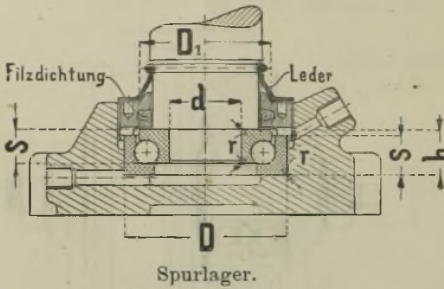
Fig. 381.



Obere Lagerung eines Drehkrans der Kugelfabrik Fischer.

Fig. 381. Obere Lagerung eines Drehkranes. Die feststehende, hohle Kransäule *a* wird durch den zweiteiligen Bügel *cd* gehalten. —

Fig. 382.



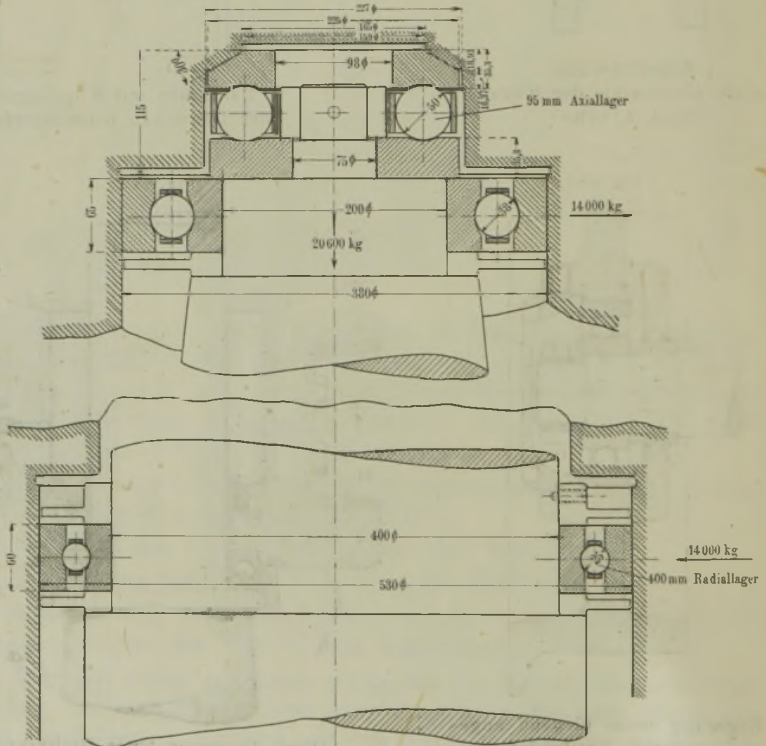
Der Kopf *e* dreht sich um die feststehende Säule *a*. Die Rollen *f* sind in einer Traverse gelagert, welche behufs Erzielung einer möglichst reibungsfreien Drehung von dem Kugellager *i* getragen wird.

Die Rollen *f* rollen sich direkt auf der Kransäule *a* bzw. in der in dem Kopf *e* eingebauten 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 Filz-

Fig. 383.



Kugellagerung einer Kransäule.

dichtung *m* schützt die Lagerung vor Schmutz und Staub. Die Löcher *j* dienen zum Herausnehmen des unteren Druckringes von dem Kugeldrucklager *i*. Die Schmierung der Rollen erfolgt mittels Fett durch die Staufferbüchse *o*.

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/qcm,

so ist

$$Q = k \cdot D \cdot b.$$

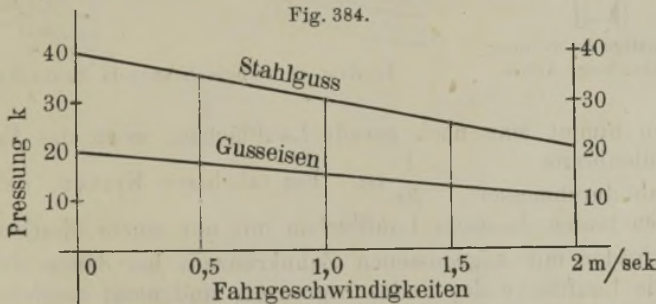
Der Raddruck ist stets für die größte auftretende Last zu ermitteln. Diese ist z. B. bei Laufkranwagen (einseitige Stellung der Katze!) rd. Nutzlast + Kranwagengewicht + Laufkatzen-gewicht. Für die Laufkatze würde Nutzlast + Eigengewicht der Katze in Betracht kommen.

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. 384).



Zulässige Pressungen für Laufräder.

Nach Feigl¹⁾ ist die Annahme, daß die Flächenpressung eine Funktion der Umfangsgeschwindigkeit sei, nicht ausreichend, weil die Lebensdauer der Räder auch wesentlich von der Verkehrsstärke des Kranes abhängt.

Es wird empfohlen, selbst bei Verwendung von gutem Stahlguß (6000 bis 7000 kg/qcm Festigkeit und 10 bis 12 v. H. Dehnung) bei

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685, Feigl, Hüttenwerkskrane.

angestregtem Betriebe keine höhere Flächenpressung als 30 kg qcm zulassen.

2. Material. Es kommt Gußeisen, Hartguß und Stahlguß zur Verwendung. Für Krane bis 20 t Tragkraft und 0,5 m sk Fahrgeschwindigkeit nimmt man noch Gußeisen, sonst Stahlguß.

Laufräder mit aufgezogenen Stahlreifen sind Stahlgußrollen aus einem Stück vorzuziehen, da sie der Abnutzung besser widerstehen¹⁾.

3. Ausführung. Laufräder werden gewöhnlich als Scheibenräder mit Verstärkungsrippen ausgeführt. Bei geradliniger Fahrbewegung gerade Laufflächen und doppelte Spurkränze. Die Hohlkehle am Spurkranz muß größer sein als die Schienenabrundung. Bei kreisförmiger

Fig. 385.

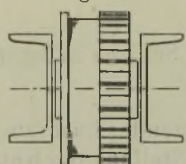
Ungünstige Ausführung
mit Zahnkranz.

Fig. 386.

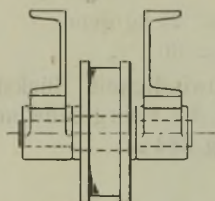
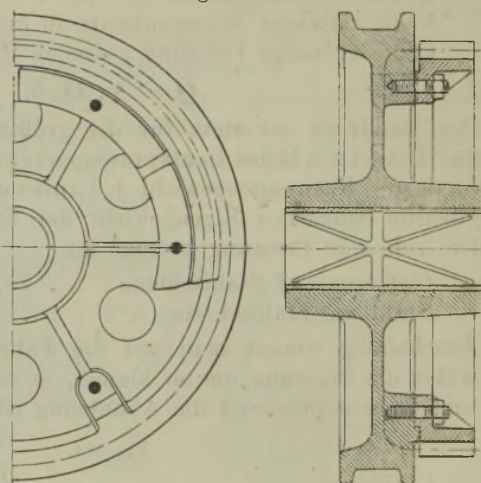
Ungünstige Anordnung
mit drehbarer Achse.

Fig. 387 u. 388.



Laufrad mit angeschraubtem Zahnkranz.

Laufbahn nimmt man noch gerade Laufflächen, wenn das Verhältnis $\frac{\text{Rollenbreite}}{\text{Rollenbahndurchmesser}} < \frac{1}{20}$ ist. Bei fahrbaren Kranen, 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. Auch bei leichten Kranen ist diese Ausführung nur für die Laufkatzenräder statthaft. Zweckmäßig ist die Verschraubung des Antrieb Zahnkranzes mit dem Laufrad (Fig. 388).

Bei gemeinsamem Antrieb sind die zylindrischen Laufräder auf genau gleichen Durchmesser abzdrehen bzw. bei Stahlguß zu schleifen, um Klemmungen zu vermeiden.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 685, Feigl, Hüttenwerkskrane.

4. Verbindung mit der Achse. Aufgekeilte Räder, deren Achsen sich nach Fig. 385 in festen Lagern drehen, sind nicht günstig, weil sie einerseits infolge der Lager unnötig teuer ausfallen, andererseits die Reibung größer wird. Richtig ist die Festlegung der Achse und deren Befestigung mit Achshaltern nach S. 174.

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 besser 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.

- Ist W der Fahrwiderstand in kg,
- R der Radhalbmesser in cm,
- $M = W \cdot R$ 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 in cm,

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.

Für Überschlagsrechnungen ist auch die Annahme üblich, daß der Fahrwiderstand pro Tonne zu bewegendes Gewicht 25 bis 35 kg beträgt

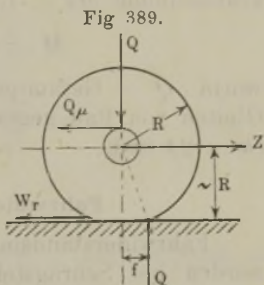


Fig 389.
Kräfte bei Bewegung eines Laufrades.

Fahrwiderstand nach Ernst¹⁾ (1903).

Moment der Spurkranzreibung $M_R = Q \mu_s^2 e$ 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 Hilbrand²⁾ (1908).

In vereinfachter Form lautet die Formel für das Moment der Spurkranzreibung $M_R = 1,16 Q \mu_s^2 \sqrt{2 h R}$. Somit Gesamtmoment

$$M = Q(f + \mu_z r) + 1,16 Q \mu_s^2 \sqrt{2 h R},$$

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. Pape³⁾ (1910).

Fahrwiderstandsmoment durch Quergleitung (M_g): Die Laufräder werden bei Schrägstellung beständig durch den Flansch aus ihrer eigentlichen Fahrriichtung in die Schienenrichtung verschoben.

$$M_g = Q \cdot \mu_s \cdot tg \alpha.$$

Hierin ist μ_s der Reibungskoeffizient zwischen Rad und Schiene $\sim 0,17$,

$$tg \alpha = \frac{b_2 - b_1}{a} \sim \frac{1}{200},$$

d. i. die größtmögliche 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 $\sim 0,1$.

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 Laufkränen von Dipl.-Ing. Martin Pape, Berlin.

Ferner das Widerstandsmoment durch Flanschreibung

$$M_{fl} = Q \cdot \mu_s^2 \cdot h,$$

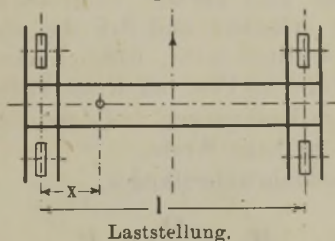
wenn h der Hebelarm der Flanschreibung ~ 5 cm, der Neigungswinkel der Flanschen $\sim 1/10$ und der Abrundungshalbmesser der Schiene so klein wie möglich ~ 2 mm ist. Als gesamtes Fahrwiderstandsmoment ergibt sich dann ohne Massenwiderstand

$$M = Q (f + \mu_z r + \mu_s \operatorname{tg} \alpha + 1,5 \cdot \mu_s \cdot \mu_n \cdot r_m + \mu_s^2 \cdot h).$$

Fahrwiderstand nach Dr.-Ing. Bülz¹⁾ (1913).

An Hand eines elektrisch betriebenen Laufkranes²⁾ für 10 t Tragkraft und 11,41 m Spannweite sind folgende Beziehungen aufgestellt:

Fig. 390.



1. Moment der Rollenreibung, Zapfenreibung und Flanschreibung

$$M = (f + \mu_z r) \cdot \left[G (0,75 + 0,25 x) + 0,5 Q \left(1 + x - \frac{x}{l} (x - 1) \right) \right],$$

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.

x ein der Laststellung $\frac{x}{l}$ entsprechender Wert:

$$\frac{x}{l} = 0,1, \quad 0,5, \quad 0,9;$$

$$x = 1,11, \quad 1,16, \quad 1,25.$$

Es wird damit:

$$\text{für } \frac{x}{l} = 0,1, \quad M_{0,1} = (f + \mu_z r) \cdot (1,03 G + 1,05 Q),$$

$$\text{„ } \frac{x}{l} = 0,5, \quad M_{0,5} = (f + \mu_z r) \cdot (1,04 G + 1,04 Q),$$

$$\text{„ } \frac{x}{l} = 0,9, \quad M_{0,9} = (f + \mu_z r) \cdot (1,06 G + 1,013 Q).$$

¹⁾ Doktor-Dissertation von Friedrich Bülz, Beitrag zur Kenntnis der Spurranzreibung bei Laufkranen.

²⁾ Beschreibung siehe Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1070.

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 $0,08 \div 0,1$,

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 früher üblichen 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

$$p = \frac{2v}{t_1},$$

wenn v die Fahrgeschwindigkeit und t_1 die Anlaufzeit bedeutet. Letztere ist zu 3 bis 4 Sekunden anzunehmen.

Versuchsergebnisse von Fahrwiderständen¹⁾.

Laufkran der Düsseldorfer Ausstellung. Herstellungsfirma: Friedr. Krupp, Grusonwerk. Tragkraft 25 t, Spannweite 22,8 m; Gleichstrom 500 Volt.

- 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. Katzensgewicht 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.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 153.

Tabelle 41. Katzenfahren.

Nutzlast kg	Gesamtlast kg	Geschwindigkeit	Energieverbrauch			Fahrwiderstand ¹⁾	
			V.	Amp.	PS	kg	in Hundertteilen der Gesamtzahl last
leer	9856	hin { 23,9 m/min 0,399 m/sk }	441	1,955	1,171	220	2,23
	9956	her { 24,33 m/min 0,406 m/sk }					
5 622	15 478	hin { 20,95 m/min 0,3495 m/sk }	442	2,02	1,215	260	1,68
		her { 23,25 m/min 0,3878 m/sk }					
17 492	27 548	hin { 18,92 m/min 0,3155 m/sk }	443	3,10	1,87	444	1,62
		her { 18,45 m/min 0,3078 m/sk }					
21 692	31 548	hin { 17,0 m/min 0,2835 m/sk }	440	3,45	2,06	546	1,73
		her { 19,45 m/min 0,3245 m/sk }					

Kranfahren.

leer	40 766	hin { 87,4 m/min 1,455 m/sk }	439	23,44	14,0	721	1,77
		her { 86,3 m/min 1,438 m/sk }					
5 622	46 388	hin { 81,2 m/min 1,353 m/sk }	437	25,20	15,0	829	1,79
		her { 84,6 m/min 1,41 m/sk }					
17 492	58 258	hin { 79,4 m/min 1,322 m/sk }	437	29,30	17,4	988	1,69
		her { 78,5 m/min 1,308 m/sk }					
21 692	62 458	hin { 72,4 m/min 1,205 m/sk }	442	31,80	19,1	1189	1,91
		her { 81,0 m/min 1,349 m/sk }					

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 ²⁾.

¹⁾ Der Fahrwiderstand enthält alle Wirkungsverluste einschließlich des Motors.

²⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1063, Abb. 17. Wolf, Die Materialbewegung im Eisenhüttenbetrieb, Dissertation, Berlin 1911, S. 26.

Die verschiedenen Rechnungen ergeben für obigen Kran bei 21,692 kg Nutzlast nachstehende Werte für den Fahrwiderstand:

Tabelle 42.

	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

8. Laufkranschienen der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Abt. Aachener Hüttenverein, Aachener-Rothe Erde (Fig. 393 u. 394).

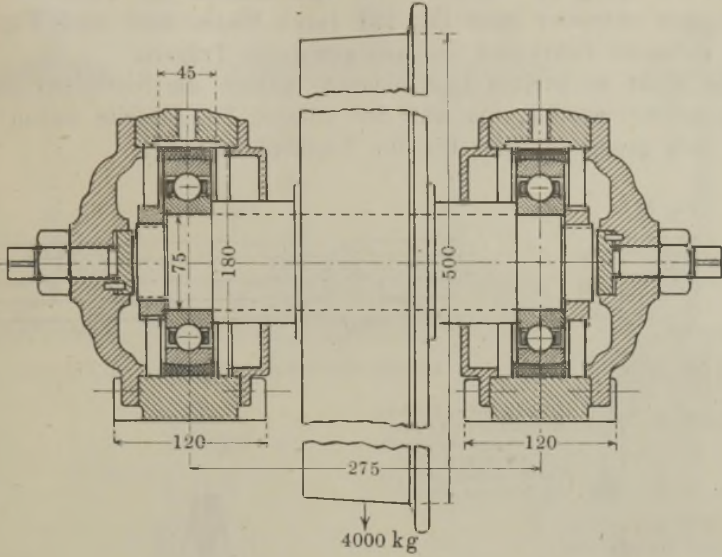
Tabelle 43.

Profil Nr.	Höhe h	Fußbreite		Flanschstärke			Stegdicke d	Kopfbreite b	
		b	b_1	t	t_1	t_2			
Fig. 393	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
Fig. 394	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 Nr.	Kopfstärke		Abrundungs- halbmesser r	Querschnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Schwerpunkts- abstand y_0	
	s	s_1					
Fig. 393	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
Fig. 394	6	30	$r_1 = 10$	5	38,8	30,5	28,5
	8	45	$r_1 = 15$	6	83,3	65,4	47,0

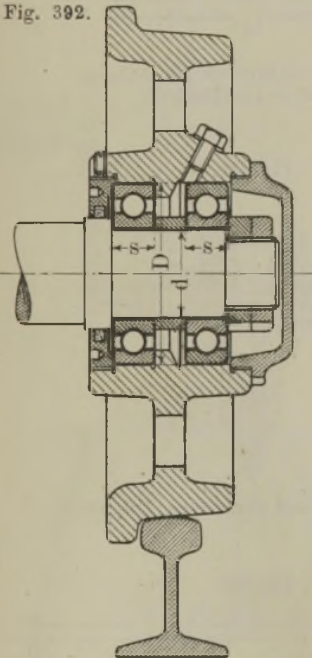
Profil Nr.	Träg- heits- moment cm ⁴	Wider- stands- moment cm ³	Raddruck in kg $R = D \cdot k (b - 2r)$, Maße in cm, wenn $k =$			Rad- durch- messer D in mm	
			40	50	60		
Fig. 393	1	94	29	6 240	7 800	9 360	400
	2	185	48	11 280	14 100	16 920	600
	3	328	74	17 600	22 000	26 400	800
	4	523	105	25 200	31 500	37 800	1000
Fig. 394	6	163	44,6	10 800	13 500	16 200	600
	8	799	150	35 040	43 800	52 560	1200

Fig. 391.



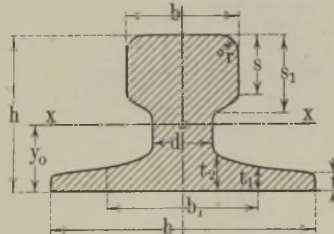
Kugellagerung der Achse eines aufgekeilten Laufkatzenrades.
Deutsche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig.

Fig. 392.



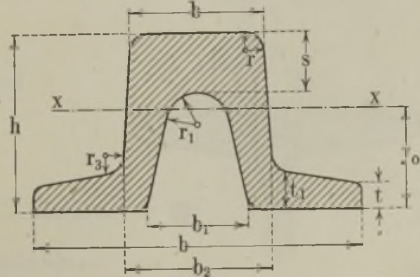
Kugellagerung eines fliegend
angeordneten Laufrades der
Deutschen Kugellagerfabrik.

Fig. 393.



Gewalzte Kranschiene. Profil 1 ÷ 4.

Fig. 394.

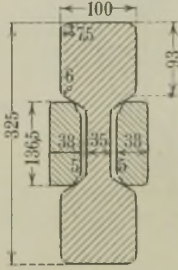


Gewalzte Kranschiene. Profil ÷ 8.

9. Befestigung der Laufschienen. Laufschienen aus Flacheisen befestigt man entweder nach Fig. 398 durch Nieten oder nach Fig. 399 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.

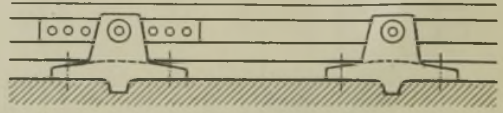
Fig. 395.



Gewicht pro m 189,6 kg
 Querschnitt 241,5 qcm
 Trägheitsmoment für die X-Achse 27 500 cm⁴
 Widerstandsmoment für die X-Achse 1692 cm³

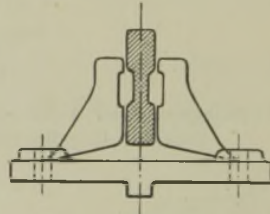
Schiene mit Doppelkopf für schwere Portalkrane.

Fig. 396.



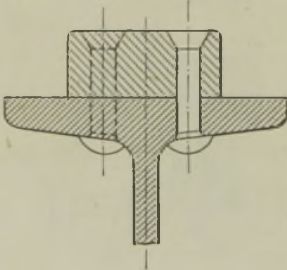
Ansicht der Schienenlagerung zu Fig. 395.

Fig. 397.



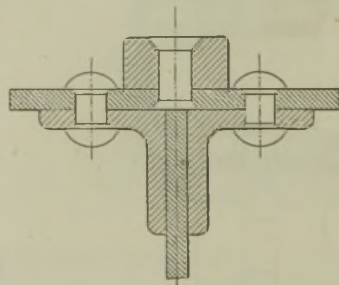
Gußeiserner Lagerbock für Schiene mit Doppelkopf.

Fig. 398.



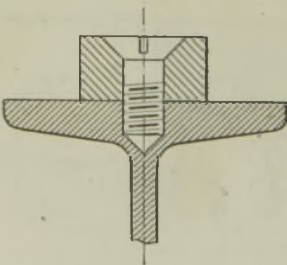
Aufgenietete Laufschiene.

Fig. 400.



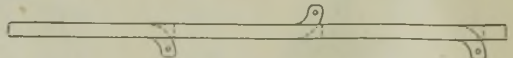
Laufschiene auf genieteten Trägern.

Fig. 399.



Aufgeschraubte Laufschiene.

Fig. 401.



Laufschienebefestigung durch untergelegte Flacheisen, welche behufs Anschraubens oder Annietens seitlich ausgebogen werden.

Fig. 402.



Fig. 403.

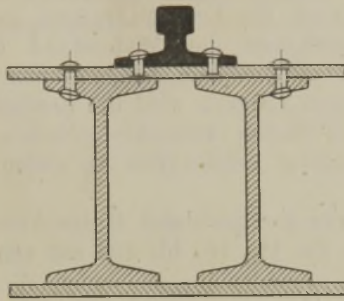
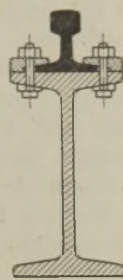


Fig. 404.



Befestigung der gewalzten Laufkranschienen auf Trägern.

Fig. 405.

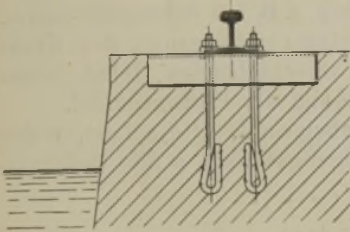


Fig. 407.

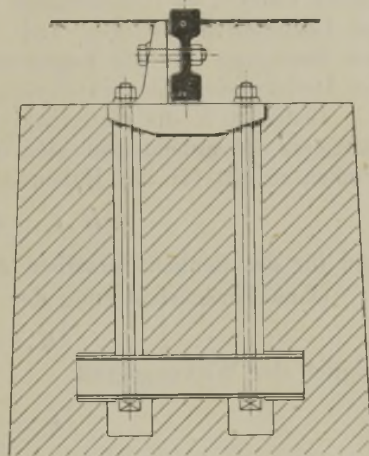


Fig. 406.

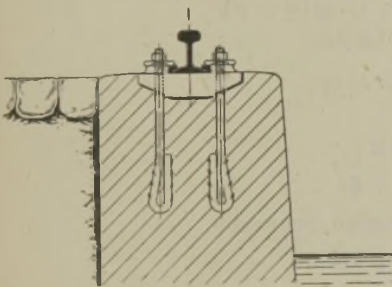


Fig. 409.

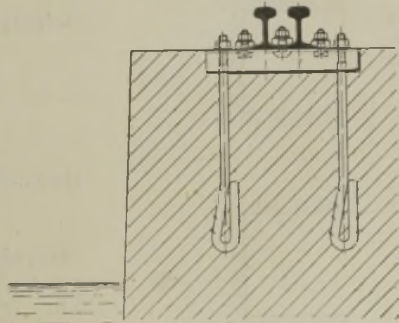
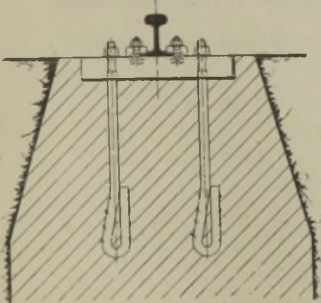


Fig. 408.



Befestigungsarten von am Boden verlegten Fahrscienen.
Ausführungen der Firma Krupp, Grusonwerk.

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 Laufschiene 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 Kranschiene und deren Laufbahnanordnung geben die Fig. 402 bis 409 auf voriger Seite Aufschluß.

Flachgängige Bewegungsschrauben

finden vielfach im Hebezeugbau Verwendung, z. B. bei Schraubenwinden, bei Lokomotivhebeböcken und bei den Steuerungsorganen der Krane zur Bewegung der die Kupplungsmuffen verschiebenden Hebel, ferner bei Drehkränen mit veränderlicher Ausladung als Einzugs spindle.

Bedeutet K die Antriebskraft am Hebelarm l , Q die Last, r den mittleren Schraubenhalmmesser, α den Steigungswinkel, ϱ den Reibungswinkel, so gilt für das Heben der Last

$$K \cdot l = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho),$$

und für das Senken derselben $K \cdot l = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$.

Ohne Berücksichtigung der Reibung ist

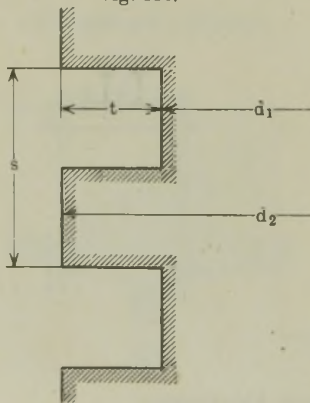
$$K \cdot l = Q \cdot r \operatorname{tg} \alpha,$$

folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}.$$

Ausführungswerte für die flachgängige Schraube

Fig. 410.



Flaches Gewinde.

$$\alpha = 4 \text{ bis } 5^\circ,$$

$$\varrho = 6^\circ \text{ entsprechend } \mu = \operatorname{tg} \varrho = 0,1.$$

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) = 0,$$

d. h.

$$\alpha \leq \varrho,$$

Gewindetiefe

$$t = \frac{s}{2},$$

Steigung

$$s \sim \frac{d_2}{4} \text{ bis } \frac{d_1}{4}.$$

Für

$$s = \frac{d_2}{4} \text{ ist } \operatorname{tg} \alpha = 0,0796; \text{ also } \alpha = 4^\circ 30'.$$

Tabelle 44. Flaches Gewinde.

Äußerer Durchmesser		Kern- durchmesser	Gangzahl auf 1" engl.	Gewindetiefe
" engl.	mm			
$\frac{5}{8}$	16	12	$5\frac{1}{2}$	2
$\frac{3}{4}$	20	15	5	2,5
$\frac{7}{8}$	23	17	$4\frac{1}{2}$	3
1	26	20	4	3
$1\frac{1}{8}$	29	22	$3\frac{1}{2}$	3,5
$1\frac{1}{4}$	32	25	$3\frac{1}{2}$	3,5
$1\frac{3}{8}$	35	27	3	4
$1\frac{1}{2}$	38	30	3	4
$1\frac{5}{8}$	42	32	$2\frac{1}{2}$	5
$1\frac{3}{4}$	45	35	$2\frac{1}{2}$	5
$1\frac{7}{8}$	48	36	$2\frac{1}{4}$	6
2	50	38	$2\frac{1}{4}$	6
$2\frac{1}{4}$	57	44	2	6,5
$2\frac{1}{2}$	64	51	2	6,5
$2\frac{3}{4}$	70	56	$1\frac{3}{4}$	7
3	76	62	$1\frac{3}{4}$	7

Weiteres im Abschnitt „Schraubenwinden“.

Zweiter Abschnitt.

Flaschenzüge.

1. Feste Rolle (Leitrolle).

Theoretische Kraft, wenn Q die zu hebende Last bedeutet,

$$P_0 = Q.$$

Zapfenreibung und Seilsteifigkeit, bzw. Kettenreibung vergrößern P_0 .

Wirkliche Zugkraft

$$P = \frac{1}{\eta} Q = x Q.$$

x wird Verlustfaktor genannt. Es ist

für Hanfseilrollen	$x = 1,10,$	$\eta = 0,9$
„ Kettenrollen	$x = 1,06,$	$\eta = 0,94$
„ Drahtseilrollen	$x = 1,04,$	$\eta = 0,96.$

In der Rolle entstehen also 10 bis 4 Proz. Verluste.

Ferner ist Kraftweg = Lastweg; $s = h.$

Ist v die Lastgeschwindigkeit, c die Kraftgeschwindigkeit, so ist

$$c = v.$$

Der **Achsendruck** ergibt sich als Mittelkraft von P und P_1 . Es genügt, denselben für den Ruhezustand, also für $P = P_1$ (Fig. 412) zu bestimmen,

Fig. 411.

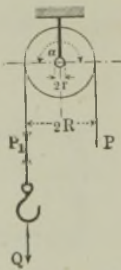


Fig. 412.

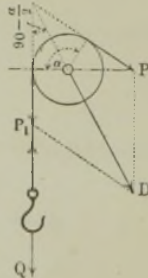
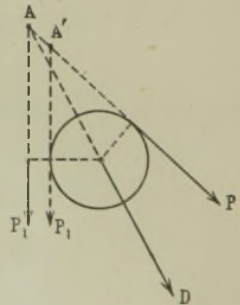


Fig. 413.



Feste Rolle.

weil der Einfluß der Reibungswiderstände auf den Wert von D und auf das Reibungsmoment sehr gering ist. Es ist dann nach Fig. 412

$$D = 2 Q \sin \frac{\alpha}{2} \quad \text{und für} \quad \alpha = \pi \quad D = 2 Q.$$

Falls $P > P_1$, ändert sich Fig. 412. D geht dann durch den Punkt A (wie in Fig. 413) und nicht durch A' .

2. Lose Rolle.

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 $s = 2h$.

Ferner besteht wieder die Beziehung

$$P = x P_1, \quad c = 2v.$$

Als Wirkungsgrade können die Werte der festen Rollen Anwendung finden.

Rechnung und Versuch ergibt, daß P_1 kleiner als P_0 wird. Zum Beispiel wird mit $Q = 100 \text{ kg}$ 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 $51 + 49 - 100 = 0$.

b) Lose Treibrolle (umgekehrte lose Rolle).

Theoretische Kraft $P_0 = 2Q$.

Wirklich erforderliche Kraft

$$P = \frac{2Q}{\eta} = Q + P_1 = Q(1+x).$$

Kraftweg gleich halber Lastweg

$$s = \frac{h}{2}; \quad v = 2c.$$

Ferner ist $P_1 = xQ$.

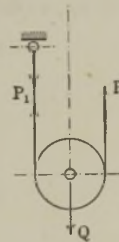
3. Gewöhnliche Rollenzüge.

Anwendung. Als selbständige Hebezeuge nur von untergeordneter Bedeutung, weil sie die Last nicht schwebend erhalten können.

a) Faktorenflaschenzüge.

Die in einer Flasche gelagerten losen Rollen haben 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.

Fig. 414.



Lose Lastrolle.

Fig. 415.



Lose Treibrolle.

Lastrollenzug.

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 Vorgelege für Winden und Krane.

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 $\eta = \frac{1}{n \cdot x^n} \cdot \frac{x^n - 1}{x - 1}$.

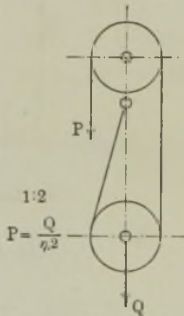
Größte Seilkraft ist P_0 .

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

$$s = n \cdot h,$$

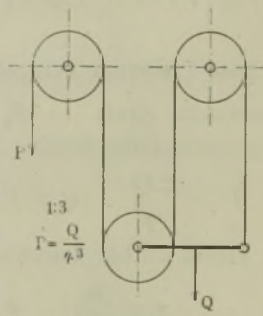
weil bei einem Hube der Last um h jedes der tragenden Seilstücke um h zu verkürzen ist.

Fig. 416.



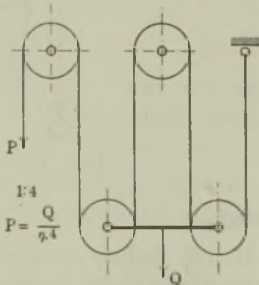
Rollenzahl 2; Übersetzung 1:2.

Fig. 417.



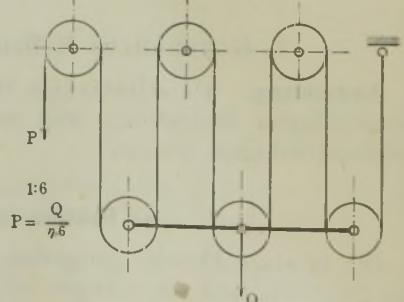
Rollenzahl 3; Übersetzung 1:3.

Fig. 418.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1:4.

Fig. 419.



Rollenzahl 6; Übersetzung 1:6.

Anordnungen von Rollenzügen.

Tabelle 45. Wirkungsgrade der Hanfseil-, Ketten- und Drahtseilrollenzüge.

Rollenzahl $n =$		2	3	4	5	6	7	8	9	10
Hanfseil	$d = 16$	$\eta = 0,91$	0,89	0,86	0,83	0,81	0,79	0,76	—	—
	$d = 26$	$\eta = 0,88$	0,84	0,80	0,77	0,74	0,71	0,68	—	—
	$d = 36$	$\eta = 0,84$	0,80	0,75	0,71	0,68	0,64	0,61	—	—
Kette		$\eta = 0,93$	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	—	—
Drahtseil		$\eta = 0,94$	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 $P_0 = \frac{Q}{n + 1}$.

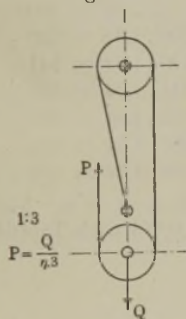
Wirkliche Zugkraft $P = \frac{Q}{\eta(n + 1)}$.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{1}{n + 1} \cdot \frac{x^{n+1} - 1}{x^n(x - 1)}$.

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg

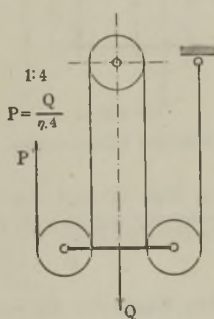
$s = h(n + 1)$.

Fig. 420.



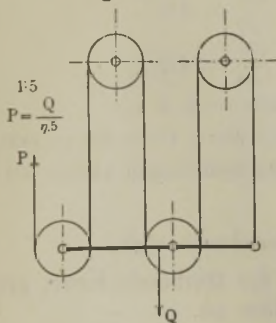
Rollenzahl 2; Übersetzung 1:3.

Fig. 421.



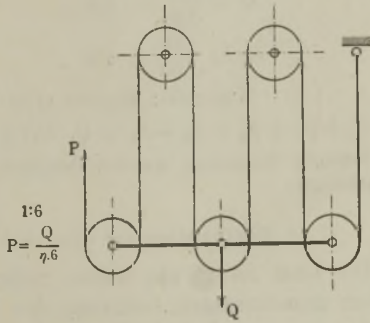
Rollenzahl 3; Übersetzung 1:4.

Fig. 422.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1:5.

Fig. 423.



Rollenzahl 5; Übersetzung 1:6.

Anordnungen von Rollenzügen.

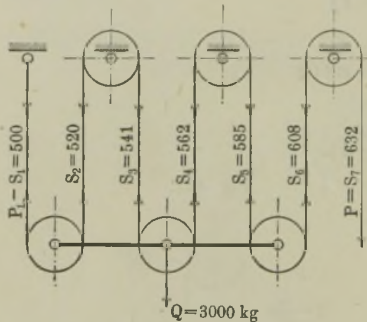
Ermittlung der einzelnen Seilspannungen.

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

Fig. 424.



Sechsrolliger Flaschenzug.

$$P_0 = \frac{3000}{6} = 500 \text{ kg.}$$

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

$$\begin{aligned} P_1 = S_1 &= \dots = 500 \text{ kg} \\ S_2 &= 500 \cdot 1,04 = 520 \text{ „} \\ S_3 &= 520 \cdot 1,04 = 541 \text{ „} \\ S_4 &= 541 \cdot 1,04 = 562 \text{ „} \\ S_5 &= 562 \cdot 1,04 = 585 \text{ „} \\ S_6 &= 585 \cdot 1,04 = 608 \text{ „} \\ P = S_7 &= 608 \cdot 1,04 = 632 \text{ „} \end{aligned}$$

Bei 3 m Hub beträgt der Weg der Zugkraft $s = 6 \cdot 3 = 18 \text{ m}$. Nach der früheren Rechnung ergibt sich die Endspannung mit $\eta = 0,874$ nach Tabelle 45 zu

$$P = \frac{Q}{\eta \cdot 6} = \frac{3000}{0,874 \cdot 6} = 575 \text{ kg.}$$

Die genaueren Werte für die Seilspannungen sind

$$\begin{aligned} S_6 &= \frac{575}{1,04} = 551 \text{ kg} & S_3 &= \frac{510}{1,04} = 489 \text{ kg} \\ S_5 &= \frac{553}{1,04} = 529 \text{ „} & S_2 &= \frac{490}{1,04} = 470 \text{ „} \\ S_4 &= \frac{531}{1,04} = 509 \text{ „} & S_1 &= \frac{471}{1,04} = 452 \text{ „} \end{aligned}$$

Kontrolle: Summe aller Vertikalkräfte = 0, d. h.

$S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 = Q$, $551 + 529 + 509 + 489 + 470 + 452 = 3000 \text{ kg}$.
Bei richtiger Rechnung werden demnach die letzten Spannungen kleiner als die theoretischen.

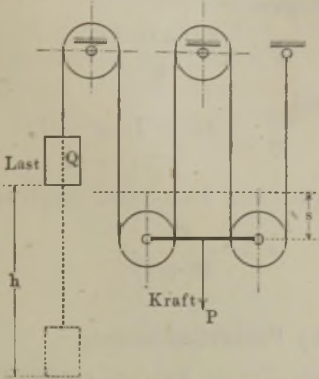
Treibrollenzug (umgekehrter Faktorenflaschenzug).

Die Last hängt am freien Seilende und die treibende Kraft greift an dem gemeinsamen Gehäuse der losen Rollen an.

Anwendung bei hydraulischen Hebezeugen zur Verkürzung des Lastweges.

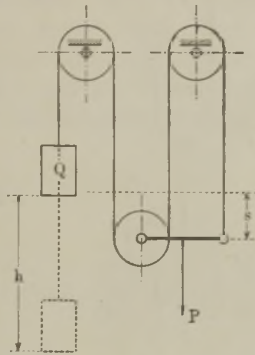
Das Seil läuft von einer festen Rolle ab.

Fig. 425.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1:5.

Fig. 426.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1:4.

Treibrollenzüge.

Theoretische Kraft $P_0 = Q \cdot n$.

Wirklich erforderliche Kraft $P = \frac{Q \cdot n}{\eta}$.

Wirkungsgrad $\eta = \frac{n(x-1)}{x(x^n-1)}$.

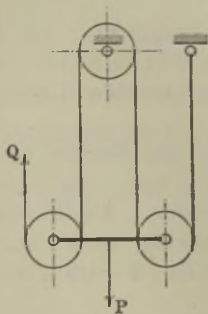
Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg $s = \frac{h}{n}$.

Die größte Seilspannung ist im festliegenden Seilende vorhanden.

Sie beträgt $P_1 = Qx^n$.

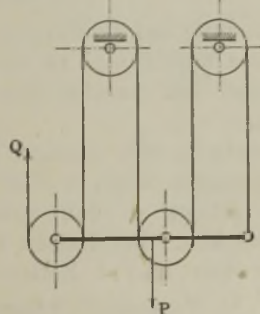
Das Seil läuft von einer losen Rolle ab.

Fig. 427.



Rollenzahl 3; Übersetzung 1:4.

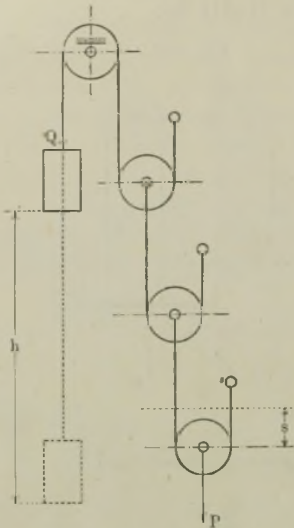
Fig. 428.



Rollenzahl 4; Übersetzung 1:5.

Treibrollenzüge.

Fig. 429.



Potenzflaschenzug.

eine kleinere Last Q auf eine größere Höhe h zu heben hat. Der Name des Flaschenzuges kommt daher, weil n als Potenzexponent auftritt.

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

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n \cdot \underbrace{\eta_{n+1}}_{\text{feste Rolle.}}$$

Beziehung zwischen Kraft- und Lastweg $s = \frac{h}{2^n}$.

c) Zwillingssrollenzüge.

Anwendung bei Laufkränen für größere Tragkräfte, um die Last auf mehrere Seilstränge zu verteilen und das Wandern der Last über die Trommel hin zwecks Erzielung eines senkrechten Lathubes zu vermeiden.

Die einfache oder geteilte Trommel, welche mit Rechts- und Linksgewinde versehen wird, wickelt beide Seilenden auf. Die Befestigung der Seile erfolgt an den äußeren Trommelenden. Ausführung nach Fig. 430 bis 433. Bei Lasten über 60 t Ausführung nach Fig. 432 mit 3 Rollen oben und 4 Rollen unten. Last an 8 Strängen. Übersetzung 1:4. $v_{\text{Trommel}} = 4 v_{\text{Last}}$.

Die obere pendelnd aufgehängte Rolle in Fig. 430, die einen Ausgleich der Seillänge und die Verwendung einer doppelten losen

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

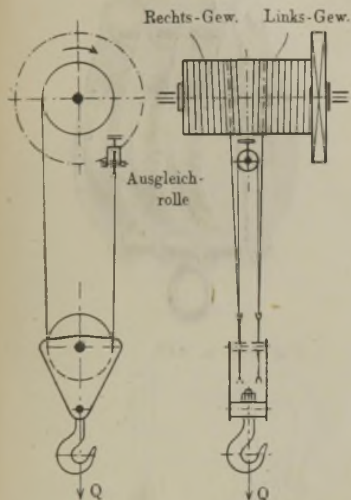
$$s = \frac{h}{n+1}$$

b) Potenzflaschenzug.

Die losen Rollen werden getrennt aufgehängt. Verwendung ebenfalls als Treibrollenzüge bei hydraulischen Hebezeugen, bei denen die größere Betriebskraft des hydraulischen Kolbens mit kurzem Wege s

Rolle ermöglicht, wird bei Laufkränen mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser ausgeführt, damit die beiden losen Rollen nicht zu weit auseinander kommen. Diese kleine Ausgleichsrolle ist eine schwache Stelle der gebräuchlichen Laufkränkonstruktionen, 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

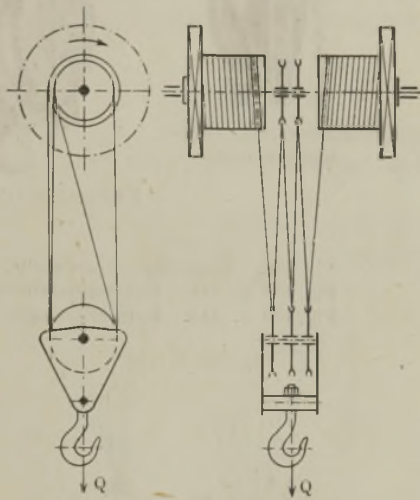
Fig. 430 u. 431.



Anwendung bis 25 t. Last an 4 Strängen.
Übersetzung 1 : 2. $v_{\text{Trommel}} = 2 v_{\text{Last}}$.

Zwillingsrollenzug
mit einfacher Trommel.

Fig. 432 u. 433.



Anwendung bis 60 t. Last an 6 Strängen.
Übersetzung 1 : 3. $v_{\text{Trommel}} = 3 v_{\text{Last}}$.

Zwillingsrollenzug
mit geteilter Trommel.

Nachteil. 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.

Weitere Anordnungen S. 416, 451 und unter „Laufkrane“.

Wirkungsgrad für Zwillingsrollenzüge:

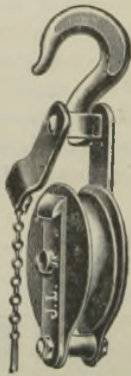
Übersetzung 1 : 2 $\eta = \frac{x + 1}{2x} \sim 0,98$ für Drahtseil.

„ 1 : 3 $\eta = \frac{x^2 + x + 1}{3x^2} \sim 0,96$ „ „

„ 1 : 4 $\eta = \frac{x^3 + x^2 + x + 1}{4x^3} \sim 0,94$ „ „

d) Ausführung der Flaschenzüge.

Fig. 434.



Flasche mit drehbarer Schiene.

Fig. 435.



Zweirollige Oberflasche.

Fig. 436.

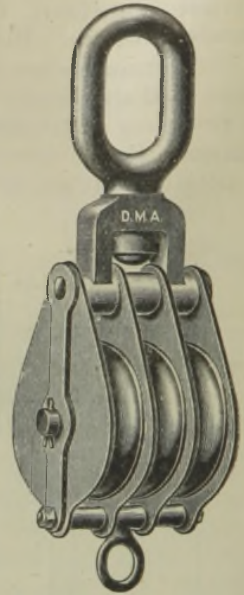


Fig. 436. Dreirollige Oberflasche.
Fig. 437 u. 438. Hanfseilflaschenzug.
Fig. 439 u. 440. Kettenflaschenzug.

Fig. 437 u. 438.!

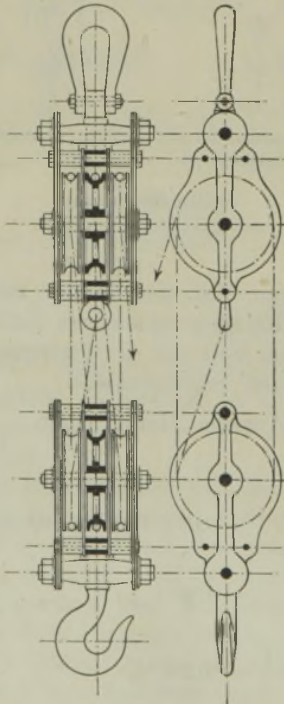
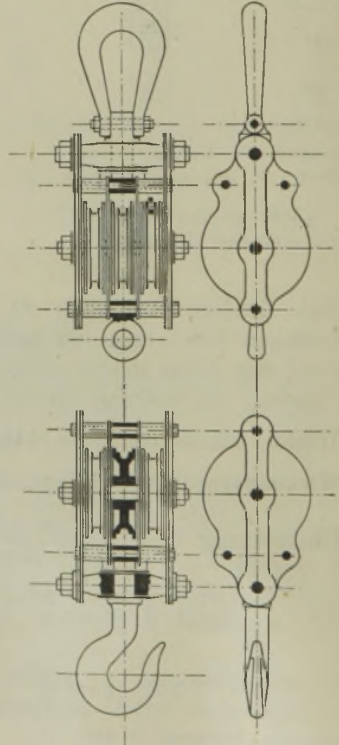


Fig. 439 u. 440.



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 des Rollenbolzens verstärkt. Die vorstehend abgebildeten Fig. 434 bis 436 veranschaulichen die Ausführungen der Flaschen.

Es empfiehlt sich, die Flaschen lang und schmal zu bauen, weil durch die verschiedenen Seilspannungen, welche eine Flasche belasten, letztere schief gezogen wird.

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. 441).

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.

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. Differentialflaschenzug von Weston.

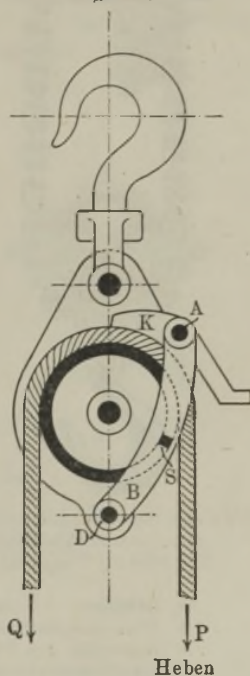
Die Konstruktion ist veraltet, weil der Wirkungsgrad nur etwa 30 Proz. beträgt und die Kettenräder nebst der Kette einer starken Abnutzung unterliegen.

5. Schraubenflaschenzüge mit Lastdruckbremsen.

Zur Erzielung der Lastselbsthemmung kann man in einfacher Weise ein Schneckengetriebe mit kleinem Steigungswinkel von 4 bis 6° anwenden.

Auf der Schneckenradachse sitzt dann, wie in Fig. 442, 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

Fig. 441.

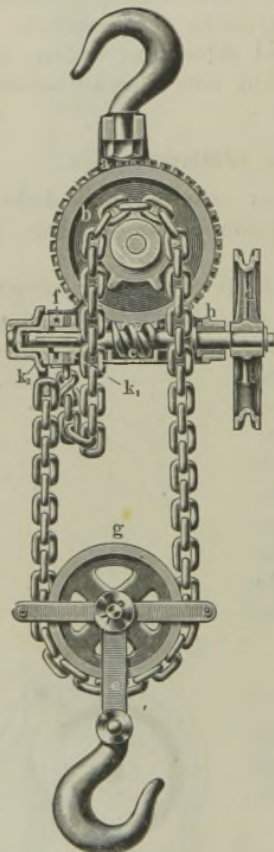


Seilflaschenzug mit Klemmvorrichtung.

Flaschenzuggehäuse befestigt, das andere Ende hängt, von der oberen Rolle kommend, frei herab. Der Antrieb erfolgt durch ein auf der Schneckenwelle sitzendes Haspelrad.

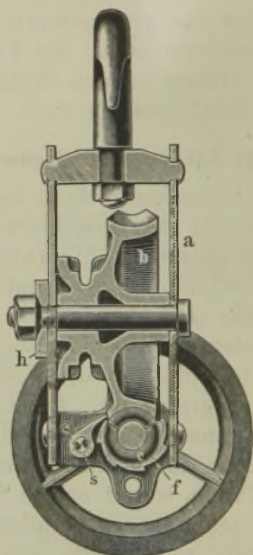
Da aber bei kleinen Steigungswinkeln der Wirkungsgrad sehr gering wird, so wendet man doppelgängige Schnecken mit einem Steigungswinkel von 18 bis 21° an, deren Wirkungsgrad dann bis 75 Proz. steigt.

Fig. 442.



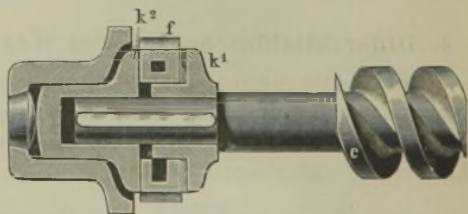
Lüders Schraubenflaschenzug
mit Lastdruckbremse
für 2000 kg Tragkraft.

Fig. 443.



Schnitt durch die Oberflasche.

Fig. 444.



Schnitt durch die Lastdruckbremse.

- a* Gehäuse — Schmiedeeisen.
- b* Schneckenrad mit Kettenuß — 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.
- k₁* Vordere Kammscheibe — Gußeisen.
- k₂* Hintere Kammscheibe — Schmiedeeisen mit verstärktem Spurzapfen.
- f* Reibscheibe mit Sperrzähnen und innerer Fettkammer — Bronze.
- s* Sperrklinke.

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. 113 bis 118 erörtert und berechnet. Berechnung eines Schneckengetriebes s. S. 158.

Die Bevorzugung, welche seit 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. 442 bis 444.

Die Schnecke ist aus Stahl gefräst und dann gehärtet. Das Schneckenrad und die Kettenuß sind von Hartguß. Auf die Schmierverhältnisse ist besondere Sorgfalt zu verwenden.

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.

Fig. 445.

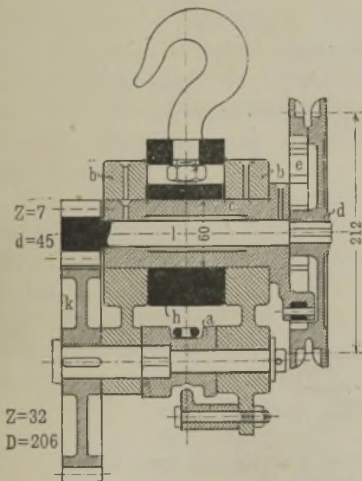
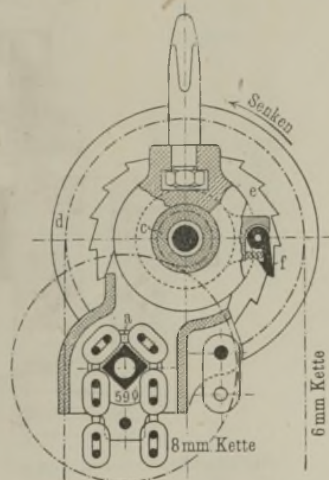


Fig. 446.

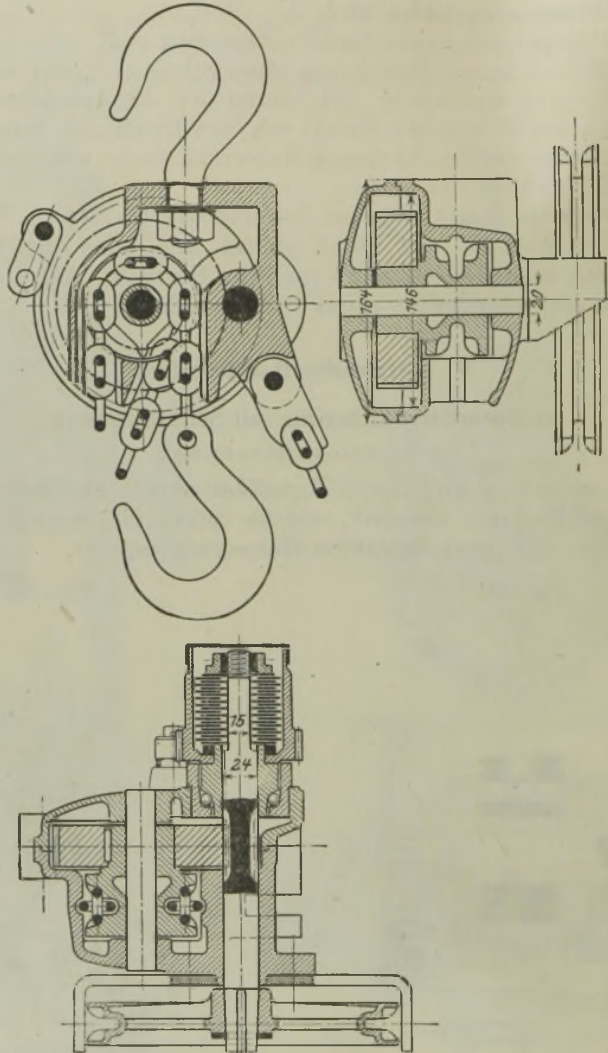


Stirnräderflaschenzug mit Selbsthemmung.

Die Büchse c ist einerseits in dem Gehäuse b , andererseits in dem Hakenbügel h gelagert. Die Selbsthemmung kommt hier durch die zwischen Bügel h und 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.

Fig. 447 bis 449.



Stirnräderflaschenzug für 500 kg Last (bzw. 1000 kg mit loser Rolle)
von F. Piechatzek.

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 aufgenommen wird.

Der Wirkungsgrad beträgt mehr als 75 Proz., ist also um rund 50 Proz. besser, als ihn die Schneckenflaschenzüge mit Selbsthemmung aufweisen.

7. Elektrisch betriebene Flaschenzüge

entstehen durch Einbau eines Gleichstrom- oder Drehstrommotors. Der Anlasser wird vom Fußboden aus durch Zugketten bedient. Endauschalter wird meist vorgesehen. Die Übersetzung erfolgt durch Stirnräder oder Schneckengetriebe. Rollenzug in Zwillingsanordnung zwecks senkrechten Lasthubes. Als Huborgan dient Drahtseil, kalibrierte oder Gallsche Kette. Näheres unter „Elektro-Laufwinden“.

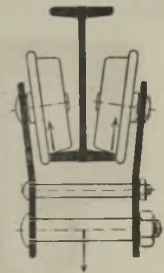
8. Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen

finden 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.

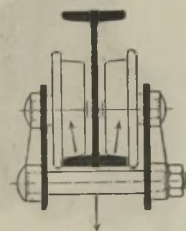
Die unteren Trägerflanschen werden dann als Fahrbahn verwendet, wenn der Träger zur Ausnutzung der Hubhöhe dicht unter die Decke gelegt wird, oder wenn ein vorhandener Unterzug als Fahrbahn benutzt werden soll. Die Flanschen des Trägers werden dann allerdings auf Biegung beansprucht, aber man kann nach Berechnung des ganzen Trägerprofils für die betreffende Tragkraft dafür sorgen, daß durch ein genügend starkes Gestell der Raddruck in der Nähe des Mittelsteges auftritt. Eine zutreffende Berechnung der belasteten Trägerflanschen ist nach dem heutigen Stande der Festigkeitslehre nicht möglich; man ist hierin auf einen Vergleich mit ausgeführten Konstruktionen angewiesen. Die richtige und falsche Konstruktion des Laufkatzengestelles veranschaulichen die Fig. 450 und 451.

Fig. 450.



Zu schwaches Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

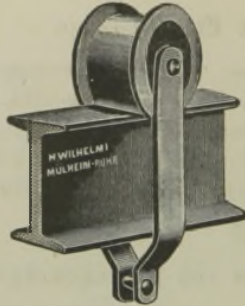
Fig. 451.



Starkes Gestell für Untergurt-Laufkatzen.

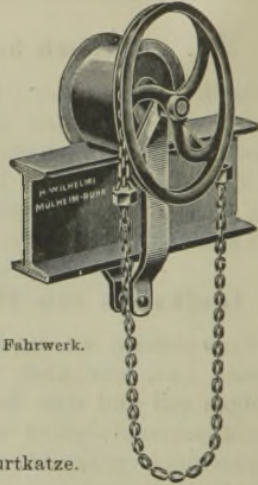
Aus den nachstehenden Figuren geht die Anordnung der Rollen und des Triebwerkes für Ober- und Untergurt-Laufkatzen hervor. Die weitere Vervollkommnung dieser mit eingehängten Flaschenzügen versehenen Laufkatzen führt zu der Konstruktion der Laufkatzen mit eingebauten Flaschenzügen, die schließlich im Kranbau unter dem

Fig. 452.



Ohne Fahrwerk.

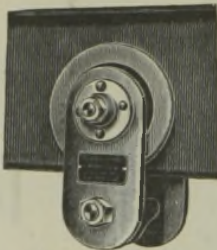
Fig. 453.



Mit Fahrwerk.

Einrollige Obergurkatze.

Fig. 454.



Ohne Fahrwerk.

Fig. 455.

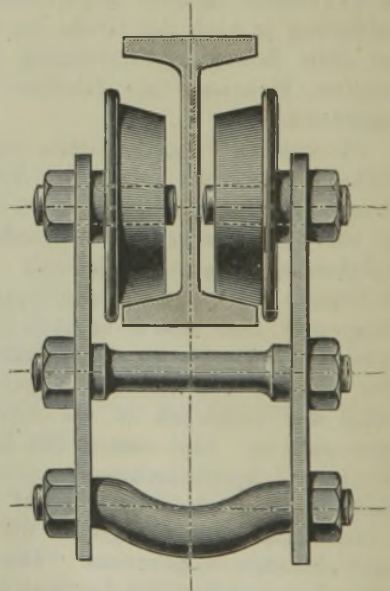
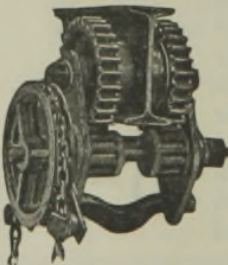


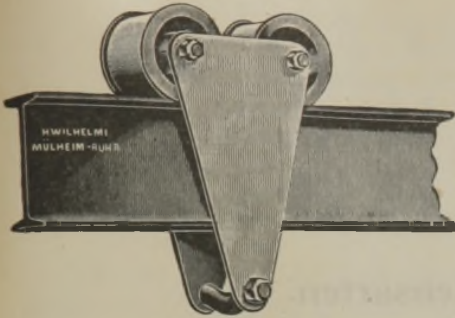
Fig. 456.



Mit Fahrwerk.

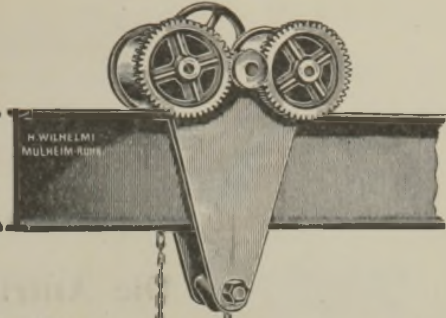
Zweiröllige Untergurkatze.

Fig. 457.



Ohne Fahrwerk.

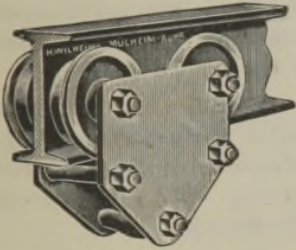
Fig. 458.



Mit Fahrwerk.

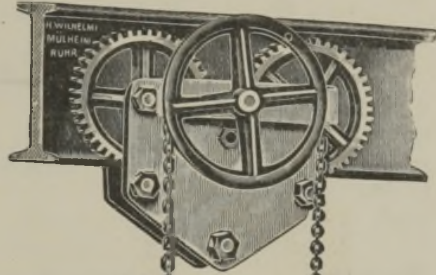
Zweierollige Obergurkatze.

Fig. 459.



Ohne Fahrwerk.

Fig. 460.



Mit Fahrwerk.

Vierrollige Untergurkatze.

Namen Stirnrad- oder Schneckenrad-Laufwinden einen Hauptteil der Laufkrane bilden. Siehe Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“.

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.

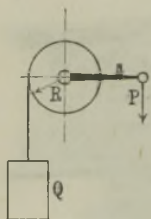
Über die Berechnung der Fahrwiderstände und des Fahrtriebwerkes siehe S. 191, ferner Abschnitt „Laufkrane mit Handbetrieb“.

Die Antriebsarten.

1. Vorgelege und Übersetzung.

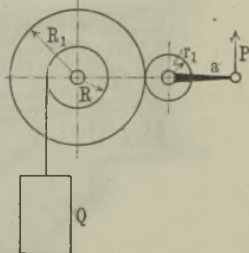
Die einfachste Winde, Kurbelwelle mit Trommel, stellt Fig. 461 dar. Weil der Kraftarm a für den Antrieb einer Winde nicht beliebig groß gewählt werden kann und auch der Lastarm R gewissen Beschränkungen unterliegt, kommen nur leichte Lasten in Frage.

Fig. 461.



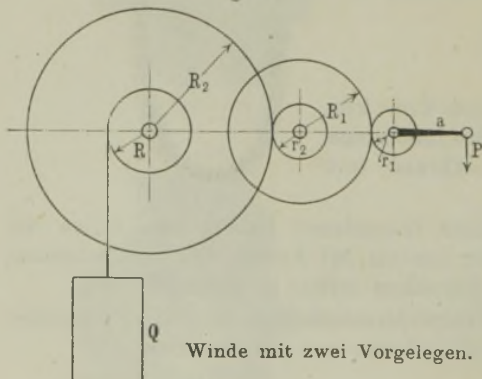
Winde ohne Vorgelege.

Fig. 462.



Winde mit einem Vorgelege.

Fig. 463.



Winde mit zwei Vorgelegen.

Zur Hebung schwerer Lasten mit geringem Kraftaufwand wird daher die Benutzung von Räderwerken erforderlich.

Das einfachste Räderwerk besteht nach Fig. 462 aus zwei Zahnradern, von denen das größere auf der Lastwelle, das kleinere auf der Kraftwelle aufgekelt ist.

Ein derart zusammenarbeitendes Räderpaar nennt man Vorgelege. Fig. 462 stellt ein einfaches, Fig. 463 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,
 $\eta = \eta_{\text{Trommelwelle}} \cdot \eta_{1. \text{ Vorgelegewelle}} \cdot \eta_{2. \text{ Vorgelegewelle}} \cdot \eta_{\text{Kurbelwelle}}$.
 $r_1 r_2$ die Halbmesser der kleinen Zahnräder und
 $R_1 R_2$ die Halbmesser der großen Zahnräder.

Für das einfache Vorgelege, Fig. 462, 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:

$$1. P \cdot a = \frac{K_1 \cdot r_1}{\eta_{\text{Vorgelege}}}, \text{ ferner } K_1 \cdot R_1 = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also

$$2. K_1 = \frac{Q \cdot R}{R_1 \eta_{\text{Trommel}}}.$$

Setzen wir 2. in 1. ein, so erhalten wir:

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1}.$$

Für doppeltes Vorgelege nach Fig. 463 erhält man mit den Zahndrücken K_1 und K_2 auf dieselbe Weise:

$$P \cdot a = \frac{K_1 \cdot r_1}{\eta_{\text{Kurbel}}}, \quad K_1 R_1 = \frac{K_2 \cdot r_2}{\eta_{\text{Vorgelege}}}, \quad K_2 R_2 = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}}},$$

also:

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}}} \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2},$$

oder, da sich die Zähnezahlen wie die Halbmesser verhalten und $\eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Vorgelege}} \cdot \eta_{\text{Kurbel}} = \eta$,

$$P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta} \cdot \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2}.$$

$\frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{z_3}{Z_3} \dots = \frac{1}{i}$ stellt das Gesamtübersetzungsverhältnis für beliebige viele Vorgelege dar. Es wird also allgemein $P \cdot a = \frac{Q \cdot R}{\eta} \cdot \frac{1}{i}$ und daraus die Übersetzung

$$i = \frac{Q \cdot R}{P \cdot a \cdot \eta} = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta}.$$

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 . . . $d = 26 \text{ mm}$,
 $D = 10 d = 260 \text{ mm}$,
 Lastmoment $= 500 \cdot 13 = \dots 6500 \text{ kgcm}$,
- b) für Drahtseil und Trommel . . . $d = 100 \text{ mm}$ und $\delta = 0,45 \text{ mm}$,
 $D = 400 \cdot 0,45 = 180 \text{ mm}$,
 Lastmoment $= 500 \cdot 9 = \dots 4500 \text{ „}$
- c) Kette und Trommel $d = 8 \text{ mm}$,
 $D = 20 d = 160 \text{ mm}$,
 Lastmoment $= 500 \cdot 8 = \dots 4000 \text{ „}$
- d) Kalibrierte Kette und Kettennuß . $d = 10 \text{ mm}$,
 $D = 100 \text{ mm}$ bei $z = 5$,
 Lastmoment $= 500 \cdot 5 = \dots 2500 \text{ „}$
- e) Gallsche Kette und Kettenrad . $t = 25 \text{ mm}$,
 $D = 65,33$ bei $z = 8$,
 Lastmoment $= 500 \cdot 3,25 = \dots 1625 \text{ „}$

Das Kraftmoment ist mit einem Arbeiter zu 15 kg und 300 mm Kurbelarmlänge

$$Pa = 15 \cdot 30 = 450 \text{ kgcm},$$

demnach die Übersetzung ohne Wirkungsgrad

$$\text{nach a) } i_0 = \frac{6500}{450} = 14,4$$

$$\text{nach b) } i_0 = \frac{4500}{450} = 10,0$$

$$\text{nach c) } i_0 = \frac{4000}{450} = 8,9$$

$$\text{nach d) } i_0 = \frac{2500}{450} = 5,5$$

$$\text{nach e) } i_0 = \frac{1625}{450} = 3,6$$

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 Rollenzug 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 $P = 15 \text{ kg}$ 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. 229) 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 hohen Gleitgeschwindigkeiten günstiger gestaltet.

2. Wirkungsgrad der Rädertriebwerke.

Der Wirkungsgrad η ist der Maßstab für die Güte des Windwerkes. Er ist das Verhältnis des nutzbaren oder ausgeleiteten Kraftmomentes zu dem an der Kurbel aufgewandten oder eingeleiteten Kraftmoment. Es ist

$$\eta = \frac{M_{\text{ausgeleitet}}}{M_{\text{eingeleitet}}}.$$

M_{eingel} ist größer als M_{ausgel} , weil die Kraftverluste mit zu überwinden sind.

Die Verluste einer Zahnradervorgelegewelle setzen sich aus der Zahnreibung und aus der Zapfenreibung, diejenigen einer Trommelwelle aus dem Widerstand des Tragorganes und aus der Zapfenreibung zusammen. Die Zahnreibung kommt bei der Trommelwelle nicht in Betracht, weil sie bei der nächsten Welle Berücksichtigung findet und weil sie in der Hauptsache von der Zähnezahl der Ritzel abhängig ist. Deshalb ist der Wirkungsgrad der Trommelwellen günstiger als derjenige der Vorgelegewellen.

Der Wirkungsgrad η ermittelt sich 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
Zahnradervorgelegewelle	$\eta = 0,91$ bis $0,95$	(vgl. S. 146)
Trommelwelle mit Drahtseil	$\eta = 0,95$	} enthält den Biegeverlust des Tragorganes und die Lagerreibung.
" " Kette	$\eta = 0,97$	
Kettendaumenradwelle	$\eta = 0,95$	

Schätzungsweise kann man für Winden bei mittleren Verhältnissen setzen:

Tabelle 46. Wirkungsgrade für Winden.

Bei Winden mit	einfachem	doppeltem	dreifachem Vorgelege
Hanfseiltrommel	0,8—0,85	0,75—0,8	0,65—0,75
Drahtseil- oder Kettentrommel	0,88	0,8	0,73
Kettenuß 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/sk,
- v die Lastgeschwindigkeit,
- a den Kurbelarm,
- R den Trommelradius,
- 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. 462:

$$a : c = r_1 : v_1 \dots \dots \dots 1)$$

ferner $R_1 : v_1 = R : v$, also

$$v_1 = \frac{R_1 \cdot v}{R} \dots \dots \dots 2)$$

v_1 in Gleichung 1) eingesetzt:

$$a:c = r_1 \cdot \frac{R_1 v}{R}, \quad \text{oder} \quad \frac{v}{c} = \frac{R}{a} \cdot \frac{r_1}{R_1} = \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}.$$

Demnach:

$$v = c \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i}.$$

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:

$$\frac{Qv}{\eta} = P \cdot c,$$

woraus

$$v = \frac{P \cdot c}{Q} \cdot \eta.$$

Beispiel: Ist bei einer Räderwinde $a = 400$ mm, $R = 150$ mm, $i = 15:1$, so wird bei Annahme einer mittleren Kurbelgeschwindigkeit von $c = 600$ mm die Lastgeschwindigkeit

$$v = 0,6 \frac{15}{40} \cdot \frac{1}{15} = 0,015 \text{ m} = 15 \text{ mm/sk.}$$

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 $c = 600$ mm erhält man bei Gleichsetzung der Arbeiten die Hubgeschwindigkeit der Last zu

$$v = \frac{4 \cdot 14 \cdot 600}{10000} \cdot 0,74 = 2,48 \sim 2,5 \text{ mm/sk.}$$

Soll diese Last von 10000 kg 4 m hoch gewunden werden, so würde dies eine Zeit von

$$\frac{4000}{2,5} = 1600 \text{ sk} \sim 27 \text{ min}$$

in Anspruch nehmen.

Geschwindigkeitswechsel bei Windwerken.

Bei einem mit normalem Kurbeldruck berechneten Windwerk tritt der Übelstand auf, 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 vonstatten geht.

Bei Windwerken mit auf der Zwischenvorgelegewelle angeordneter Bremse mit getrenntem Sperrad oder mit Sperradbremse verschiebt man nach Fig. 464 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.

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. 466) mit der auf Feder verschiebbaren Klauenkupplung verbunden, bei kleinen Lasten das lose Rad *d*.

Eine gedrängte Anordnung des Geschwindigkeitswechsls bietet die Ausführung von Heinrich de Fries, G. m. b. H., in Düsseldorf,

Fig. 464.

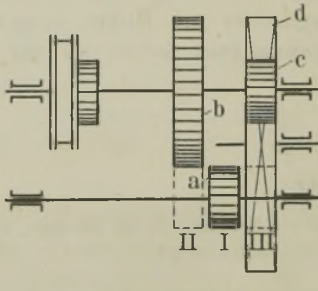
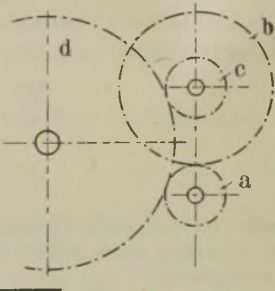


Fig. 465.



Windwerk mit verschiebbarer Kurbelwelle.

Fig. 466.

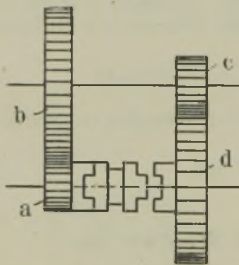
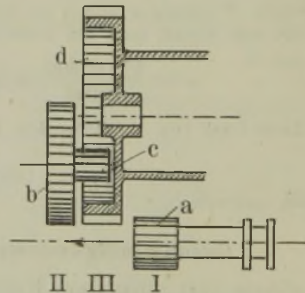
Geschwindigkeitswechsel
mit Klauenkupplung.

Fig. 467.

Geschwindigkeitswechsel
von Heinr. de Fries.

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. Übersetzung für Verschiebung fahrbarer Winden bei Handbetrieb.

Ist M_w das nach S. 191 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. Maschinellem Antrieb allgemein.

Größere Geschwindigkeiten kann man nur mittels Antriebes durch Elementarkraft erreichen. Es kommt in Betracht: Transmissions-, elektrischer, Dampf- oder hydraulischer Antrieb.

Zunächst hat man über die Geschwindigkeit schlüssig zu werden, die man nach Tabelle 47 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/sk,
- η den Wirkungsgrad der Winde.

Die Umgangszahlen der Motoren betragen gewöhnlich:

- bei Transmissionswinden n = 80 ÷ 200,
- „ Dampfwinden n = 100 ÷ 240,
- „ elektrischen Winden n = 400 ÷ 1200.

Die erforderliche Übersetzung bestimmt sich bei Maschinenbetrieb nicht wie bei Handwinden, sondern mit Rücksicht auf die Drehzahlen.

Ableitung: Die Umdrehungszahlen verhalten sich umgekehrt wie die Durchmesser. Bedeutet in Fig. 463 r₁ das auf der Motorwelle sitzende Ritzel, und sind n_{Motor}, n₂ und n_{Trommel} die betreffenden Umlaufzahlen, so gelten folgende Beziehungen:

$$\frac{r_1}{n_2} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}; \text{ ferner: } \frac{r_2}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_2}{n_2}, \text{ also: } n_2 = \frac{R_2 \cdot n_{\text{Trommel}}}{r_2}$$

Setzt man den Wert für n₂ in die erste Gleichung ein, so wird

$$\frac{r_1 \cdot r_2}{R_2 \cdot n_{\text{Trommel}}} = \frac{R_1}{n_{\text{Motor}}}, \text{ oder: } \frac{r_1 \cdot r}{R_1 \cdot R_2} = \frac{n_{\text{Trommel}}}{n_{\text{Motor}}} = \frac{1}{i},$$

also:

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}}$$

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 Drehzahl n_{Motor} gegeben ist.

Die Drehzahl der Trommel berechnet sich aus

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{60v}{D\pi},$$

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 Welle 900 Umdrehungen i. d. min, die Trommelwelle hingegen nur 5 Umdrehungen i. d. min, so muß eine Übersetzung von 900:5 oder 180:1 angeordnet werden. Diese Übersetzung würde sich am einfachsten durch Einschaltung eines Schneckengetriebes und eines Zahnradervorgeleges 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. 228 und der Stoßwirkungen beim Abbremsen der größeren lebendigen Kräfte ratsam.

Die Geschwindigkeiten bei maschinellm 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.

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. Laufkatzensgeschwindigkeiten betragen gewöhnlich zwischen 15 und 30 m/min, bei Hüttenkranen 45 m und mehr.

Speicherwinden und Personenaufzüge arbeiten mit 0,5 bis 1 m/sk, in Amerika bei den großen Hubhöhen in Wolkenkratzern mit 2 und 3 m/sk; für Hafeukrane findet man meist 0,2 bis 0,7 m/sk, für Montierungs- und Gießereikrane 0,5 bis 0,66 m/sk.

Tabelle 47. **Geschwindigkeiten bei maschinellem Antrieb.**

Last kg	Heben der Last m/min	Fahren der Katze m/min	Fahren des Kranes m/min	Schwenken des Kranes, <i>v</i> 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

Zum Vergleich seien folgende Geschwindigkeiten gegenübergestellt:

Pferd im Schritt	1,0 m/sk =	60 m/min
Pferd im Trab	2,0 " =	120 "
Pferd im Galopp	4,5 " =	270 "
Gewöhnlicher Wind	3,0 " =	180 "
Freier Fall (<i>g</i>)	9,81 " =	588 "
Personenzug	17,0 " =	1020 "
Schnellzug	25,0 " =	1500 "

Die Bremsen bei maschinellem Antrieb.

Bei Motorbetrieb ist auf eine vollkommene Anordnung und Ausbildung der Bremsen besonderes Gewicht zu legen. Es müssen in denselben nicht nur die Lastmomente, sondern auch die Momente der Massenkräfte von Ankern und Triebwerkteilen vernichtet werden.

Diese Momente, deren Größe von der Senkgeschwindigkeit und vom Bremsweg abhängt, vermehren die Lastmomente beim Senken ganz bedeutend, weil sie im gleichen Sinne wirken. Der nachfolgende Abschnitt über Trägheitswiderstände gibt näheren Aufschluß hierüber.

Die **Haltebremse** hat die Last vor und nach dem Heben oder Senken zu halten und die bewegten Massen während der Haltezeit zu verzögern. Es finden stets mechanische Bremsen Verwendung (z. B. die elektromagnetisch gelöste Klotz- oder Bandbremse).

Die **Senkbremse** hat die Geschwindigkeit der sinkenden Last zu regeln. Mechanische Bremsen werden bei elektrischem Antrieb nur noch selten angewendet. Bei reichlichen Abmessungen kann diese auch gleichzeitig als Haltebremse dienen. Meistens jedoch elektrische Senkbremse.

Von den im Abschnitt „Bremsen“ (S. 85) behandelten mechanischen Bremsen, welche in der Regel auf der Motorwelle oder ersten Vorlegewelle angeordnet werden, können hier in Betracht kommen:

I. Als **Halte-** bzw. **Verzögerungsbremse** (Stoppbremse).

- 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 Ia); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn beim Senken erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt; Verwendung bei Schneckengetriebe und Nahsteuerung.
- b) Daumensperradbremse wie unter Ib); gleichzeitig als Stopp- und Senkbremse, wenn erst Lüften, dann Stromschluß erfolgt. Verwendung bei Stirnrädern und Nahsteuerung.
- c) Nebenschlußmagnetbremse wie unter Ic); 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 Leonard-schaltung sind in dem Abschnitt „Elektrischer Antrieb“ 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 Maschinenantrieb 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 Bremscheiben auf der Motorwelle ungünstig bemerkbar. Eine Vergrößerung der Bremscheibe 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 und verbrauchen viel Strom beim Anlauf, weil die große Masse des schnell laufenden 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 Kranerüste sind. Es wäre z. B. ganz verkehrt, einen schnell fahrenden Kranträger nach denselben Grundsätzen zu entwerfen wie eine feststehende Brücke.

Allgemeine Gesetze zur Ermittlung 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 \times Zeit.

2. Gleichförmig beschleunigte Bewegung (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$v = p \cdot t,$$

Endgeschwindigkeit = Beschleunigung \times Zeit.

Ausgedrückt wird p in m/sk^2 , nämlich $p = \frac{v}{t} = \frac{m/sk}{sk} = m/sk^2$

$$s = \frac{v}{2} \cdot t,$$

Weg = $\frac{\text{Endgeschwindigkeit}}{2} \times \text{Zeit},$

oder
$$s = \frac{pt^2}{2} \quad \text{und} \quad t = \sqrt{\frac{2s}{p}}.$$

3. Satz von der Beschleunigung:

$$P = m \cdot p,$$

Kraft = Masse \times Beschleunigung,

worin
$$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{Gewicht}}{\text{Erdbeschleunigung}}$$

und Beschleunigung die in der Zeiteinheit erfolgende Geschwindigkeitszunahme.

Ausgedrückt wird m in $\frac{kg \cdot sk^2}{m}$, nämlich

$$\frac{G}{g} = \frac{kg}{m/sk^2} = \frac{kg \cdot sk^2}{m}.$$

4. Satz von der Arbeit (Anfangsgeschwindigkeit = 0):

$$\frac{mv^2}{2} = P \cdot s,$$

$\frac{\text{Masse} \times \text{erlangte Geschwindigkeit}^2}{2} = \text{Kraft} \times \text{Weg der Kraft},$

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

$$\frac{mv^2}{2} = P \cdot s = P \cdot \frac{v}{2} t,$$

also
$$mv = P \cdot t,$$

Masse \times Geschwindigkeit = Kraft \times 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,

$\omega = \frac{v}{r} = \frac{\pi \cdot n}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit,

$\varepsilon = \frac{\omega}{t}$ die mittlere gleichförmig angenommene Winkelbeschleunigung,

t die Anlaufzeit,

so ist

$$M \cdot t = J \cdot \omega,$$

also

$$M = J \frac{\omega}{t} = J \varepsilon.$$

Die Bezeichnung für J ergibt sich mit g bzw. $p = m/\text{sk}^2$ zu

$$J = m r^2 = \frac{G}{g} \cdot r^2 = \frac{\text{kg}}{\text{m/sk}^2} \cdot m^2 = \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sk}^2.$$

Genau genommen, ist die Winkelbeschleunigung ε nicht konstant, weil sich der Übergang der Winkelgeschwindigkeit von 0 bis ω allmählich vollzieht.

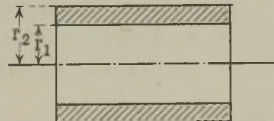
Trägheitsmomente verschiedener Körper.

Fig. 468.



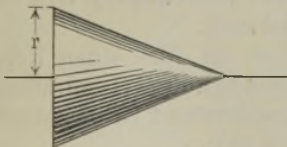
Zylinder $J = m \frac{r^2}{2}$.

Fig. 469.



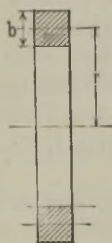
Hohlzylinder $J = m \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}$.

Fig. 470.



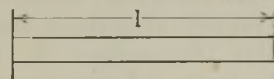
Kegel $J = m \frac{3}{10} r^2$.

Fig. 471.



Ring mit rechteckigem Querschnitt $J = m \left(r^2 + \frac{1}{4} b^2 \right)$.

Fig. 472.



Gerader Stab
(Drehachse am Stabende)

$$J = \frac{1}{3} m \cdot l^2.$$

Gerader Stab (Drehachse um r_1 entfernt)

$$J = \frac{m}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{l}$$

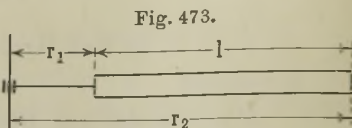
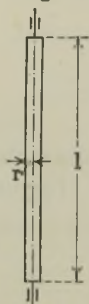


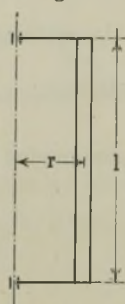
Fig. 473.

Fig. 474.

Senkrechter
Stab (Drehachse
= Längsachse)

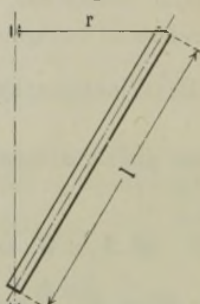
$$J = \frac{m r^2}{2}$$

Fig. 475.

Senkrechter
Stab (Drehachse
um r entfernt)

$$J = m r^2$$

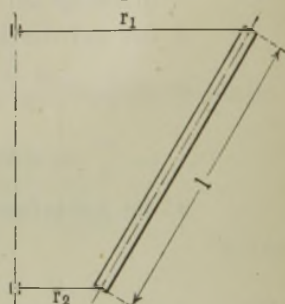
Fig. 476.



Schräger Stab

$$J = \frac{m}{3} r^2$$

Fig. 477.



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. 231 mit der Anlaufzeit t_1 (2 bis 4 sk):

$$M = J \frac{\omega}{t_1}, \text{ bzw. mit } \omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

$$M = J \frac{\pi n}{30 t_1}$$

Fassen wir den Motoranker annähernd als Vollzylinder auf, so ist dessen Trägheitsmoment nach S. 231 $J = \frac{m r^2}{2}$. 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 $D = 2k$

$$J = \frac{G D^2}{4g}.$$

Den Ausdruck $G D^2$ nennt man das Schwungmoment, dessen Wert in den Motorpreislisten für jeden Motor in kgm^2 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

$$M_A = J \frac{\pi n}{30 t_1} = \frac{G D^2}{4g} \cdot \frac{\pi n}{30 t_1} = \frac{G D^2 \cdot n}{400 t_1}.$$

Um einige Vergleichs- und Anhaltswerte bei überschlägigen Rechnungen zu haben, sind in Tabelle 48 die Schwungmomente verschiedener Motorgrößen angeführt.

Tabelle 48. Schwungmomente
von Anker geschlossener Gleichstrommotoren mit Hauptstromwicklung
für 220 Volt und 45 Minutenleistung der Siemens-Schuckertwerke.

Leistung	Drehzahl	Schwungmoment $G D^2$	Drehmoment	Ankergewicht	Höchste zulässige Drehzahl
PS	n	kgm ²	kgm	kg	
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

b) Triebwerk.

Erfolgt die Übertragung durch Schneckengetriebe, so kommen infolge der wesentlich geringeren Geschwindigkeit der Vorlegewellen 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. 231 anzuwenden.

Die Trägheitsmomente der Kupplungen können für überschlägige Rechnungen der Tabelle 49 entnommen werden. Bei der Verschiedenheit der Konstruktionen lassen sich allgemein passende Werte nicht angeben.

Tabelle 49. Trägheitsmomente von Kupplungen.

Außen- durchmesser mm	Bohrung mm	Nabenlänge mm	Kranzbreite mm	Gewicht kg	Trägheits- moment J kgm/sek ²
150	30	120	60	10	0,003
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

$$\bar{M}_{\text{Triebwerk}} = J \frac{\pi n}{30 t_1}$$

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. 478 $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$,
 $P_{A/H}$ die auf den Haken reduzierte Ankerbeschleunigungskraft,
 r der Trommelhalbmesser in m,

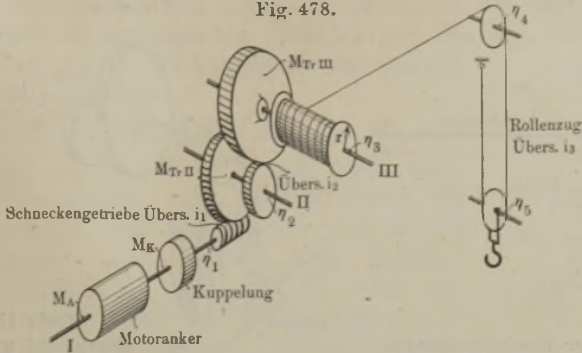
so ist

$$P_{A/H} = \frac{M_A}{r} \cdot i \cdot \eta.$$

Ebenso wird für das Beschleunigungsmoment M_K der Kupplung die auf den Haken reduzierte Kraft

$$P_{K/H} = \frac{M_K}{r} i \cdot \eta.$$

Fig. 478.



Reduktion der Beschleunigungsmomente auf den Lasthaken.

Die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft $P_{Tr|H}$ der Triebwerk-massen, 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
 $i = i_1 \cdot i_2$ die Gesamtübersetzung, [Motorwelle,

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

$$M_{A/S} = M_A \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta.$$

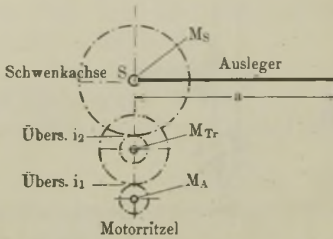
Beschleunigungsmoment eines Triebwerkteiles von Achse II , bezogen auf die Schwenkachse S

$$M_{Tr/S} = M_{Tr} \cdot i_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

Moment der Schwenkachse M_S , bezogen auf die Motorwelle

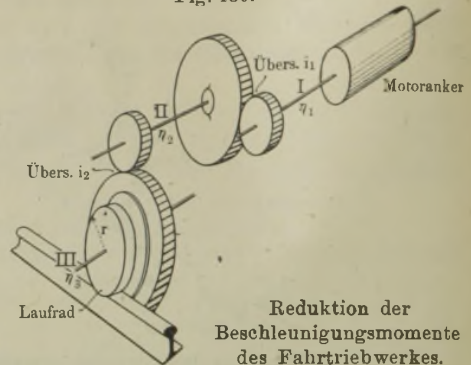
$$M_{S/A} = \frac{M_S}{i \cdot \eta}.$$

Fig. 479.



Reduktion der Beschleunigungsmomente des Schwenkwerkes.

Fig. 480.



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. 233 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. 235 zu berechnen.

3. Aus dem Massenwiderstand der Last und des bewegten Körpers. Bezeichnet

$$P_L \text{ die zur Beschleunigung der Masse } m \text{ erforderliche Kraft,}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\text{Nutzlast} + \text{Eigengewicht}}{g} = \text{Masse der belasteten}$$

$$r \text{ den LaufRadhalbmesser, [Katze oder des belasteten Kranes,}$$

$$\text{so ist } P_L = \frac{m v}{t},$$

und das Beschleunigungsmoment in bezug auf die LaufRadachse III

$$M_{L/III} = P_L \cdot r.$$

4. Aus dem Fahrwiderstand R , Berechnung nach S. 191: Moment desselben in bezug auf die LaufRadachse III

$$M_{R/III}.$$

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

$$M_{III} = (M_A + M_{Tr}) \cdot \eta \cdot i + M_{L/III} + M_{R/III}.$$

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 so lange, 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.

Mit der an der Last wirkenden Beschleunigungskraft $K = m p$ erhält man die Größe der Ausschwingung [Fig. 481]¹⁾ aus $K = G \cdot \operatorname{tg} \delta$ und $s = l \sin \delta \sim l \cdot \operatorname{tg} \delta$ zu

$$s = l \frac{K}{G} = l \frac{p}{g}.$$

Anlaufkraft Z mittels der für M_{III} oben aufgestellten Hauptgleichung

$$Z = \frac{M_{III}}{r}.$$

Größte Momentanleistung am Ende der Anlaufperiode

$$N_{max} = \frac{Z \cdot v}{75}.$$

Motorleistung während der Beharrungsperiode

$$N_{norm} = \frac{R \cdot v}{75}.$$

Größtes Ankerdrehmoment in der Anlaufperiode nach S. 233

$$M_{max/A} = M_A + M_{Tr} + (M_{L/III} + M_{R/III}) \frac{1}{i \cdot \eta},$$

oder auch

$$M_{max/A} = \frac{N_{max}}{0,0014 n} \text{ bzw. } M_{max/A} = \frac{Z \cdot r}{i},$$

Anlaufweg

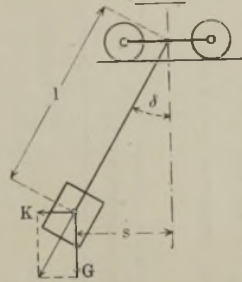
$$s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1, \quad t_1 = 3 \div 6 \text{ sk.}$$

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

$$M_{Pr/III} = M_{A/III} + M_{Tr/III} + M_{L/III} - M_{R/III}.$$

¹⁾ Näheres über derartige Schwingungen: Dr.-Ing. Pfleiderer, „Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen“.

Fig. 481.



Ausschwingen der Last beim Anfahren.

Darstellung des Bewegungsvorganges.

Fig. 482 bis 484.

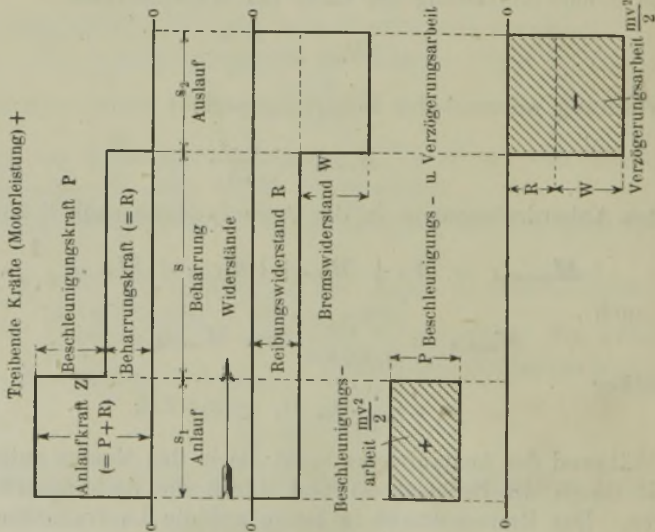


Diagramm für horizontale Bewegung bei plötzlichem Kraftübergang.

Fig. 485 bis 488.

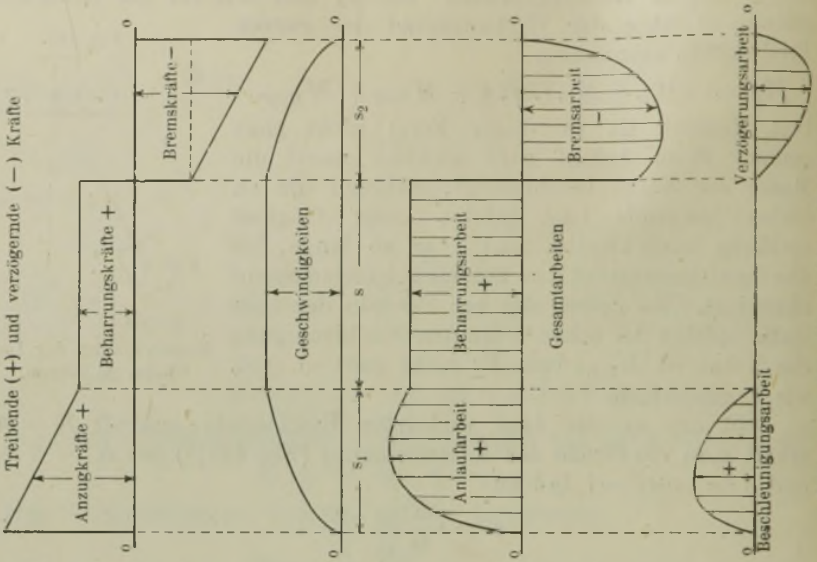


Diagramm für allmählichen Kraftübergang.

Darstellung des Bewegungsvorganges durch Diagramme.

In den nebenstehenden Diagrammen (Fig. 482 bis 484) 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. 485 gestalten.

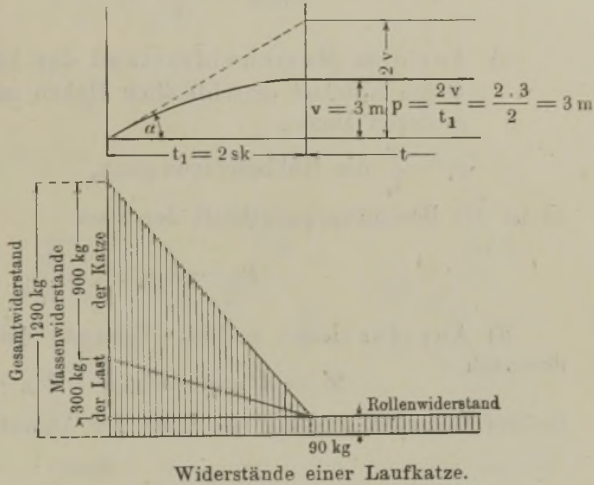
Es wird sich dann auch die Beschleunigungszeit und Stoppzeit auf das Doppelte erhöhen und beträgt z. B. statt 2 Sekunden jetzt 4 Sekunden. Soll die Auslauf- oder Stoppzeit trotz allmählichen Überganges der Kräfte z. B. wie früher nur 2 Sekunden betragen, so müssen am Schlusse der Bewegung die doppelten mittleren Bremswiderstände vorhanden sein.

Die sich in den Fig. 482 bis 484 durch die Zusammenlegung der Diagramme ergebende Arbeitsfläche $m v^2/2$ 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. 485 bis 488 gezeichnete Arbeitsdiagramm.

Die Geschwindigkeitskurven sind, wie Gleichung $v^2 = 2ps$ zeigt, im An- und Auslauf Parabeln.

Fig. 489 u. 490.



Trägheitswiderstände bei Vertikalbewegung. (Lastheben oder Lastsenken.)

Lastheben.

Der gesamte Widerstand, am Haken gemessen, setzt sich beim Heben der Nutzlast zusammen:

- a) Aus dem Massenwiderstand des Ankers.

Nach S. 233 war

$$M_A = \frac{G D^2}{400} \cdot \frac{n}{t_1}$$

und die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft

$$P_{A|H} = \frac{M_A}{K} \cdot i \cdot \eta.$$

- b) Aus dem Massenwiderstand des Triebwerkes.
Nach S. 234 war

$$M_{Tr} = J \frac{\pi n}{30 t_1}$$

und die auf den Haken reduzierte Beschleunigungskraft

$$P_{Tr|H} = \frac{M_{Tr}}{r} \cdot i_2 \cdot i_2 \cdot \eta_2 \cdots \eta_5.$$

- c) Aus dem Massenwiderstand der Last. Ist Q die Nutzlast einschließlich Haken und Flasche, m deren Masse,

$$p_1 = \frac{v}{t_1} \text{ die Hubbeschleunigung,}$$

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

$$Z = P_{A|H} + P_{Tr|H} + P_L + Q.$$

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

$$M_{max|A} = M_A + \frac{M_{Tr}}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} + \frac{(P_L + Q) r}{i \cdot \eta}.$$

In den nachfolgenden Gleichungen und Diagrammen ist der Übersichtlichkeit wegen nur mit der Masse der Last und ohne η gerechnet.

1. Anlauf. Beschleunigungskraft $P = \frac{m v^2}{2 s_1},$

Anzugkraft $Z = P + Q.$

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

$$\frac{m v^2}{2} = Q \cdot s_2; \quad s_2 = \frac{m v^2}{2 Q}.$$

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. 491 sind dann wirksam: Seilspannung K (für Beharrung $K = Q$), Bremswiderstand W_2 und Last Q .

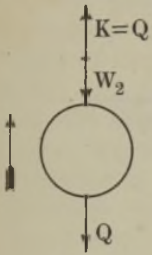
Aus der Arbeitsgleichung

$$(K - W_2 - Q) \cdot s_2 = \frac{m v^2}{2}$$

ergibt sich dann mit $K = Q$

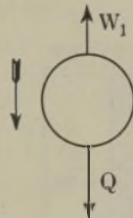
$$W_2 = \frac{m v^2}{2 s_2}.$$

Fig. 491.



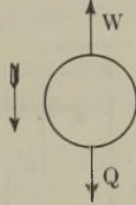
Auslauf (Heben)

Fig. 492.



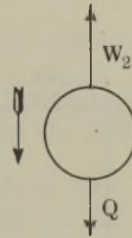
Anlauf (Senken)

Fig. 493.



Beharrung (Senken)

Fig. 494.



Auslauf (Senken)

Lastsenken.

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. 492

$$(Q - W_1) s_1 = \frac{m v^2}{2}.$$

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. 493).

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. 494)

$$W_2 > Q$$

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 495 bis 498.

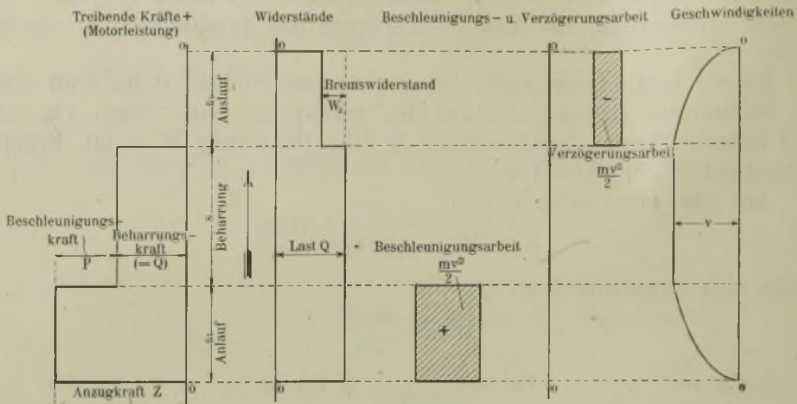


Diagramm für Heben.

Fig. 499 bis 501.

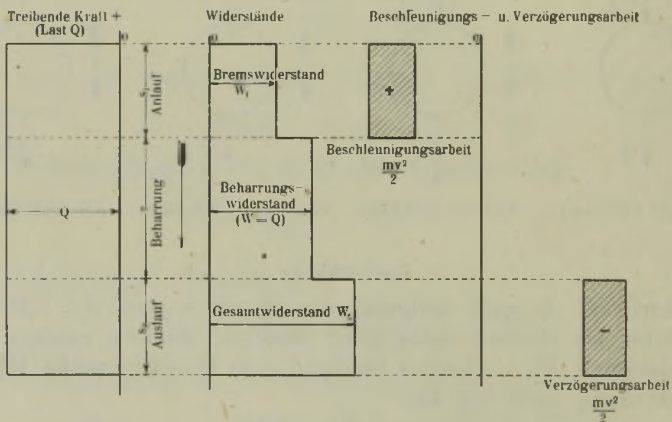


Diagramm für Senken.

Das bei der horizontalen Bewegung über allmählichen Kraftübergang und Arbeitsleistung Gesagte gilt auch hier.

Trägheitswiderstände bei Drehung um eine Achse.

Nach S. 231 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

$$J = \Sigma (m r^2) \quad \text{oder} \quad J = \frac{1}{g} \Sigma G r^2,$$

Fig. 502.

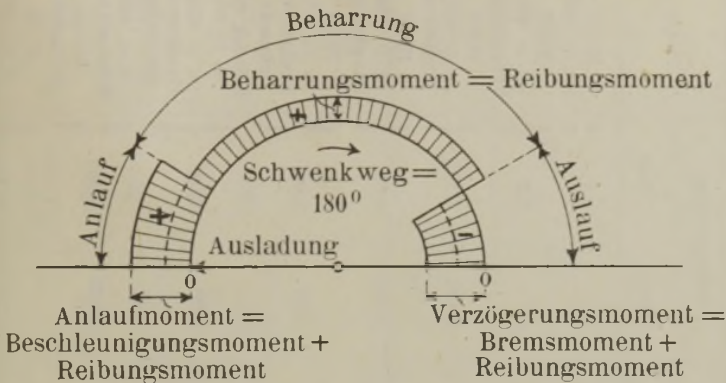


Diagramm der Schwenkbewegung.

wenn G die Einzelgewichte der zu bewegenden Massen, r deren Schwerpunktabstände 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. 232 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. 238).

Zu dem ermittelten Beschleunigungsmoment des Kranauslegers nebst Last treten noch die auf die Kranachse reduzierten Beschleunigungsmomente des Ankers und der Triebwerksteile und die Reibungsmomente.

Zusammenstellung von Massen- und Reibungswiderständen.

In den umstehenden Tabellen 50 bis 52 sind die Widerstände einiger in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.¹⁾ veröffentlichter Krane zusammengestellt. Hierbei ist in den Fig. 503 bis 505 (S. 246) die von Professor Kammerer gewählte Darstellungsart¹⁾ beibehalten.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 21 u. f. Kammerer, Hebemaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.

Tabelle 50. Widerstände von Hubwerken, bezogen auf den Lasthaken.
(2 Sekunden Anlauf.)

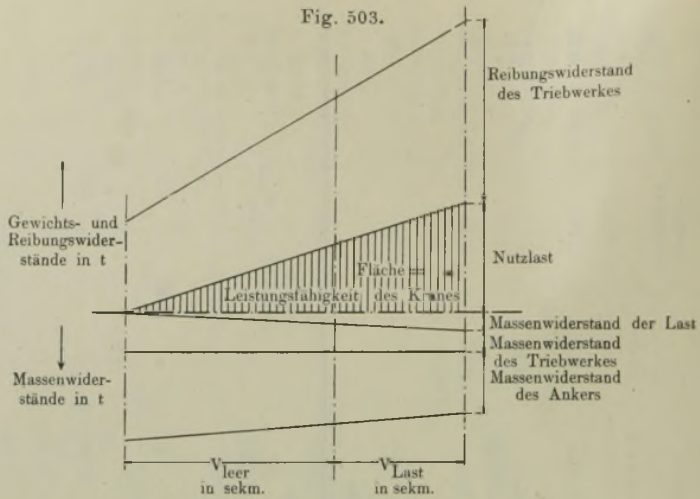
Kranart	Nutzlast t	Reibungs- widerstand des Triebwerkes t	Massenwiderstände in t		Gesamt- widerstand t	Geschwindigkeit		Motor
			der Last	des Trieb- werkes		des Ankers	v_{leer}	
Säulendrehkran	1,5	0,8 1,6	0,6	1,3	5	0,5	0,3	15 PS $n = 450$
Tor-Drehkran	1,25	0,225	0,075	0,385	2,6	1,2	1,2	30 PS $n = 480$ Nebenschluß
Tor-Rollendrehkran mit Greiferbetrieb	2,23	0,049 + 0,26	0,049	2,38	9,481	0,425	0,425	23 PS $n = 570$ Drehstrom
Bocklaufkran	10	6,3 12,6	0,02	3,0	30,02	0,045	0,03	13 PS $n = 814$ Hauptstrom
Laufkran	10	7,7 15,4	0,03	1,8	31,53	0,06	0,06	16 PS $n = 820$ Drehstrom, Schnecke.
Bocklaufkran	25	11 22,3	0,05	2,05	68,8	0,06	0,04	2 Stück von je 18 PS $n = 450$ Hauptstrom Schnecke.
Turmdrehscheibenkran .	25	8 16	0,04	4,33	—	0,035	0,035	$n = 400$ Nebenschluß, Riemen, Zahnräder. 30 PS
Laufkran	30	6,3 12,7	0,08	0,55	45,48	0,15	0,05	$n = 140$ Hauptstrom, Zahnräder.

Tabelle 51. Widerstände von Fahrwerken.

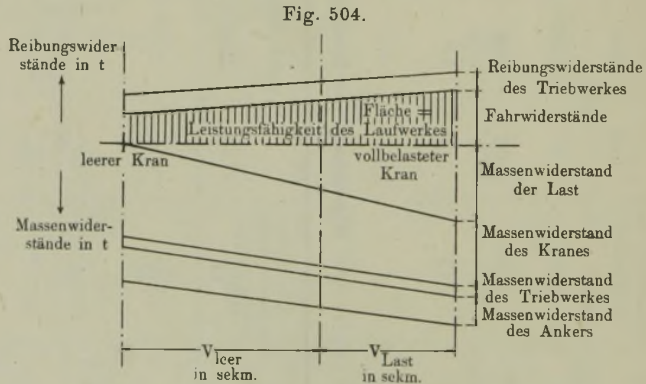
Kranart	Nutzlast t	Fahr- widerstand t	Reibungs- widerstand des Triebwerkes	Massenwiderstände in t			Gesamt- widerstand t	v_{leer}	v_{Last}
				Last	Kran	Triebwerk			
Tor-Rollendrehkran . . .	3	0,235	0,518	—	0,285	3,574	1,105 5 PS, n = 940	0,22	0,22
Laufkran	20	0,12 leer 0,26	0,32	0,7	0,56	0,15 Kupplung	0,18	0,7	0,7
Laufkran	30	0,6 1,2	0,13	1,8	1,8	0,01	0,36 15 PS, n = 500	1,5	1,25

Tabelle 52. Widerstände von Drehwerken.

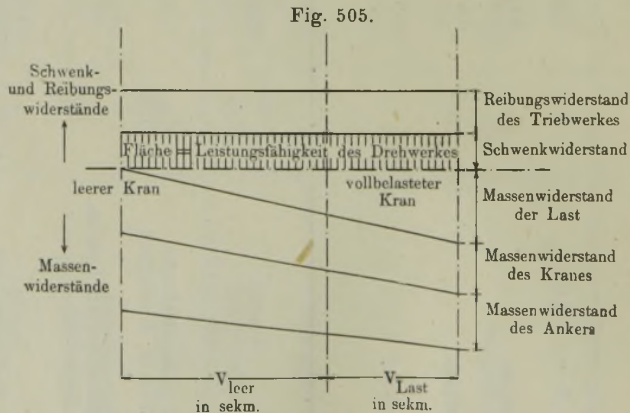
Kranart	Nutzlast t	Kran- widerstand kg	Reibungs- widerstand des Triebwerkes kg	Massenwiderstände in t			Gesamt- widerstand t	v_{leer}	v_{Last}
				Last	Kran	Anker			
Tor-Rollendrehkran 11,5 m, Ausladung . . .	1,25	34	27	100	70	75 4 PS, n = 600	306	1,5	1,5
Säulendrehkran 5,168 m, Ausladung	1,5	30	20	—	—	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



Widerstandslinien für Hubwerke (zu Tabelle 50).



Widerstandslinien für Fahrwerke (zu Tabelle 51)."



Widerstandslinien für Drehwerke (zu Tabelle 52).

Beispiel. Welche Anzugkraft und welches größte Ankerdrehmoment erfordert das Anfahren eines Laufkranes bei 10 t Belastung und 1 m/sk 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. 191; hier für den Überschlag 60 Proz. Zuschlag, also

$$R = \frac{Q}{D/2} (0,08 + \mu r) \cdot 1,6 = \frac{25000}{40} (0,08 + 0,1 \cdot 5) \cdot 1,6 = 580 \text{ kg.}$$

Erforderliche Motorleistung mit $\eta = 0,7$

$$N_{norm} = \frac{580 \cdot 1}{75 \cdot 0,7} = 11 \text{ PS.}$$

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

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1}{0,8 \cdot \pi} \sim 24 \text{ i. d. min; } i = \frac{896}{24} \sim 37.$$

b) Bestimmung der Beschleunigungsmomente mit $t_1 = 4$ sk.

$$\text{Anker: } GD^2 = 0,65 \text{ kgm}^2; \quad M_A = \frac{GD^2 n}{400 t_1} = \frac{0,65 \cdot 896}{400 \cdot 4} = 0,365 \text{ kgm.}$$

Bremse auf Motorwelle: 300 mm Durchm., nach Tab. 49 $J = 0,08 \text{ kgm}^2/\text{sk}^2$,

$$M_{Tr} = \frac{\pi n}{30 t_1} = 0,08 \cdot \frac{\pi \cdot 896}{30 \cdot 4} = 1,8 \text{ kgm.}$$

$$\text{Last und Katze: } m = \frac{10000 + 12000 + 3000}{9,81} = 2550 \text{ kg} \cdot \text{sk}^2/\text{m},$$

$$P_L = \frac{m v}{t_1} = \frac{2550 \cdot 1}{4} = 637,5 \text{ kg},$$

$$M_{L/III} = 637,5 \cdot 0,4 = 255 \text{ kgm.}$$

Fahrwiderstand: $R = 580 \text{ kg}$,

$$M_{R/III} = 580 \cdot 0,4 = 232 \text{ kgm.}$$

Anlaufmoment bezogen auf die Laufradachse III:

$$\begin{aligned} M_{III} &= (M_A + M_{Tr}) \cdot \eta \cdot i + M_{L/III} + M_{R/III} \\ &= (0,365 + 1,8) \cdot 0,7 \cdot 37 + 255 + 232 = 543 \text{ kgm.} \end{aligned}$$

$$\text{Anzugskraft } Z = \frac{M_{III}}{r} = \frac{543}{0,4} = 1355 \text{ kg.}$$

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment (Momentanleistung):

$$\begin{aligned} M_{max/A} &= M_A + M_{Tr} + (M_{L/III} + M_{R/III}) \frac{1}{i \cdot \eta} \\ &= 0,365 + 1,8 + (255 + 232) \frac{1}{37 \cdot 0,7} = 20,96 \text{ kgm.} \end{aligned}$$

Vorhandenes Anzugmoment nach Liste gleich dem dreifachen des normalen Drehmomentes = $3 \cdot 8,8 = 26,4 \text{ kgm}$. Der Motor genügt demnach für die geforderte Anlaufzeit von 4 sk

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{1}{2} \cdot 4 = 2 \text{ m.}$$

Bei Durchführung der Rechnung mit 2 sk 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 $v = 1 \text{ m/sk}$
Anlauf- und Auslaufsweg $s_1 = s_2 = 0,25 \text{ m}$,

$$t_1 = \frac{2s}{v} = \frac{2 \cdot 0,25}{1} = 0,5 \text{ sk.}$$

Vorläufige Rechnung für Beharrung.

η geschätzt zu 0,7

$$N_{norm} = \frac{2000 \cdot 1}{75 \cdot 0,7} = 38 \text{ PS.}$$

Gewählt Gleichstrom-Hauptstrommotor 36 PS, $n = 650$.

Bei 38 PS wird n geringer ~ 640 .

Mit 400 mm Trommeldurchmesser wird

$$n_{Trommel} = \frac{60 \cdot v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 1}{0,4 \cdot \pi} = 47,8.$$

Übersetzung: $i = \frac{640}{47,8} = 13,4$,

ausgeführt mit einem steilgängigen Schneckengetriebe 14:1.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

Beschleunigungsmoment des Ankers: $GD^2 = 3,5 \text{ kgm}^2$,

$$M_A = \frac{GD^2 n}{400 t_1} = \frac{3,5 \cdot 640}{400 \cdot 0,5} = 11,2 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung: $J = 0,03 \text{ kgm}^2/\text{sk}^2$ (Tab. 49),

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30 t_1} = 0,03 \frac{\pi \cdot 640}{30 \cdot 0,5} \sim 4 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment der Last:

$$P_L = \frac{m v}{t_1} = \frac{2000 \cdot 1}{9,81 \cdot 0,5} = 408 \text{ kg.}$$

$$M_L = 408 \cdot 0,2 = 81,6 \text{ kgm.}$$

Lastmoment: $M_Q = 2000 \cdot 0,2 = 400 \text{ kgm.}$

Größte Anzugkraft am Haken gemessen:

$$Z = (M_A + M_K) \frac{i \cdot \eta}{r} + P_L + Q$$

$$= (11,2 + 4) \cdot \frac{14 \cdot 0,7}{0,2} + 408 + 2000 = 3153 \text{ kg.}$$

Größtes Drehmoment:

$$M_{max/A} = M_A + M_K + \frac{(P_L + Q) r}{i \cdot \eta}$$

$$= 11,2 + 4 + \frac{(408 + 2000) \cdot 0,2}{14 \cdot 0,7} \sim 64 \text{ kgm.}$$

Das vorhandene Anzugmoment ist gleich dem dreifachen Drehmoment

$$= 3 \cdot 39 = 117 \text{ kgm.}$$

Der Motor genügt also für die in Rechnung gestellte Anlaufzeit von 0,5 sk.

Beim Hubauslauf beträgt der während eines Weges $s_2 = 0,25 \text{ m}$ ausübende 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

$$Q + W_2 = 2000 + 408 = 2408 \text{ kg}$$

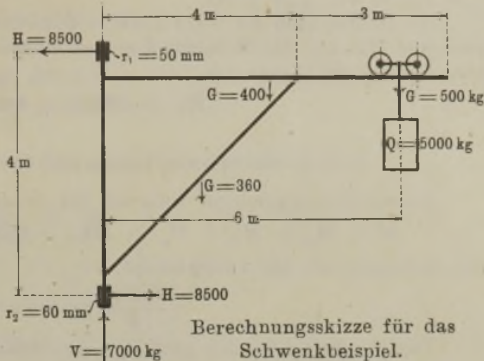
bzw. mit den übrigen Massenwiderständen = $Z = 3153 \text{ kg}$.

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.

Fig. 506.



Reibungsmomente.

Oberer Zapfen	8500 · 0,1 · 0,05 = 42,5 kgm
Unterer Zapfen	8500 · 0,1 · 0,06 = 51,0 "
Spurfläche	7000 · 0,1 · $\frac{0,06}{2}$ = 21,0 "

Gesamtes Reibungsmoment, bezogen auf die Drehachse 114,5 kgm

Beschleunigungsmomente.

Trägheitsmoment der Last	$J = m r^2 = \frac{5000}{10} \cdot 6^2 = 18000 \text{ kgm/sk}^2$
" " Laufkatze	$J = \frac{500}{10} \cdot 6^2 = 1800 \text{ "}$
" " Fahrbahn	$J = \frac{1}{3} \cdot \frac{400}{10} \cdot 7^2 = 653 \text{ "}$
" " Strebe	$J = \frac{m}{r} r^2 = \frac{360}{3 \cdot 10} \cdot 4^2 = 192 \text{ "}$
" " Säule werde vernachlässigt	

20645 kgm/sk²

+ 10 Proz. Zuschlag für Armatur und Knotenbleche 2065 "
 ~ 22710 kgm/sk²

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 $t_1 = 3 \text{ sk}$,

wird $M = \frac{0,08}{3} \cdot 22710 = 605 \text{ kgm}$.

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 = $4 \cdot 55 = 220$ kg, und das auf die Kranachse bezogene Moment des Winddruckes bei einem Abstände des Druckmittelpunktes von 2 m von der Kranachse

$$M_w = 220 \cdot 2 = 440 \text{ kgm.}$$

Gesamtschwenkmoment und Arbeitsbedarf.

Gesamtschwenkmoment während des Anlaufes

$$M = M_R + M_B + M_w = 114,5 + 605,0 + 440,0 = 1159,5 \text{ kgm,}$$

und Schwenkkraft am Auslegerkopf

$$\frac{1159,5}{6} = 193,2 \text{ kg.}$$

Damit erhält man den größten Arbeitsbedarf während der Anlaufperiode mit $\eta_{\text{Triebwerk}} = 0,7$.

$$N = \frac{193,2 \cdot 0,5}{75 \cdot 0,7} = 1,8 \text{ PS.}$$

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

$$N = \frac{92,4 \cdot 0,5}{75 \cdot 0,7} = 0,88 \text{ PS.}$$

Für einen Motor von 1,15 PS und 1120 n ist $GD^2 = 0,03$, demnach

$$M_A = \frac{0,03 \cdot 1120}{400 \cdot 3} = 0,028 \text{ kgm.}$$

$$n_{\text{Ausleger}} = \frac{60 \cdot v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 0,5}{12 \cdot \pi} = 0,8; \quad \text{Übersetzung: } i = \frac{1120}{6,8} = 1400.$$

M_A bezogen auf die Schwenkachse:

$$M_{A/S} = M_A \cdot i \cdot \eta = 0,028 \cdot 1400 \cdot 0,7 = 27,4 \text{ kgm.}$$

Der Arbeitsbedarf beim Anlauf wird also durch den Massenwiderstand des Ankers erhöht um

$$N = \frac{M_{A/S}}{r} \cdot \frac{v}{75} = \frac{27,4}{6} \cdot \frac{0,5}{75} = 0,0304 \text{ PS.}$$

7. Transmissionsantrieb

kommt für Speicherwinden, Aufzugwinden und ausnahmsweise 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 Kuppelungen starken Abnutzungen unterworfen sind.

Allgemeine Regeln für Riementrieb auf parallele Wellen.

Bezeichnet

- b die Breite des Riemens in cm $f = bs$ der Riemenquerschnitt
- s die Stärke des Riemens in cm f 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/sk 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/sk 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

$$N \cdot 75 = P \cdot \pi \cdot D \frac{n}{60} = cbs\pi D \frac{n}{60}, \text{ also } bD = \frac{4500}{c \cdot \pi \cdot s} \cdot \frac{N}{n}$$

Bei angenommener Stärke s ist nur das Produkt $b \cdot D$ 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 53. Werte von p für 1 cm Riemenbreite.

Scheibendurchmesser D in m	Riemengeschwindigkeit in m/sk					
	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.

Gebäuchliche Riemendimensionen in Millimetern :

Breite	25—65	65—100	100—180	180—300
Dicke	3—4	4 $\frac{1}{2}$	5—6	6—8

Laufseite ist die Fleischseite, weil hier die Fasern größere Festigkeit besitzen.

Scheibendurchmesser: $D = 50$ bis 100mal Riemendicke, oder
 $D = 10$ „ 20mal 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/sk, $v_{max} = 30$ m/sk; 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 Biegemomentes 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

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 Zwillingmaschinen mit horizontal oder schräg liegenden Zylindern ausgeführt. Zwillingmaschinen sind zwei gleiche, auf ein und dieselbe Kurbelwelle arbeitende Maschinen. 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. Die Leistung der Zwillingmaschine

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 erfolgen, 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. 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.

Das Lastsenken kann bewerkstelligt werden durch

Umsteuerung der Maschine mittels Kulissensteuerung 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 Fußhebel oder Handrad 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

$$n = 100 \text{ bis } 200 \text{ i. d. min.}$$

Berechnung. Es bezeichne:

N_e die Nutzleistung in PS an der Welle,

N_i die indizierte Leistung am Kolben,

η den mechanischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine,

- F die wirksame Kolbenfläche mit Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes (~ 2 bis 3 Proz. von $F = 1,02 F$ bis $1,03 F$),
- d den Kolbendurchmesser,
- s den Kolbenhub in m; $s:d = 1,5$ bis 2 ,
- s_1 den Kolbenweg bis zur Absperrung in m,
- $s_1:s$ das Füllungsverhältnis,
- n die minutliche Anzahl der Umdrehungen,
- c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sk; $60 c = 2 s n$,
- p_0 die Kesselspannung in at abs.,
- p die absolute Einströmungsspannung in at; $p \sim 0,85 p_0 - 0,5$,
- p_e die absolute Ausströmungsspannung in at,
- p_i die indizierte Spannung in at, d. h. den mittleren Spannungsunterschied hinter und vor dem Kolben.

Zunächst ist die Anzahl der erforderlichen PS aus Nutzlast Q und Hubgeschwindigkeit v zu bestimmen aus

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{\text{Winde}}}$$

Für die Einzylindermaschine ist dann die indizierte Leistung

$$N_i^{\text{PS}} = \frac{2 F^{\text{qcm}} \cdot p_i^{\text{at}} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{\text{sk} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{75}$$

oder

$$N_i = \frac{F^{\text{qcm}} \cdot p_i^{\text{at}} \cdot c^{\text{m/sk}}}{75}$$

Bei Zwillingmaschinen entfällt auf einen Zylinder $\frac{N_i}{2}$.

Nutzleistung $N_e = \eta \cdot N_i$.

Mittlere indizierte Spannung

$$p_i = f \cdot p - f' \cdot p'$$

Die Spannungskoeffizienten f und f' sind nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle 54. Spannungskoeffizienten f und f' .

$s_1:s$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
f	0,93	0,89	0,84	0,77	0,69
f'	1,00	1,00	1,05	1,09	1,14

Tabelle 55.

Mittelwerte für p_i (Einzylindermaschine mit Kulissensteuerung).

$s_1:s$	0,7	0,5	0,4
$p = 4$	2,37	1,81	1,43
6	4,10	3,29	2,75
8	5,82	4,77	4,06
10	7,55	6,25	2,38

Gegendruck bei Auspuff (Rücksicht auf große Füllung und enge, lange Auspuffrohre) $p_e = 1,1$ bis $1,2$ at.

Der **Wirkungsgrad** hängt von der Maschinengröße, der Güte der Ausführung, der Dampfspannung, dem Füllungsgrad und der Umlaufzahl ab. Für die in Betracht kommenden Verhältnisse kann gesetzt werden $\eta = 0,7$ bis $0,8$.

Dampfzuleitungsrohr möglichst kurz und mit Wärmeschutzmasse umhüllt, mit schwachem Gefälle $1:100$ nach der Maschine. Absperrventil am Kessel und an der Maschine. Rohrquerschnitt für einen Zylinder $f = \frac{F \cdot c}{u}$, worin Dampfgeschwindigkeit $u = 25 \div 30$ m/sk.

Dampfableitungsrohr f wie oben, mit $u = 15$ m/sk.

Dampfverbrauch nach Tabelle 56.

Tabelle 56.

Stündlicher Dampfverbrauch in kg/PS; bei Kulissensteuerung.

$s_1 : s$	0,7	0,6	0,5	0,4
$p = 4$	16,7	15,6	14,7	14,0
5	15,3	14,2	13,3	12,4
6	14,4	13,4	12,4	11,5
7	13,9	12,8	11,9	10,9
8	13,5	12,5	11,5	10,6
9	13,1	12,1	11,2	10,3
10	12,9	11,9	11,0	10,1

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

$$v \leq \begin{cases} 0,6 \text{ m/sk für Vollbelastung,} \\ 1,0 \text{ m/sk für halbe Belastung} \end{cases}$$

gewählt werden kann.

Das Moment an der Trommelwelle ist

$$M_{Tr} = QR,$$

das Moment an der Kurbelwelle

$$M_K = \frac{QR}{i \cdot \eta_{\text{Winde}}}$$

Beispiel siehe S. 321.

9. Druckwasserantrieb.

Durch den elektrischen Antrieb nahezu verdrängt. Kommt bei Aufzügen, Drehkränen 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 Vermittlung 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 Vermittlung 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 Öffnen 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

$$N = 1,1 \frac{V \cdot \gamma \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{11 V \cdot p}{270 \cdot \eta}$$

worin V = Wasserverbrauch aller Hebemaschinen in cbm/sk,
 γ = 1000 kg, das Gewicht eines cbm Wassers in kg,
 p = Wasserüberdruck in at vor den Hebemaschinen,
 $H = 10 p$ = Druckhöhe in m,
 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 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 at und D der Plungerdurchmesser, so berechnet sich das Plungergewicht bzw. die Belastung zu

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p.$$

Plungerdurchmesser $D \lesseqgtr 500$ bis 600 mm,

Hub $H = 6$ bis 9 m.

Die Stopfbüchsendichtung erfolgt durch Ledermanschette oder Baumwollpackung.

Reibungswiderstand in der Dichtung: $R = \pi D \cdot b \cdot \mu \cdot p$, 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,

$k_z \lesseqgtr 300$ 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 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. Material der Plungerkolben gewöhnlich Gußeisen, doch kommen auch schmiedeeiserne, gezogene Rohre zur Anwendung.

Rohrleitungen. Für Hochdruckleitungen meist patentgeschweißte schmiedeeiserne Rohre von 25 bis 70 mm Lichtweite mit 6 mm Wandstärke und 3 bis 4,5 m Länge, die einem Probedruck von 70 at unterworfen werden. Ferner Mannesmannrohre für 70 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 $k_z = 200 \text{ kg/qcm}$.

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

$$F \cdot c = f \cdot v,$$

worin F = Querschnitt des Treibkolbens,
 c = Kolbengeschwindigkeit in m/sk,
 f = Querschnitt des Rohres,
 v = Durchflußgeschwindigkeit in m/sk ($v = 0,5$ bis 3 m/sk).

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

kann nur bei Vorhandensein einer Druckluftzentrale für Hebemaschinen mit Treibkolben in Betracht kommen. In Deutschland findet sich dieser Antrieb nur in vereinzeltten Ausführungen vor, in amerikanischen Werkstätten jedoch haben insbesondere Hebezyylinder für kleine Lasten sehr große Verbreitung gefunden.

Diese Hebezyylinder 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 Hubzyylinder zu einem Hebezeug vereinigt werden. Hubgeschwindigkeit 3 bis 11 m/min. Hub in der Regel 1,22 m (4 engl. Fuß).

Anwendung 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 läßt.

Nachteilig beim Gebrauch der Hebezyylinder ist der Umstand, daß die Last infolge der Undichtheiten des Steuerhahnes und der aus einem Lederstulp bestehenden Kolbendichtung nicht länger als etwa $\frac{1}{2}$ 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 Drehkränen wird statt der Handwinde ein Druckluftzylinder eingebaut. Das Luftleitungsrohr ist durch den Halszapfen des Drehkranes geführt. Bei fahrbaren Drehkränen bildet der nachzuschleppende Schlauch eine lästige Zugabe.

Laufkrane, deren Anschlußschläuche an den Wänden in Ösen aufgehängt sind, kommen ebenfalls vor.

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 werden kann, und die Bedingung des unbelasteten Anlaufes, welche 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.

In einzelnen Fällen finden sich benzoelektrische Anlagen. Die Umwandlung in elektrische Energie vermeidet zum Teil die genannten Nachteile, erhöht jedoch die Anlagekosten wesentlich. Bei einer von der Aktiengesellschaft Lauchhammer für die Hauptwerkstätte Leinhausen gebauten Drehkran-Lokomotive wird z. B. der Betriebsstrom von einem Maschinensatz erzeugt, der aus einer 40 PS-Viertakt-Benzolmaschine und einem Gleichstromerzeuger von 23 KW bei 210 Volt besteht.

Der Drehkran hat 2 t Tragkraft bei 10 m Ausladung. Die Seiltrommel wird von einem 8 PS-Motor, die beiden inneren Achsen des Unterwagens von zwei Motoren von je 12,5 PS angetrieben. Die Lokomotive kann zwei Güterwagen von je 15 t mit 100 m/min Geschwindigkeit verschieben.

12. Elektrischer Antrieb.

Anwendung infolge der großen Vorzüge als Antriebsart für alle Hebezeuge, für die elektrischer Strom zur Verfügung steht.

Vorteile: Wirtschaftlichkeit, weil sich der Stromverbrauch der jeweiligen Arbeitsleistung anpaßt und während des Stillstandes kein Strom verbraucht wird, Betriebsbereitschaft und Betriebssicherheit, leichte Steuerfähigkeit, einfache Stromzuführung und Zentralisierung der Kräfteerzeugung.

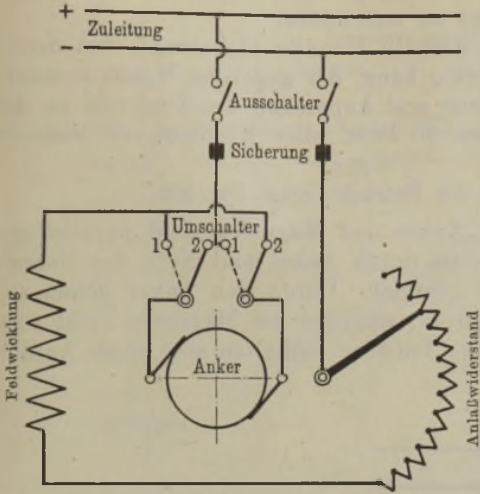
Stromarten: Gleichstrom von 110, 220, 440 und 500 Volt. Drehstrom mit meist 50 Perioden und Einphasenstrom. Der Betrieb durch Gleichstrom oder Drehstrom ist gleichwertig. Gleichstrom in der Regel wegen der Eigenschaften der Motoren und der billigeren Zuleitung bevorzugt. Auch ist die Aufstellung von Akkumulatoren möglich. Drehstrom dann, wenn bei weit verstreuten Hebezeugen höhere Spannung erwünscht ist.

1. Elektromotoren und deren Verhalten im Betrieb.

a) **Gleichstrommotoren** unterscheiden sich in der Konstruktion nicht von den Gleichstromgeneratoren. Erstere verwandeln die elektrische Energie in mechanische, letztere die mechanische in elektrische Energie. Man kann ein und dieselbe Maschine sowohl als Generator, wie als Motor arbeiten lassen.

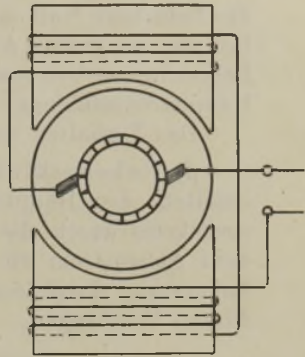
α) **Hauptstrommotor** (Reihen- oder Serienschlußmotor). Ankerwicklung und Magnetwicklung sind hintereinander geschaltet. Er zieht bei voller Last an und entwickelt bei kurzer Anlaufperiode ein großes Anzugmoment, das etwa gleich dem 2,5- bis 3fachen Drehmoment bei Stundenleistung ist.

Fig. 507.



Anlauf- und Umsteuerschaltung eines Hauptstrommotors.

Fig. 508.

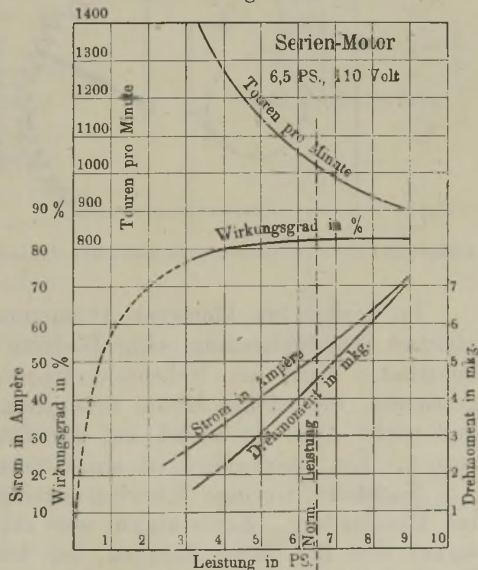


Innere Schaltung eines Hauptstrommotors.

Der Hauptvorteil des Hauptstrommotors besteht darin, daß er seine Geschwindigkeit der jeweiligen Last anpaßt, d. h. bei großer langsam und bei geringerer Last rasch hebt. Seine Stromaufnahme entspricht stets dem tatsächlichen Bedarf. Bei Spannungsrückgang im Netz bleibt er nicht ohne weiteres stehen. Bei starker Überlastung zeigt er funkenfreien Gang. Die Möglichkeit, den Motor als Generator zu schalten, ergibt für das Senken eine äußerst bequeme Art der Geschwindigkeitsregulierung an die Hand.

Der Nachteil liegt in der Notwendigkeit des Kommutators, auf dem durch starkes Feuern und Verschmutzung leicht Überbrückungen von Kollektorelement zu Element hervorgerufen werden, die Kurzschlüsse und Verkohlen der Ankerspulen zur Folge haben. Er besitzt ferner die Neigung, bei starker Entlastung seine Drehzahl zu

Fig. 509.



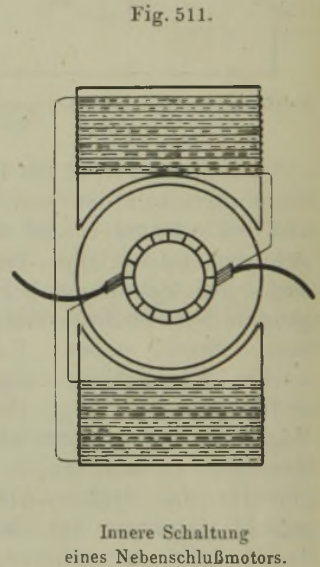
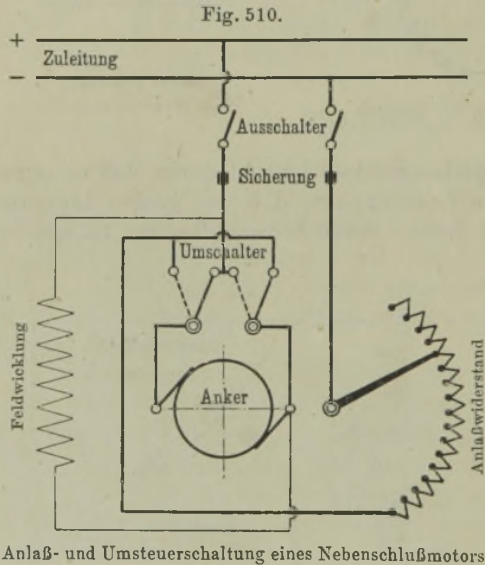
Kurven für Leistung, Drehmoment, Stromstärke, Drehzahl und Wirkungsgrad eines Hauptstrommotors.

steigern und durchzugehen. Indessen genügt meist die Reibung des Vorgeleges, um das Durchgehen zu verhindern.

Der Hauptstrommotor ist deshalb für alle Hebezeuge, bei denen die Belastung Null nicht auftreten kann, der gegebene Motor, namentlich da, wo großes Anzugmoment und Anpassung der Drehzahl an die Belastung verlangt wird. Etwa 90 Proz. aller Kranmotoren besitzen Hauptstromwicklung.

Das Verhalten des Motors im Betriebe zeigt Fig. 509.

β) Nebenschlußmotor. Anker und Magneten sind parallel geschaltet. Der Hauptstromkreis ist durch Anker und Netz, der Nebenschlussstromkreis durch die Magnete gebildet. Durch den Anker gehen sowohl Außenstrom wie Erregerstrom, während die Magneten nicht vom Ankerstrom durchflossen werden. Letztere enthalten eine große Anzahl dünner Windungen.

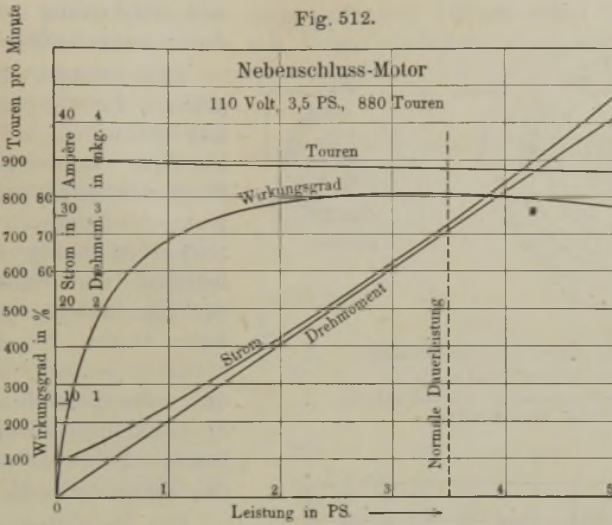


Er besitzt ein kleineres Anzugmoment als ein Hauptstrommotor gleicher Stundenleistung, seine Drehzahl ist bei allen Belastungen fast konstant. Wird der Nebenschlußmotor mit größerer Drehzahl angetrieben, wie er als Motor entwickelt, so arbeitet er als Generator und wirkt dann bremsend auf die ihn treibende mechanische Kraft zurück. Ein Durchgehen ist ausgeschlossen.

Nachteil: Geringe Überlastungsfähigkeit, leichtes Durchbrennen bei Überlastung. Kommutator wie unter α). Der Nebenschlußmotor eignet sich für solche Anlagen, bei denen die Belastung Null werden kann, d. h. deren Last teilweise durch Gegengewicht ausgeglichen ist, wie bei Aufzügen. Anwendung ferner bei Spills und Verladebrücken.

Das Verhalten des Motors im Betriebe zeigt Fig. 512.

Fig. 512.



Kurven für Leistung, Drehmoment, Stromstärke, Drehzahl und Wirkungsgrad eines Nebenschlußmotors.

γ) Der Verbundmotor ist eine Vereinigung von Hauptstrom- und Nebenschlußmaschine. Er besitzt die Eigenschaft der beiden Motoren, aber in verringertem oder erhöhtem Maße, je nachdem die Hauptstromwicklung der Magneten in demselben oder entgegengesetzten Sinne wie die Nebenschlußwicklung magnetisiert wird. Sie finden im Kranbau selten, bei Aufzügen ab und zu Verwendung.

Das Verschieben der Bürsten zur Unterdrückung des Bürstenfeuers erfolgt bei Generatoren in der Drehrichtung, bei Motoren entgegengesetzt.

b) **Drehstrommotoren** laufen bei allen Belastungen mit fast konstanter Drehzahl. Das Anzugmoment beträgt das 2,5- bis 2,8fache Stundenleistungsmoment. Beim Lastsenken wird er zum Generator und wirkt dann wie der Nebenschlußmotor bremsend auf die ihn treibende mechanische Kraft. Ein Durchgehen bei plötzlicher Entlastung bis auf Null ist ausgeschlossen.

Der größte Vorzug besteht in der Einfachheit seines Rotors, dessen Schleifringe viel weniger zu Störungen Anlaß geben als der Kommutator des Gleichstrommotors. Unterhaltung

Fig. 513.

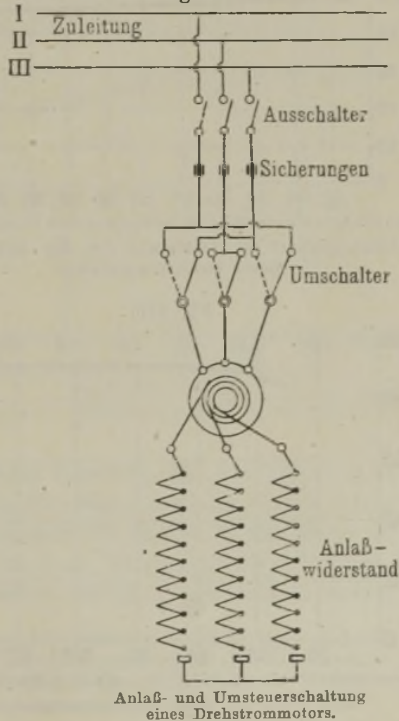
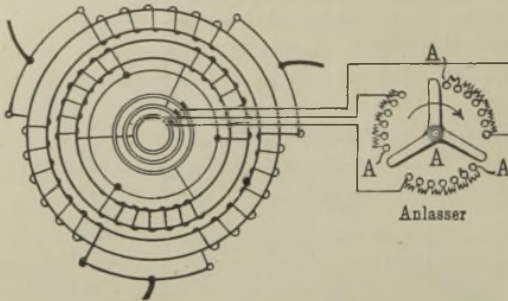
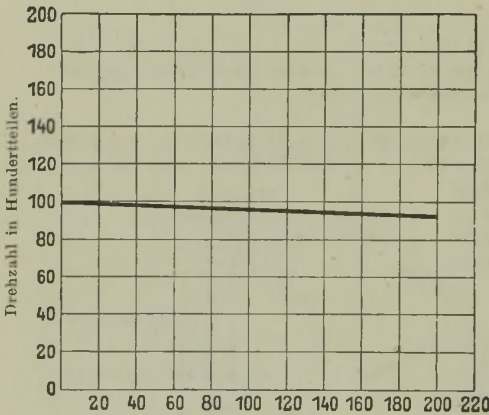


Fig. 514.



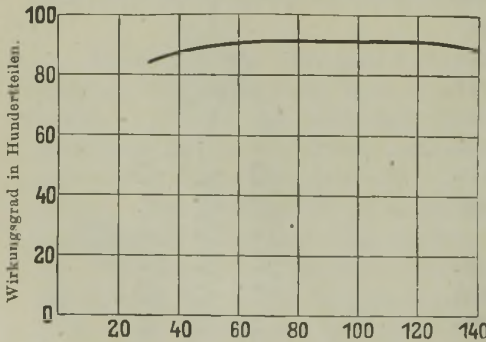
Wicklung eines Drehstrommotors mit Schleifringanker.
Stator: Dreieckgeschaltete Phasenwicklung.
Rotor: Sternschaltung.

Fig. 515.



Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Drehstrommotor.

Fig. 516.



Wirkungsgrad eines Drehstrommotors.

und Bedienung wird dadurch wesentlich beeinflusst.

Drehstrommotoren für größere Leistungen werden mit Schleifringanker, für kleinere Leistungen mit Kurzschlußanker gebaut. 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. Sie nehmen jedoch einen sehr hohen Anlaufstrom (etwa das Vierfache) auf.

Das Verhalten des Motors im Betriebe in bezug auf Drehzahl, Belastung und Wirkungsgrad zeigen die Fig. 515 und 516.

Nachteil: Kleine Lasten werden nicht schneller als große Lasten gehoben. Deshalb wird häufig noch ein besonderes Hilfswindwerk angeordnet, um kleine Lasten schneller heben zu können.

c) Einphasenmotoren. Von den zahlreichen Konstruktionen, die es auf diesem Gebiet gibt, arbeiten die von den Siemens-Schuckert-Werken ausgebildeten Motoren beim Anlauf als Repulsionsmotoren. Sie werden nach Erreichen einer gewissen Drehzahl durch einen eingebauten Zentrifugalschalter in einen Induktionsmotor verwandelt.

Sie entwickeln ein $2\frac{1}{2}$ - bis 3 faches Anzugmoment bei etwa dreifachem Normalstrom.

Hauptvorteil besteht in dem einfachen Anlassen und Umschalten. Im allgemeinen können sie mit einem einfachen zweipoligen Schalter angelassen werden. Ein besonderer Anlasser ist nur dann nötig, wenn ein $2\frac{1}{2}$ - bis 3 facher Anlaufstrom nicht mehr zulässig ist (Vermeidung von Stromstößen. Wegfall des Kontrollers.)

Drehrichtungswechsel erfolgt durch Umschalten eines Teiles der Statorwicklung.

Anwendung bei Laufkränen, Hafenkranen und Aufzügen. Die Fig. 517 u. 518 zeigen das Verhalten des Motors im Betriebe.

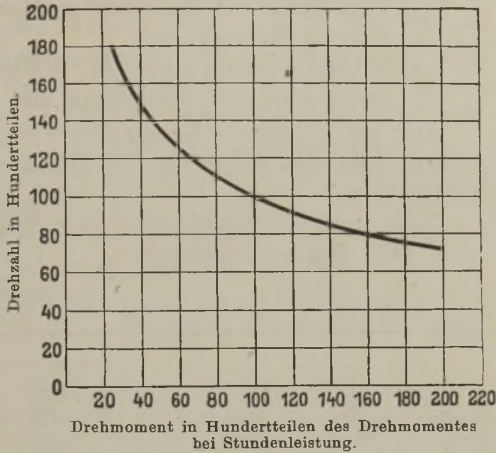
2. Auswahl der Motoren. Stundenleistung¹⁾.

a) **Leistung.** 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 ausbiete, ohne sich übernormal zu erwärmen. Je nach Bedarf wird man mithin einen Motorelektrisch so bemessen, daß er eine gewisse Last nur während einer ganz bestimmten Zeit erträgt. Man unterscheidet:

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.

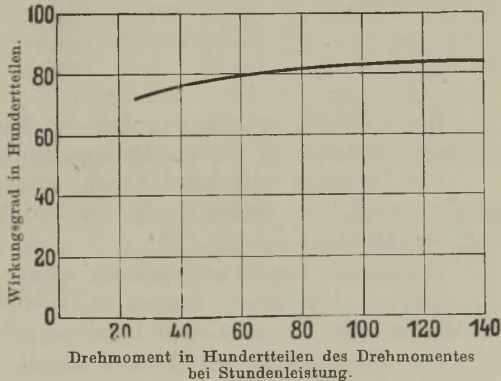
¹⁾ Der Inhalt dieses und der folgenden Kapitel des elektrischen Teiles ist im wesentlichen aus den Preislisten der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Siemens-Schuckertwerke und der Druckschrift „Elektrische Kranausrüstungen der Siemens-Schuckertwerke nach 25 jähriger Entwicklung“ zusammengestellt.

Fig. 517.



Abhängigkeit der Drehzahl von der Belastung beim Einphasenstrom-Kranmotor.

Fig. 518.



Wirkungsgrad eines Einphasenstrom-Kranmotors.

2. 45-Minutenleistung (allgemein auch Kranleistung genannt) für mittelmäßig angestregten Betrieb, wie Hafenkraner für Stückgüter, Werkstatt-, Gießerei- und Werftkraner.
3. 60-Minutenleistung für die angestregten Betriebe, wie Hafenkraner für Massengüter, Hebezeuge mit Selbstgreifern, die meisten Hüttenkraner.
4. 90-Minutenleistung für die sehr angestregten Betriebe von Stripperkranen, Gießkranen und Hebetischen.

Die mechanische Konstruktion eines Kranmotors muß so durchgeführt sein, daß selbst die 30-Minutenleistung dauernd ausgehalten werden kann.

Zum näheren Verständnis seien folgende Daten eines SSW- und eines AEG-Motors angeführt:

Tabelle 57. 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, daß die Tourenzahl mit wachsender Belastung abnimmt, wobei das Drehmoment wächst.

Die Leistung fällt 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.

Der Begriff der Stundenleistung ist nur für Kranmotoren spezialisiert. Es sind aus den obigen Zahlen auf keinen Fall Schlüsse für Motoren zu ziehen, die für normalen Dauerbetrieb mit Vollast bestimmt sind.

Die Erwärmung des Motors spielt eine Hauptrolle. Man wird also die Leistung des Motors erhöhen, wenn man für 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 noch große wattlose Ströme aufnimmt, die eine Abkühlung nicht in genügendem Maße eintreten lassen. Der Umstand, daß Drehstrommotoren nur das 2- bis 2 $\frac{1}{2}$ -fache des Stundenleistungs-Drehmomentes

beim Anlauf entwickeln, läßt ebenfalls die Wahl größerer Type als gegeben erscheinen.

b) Drehzahl. Da der Wunsch nach geringen Anlagekosten 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 verfahrenere 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 (Stripperkran, 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 Drehzahlen der Motoren gleicher Leistungen, aber verschiedener Fabrikate sich ziemlich stark unterscheiden, liegt für Kranbesitzer in gleicher Weise wie für den Krankonstrukteur und die Elektrizitätsfirmen ein Übelstand, dessen Beseitigung anzustreben wäre. Auch die Zahl der Bauarten 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.

3. Die Leistung des Motors.

a) **Maßeinheiten.** Das Produkt aus elektromotorischer Kraft E (gemessen in Volt) und Stromstärke J (gemessen in Ampere) ist die elektrische Leistung, welche in Watt gemessen wird. $1 \text{ Volt} \times 1 \text{ Ampere} = 1 \text{ Watt}$. Es ergeben sich folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Watt} &= 0,24 \text{ WE/sk} = 0,102 \text{ kgm/sk}, & 1 \text{ WE} &= 0,424 \text{ kgm}, \\ 1 \text{ kgm/sk} &= 9,81 \text{ Watt}, & 1 \text{ PS} &= 736 \text{ Watt}, \\ & & 1 \text{ KW} &= 1,36 \text{ PS} = 102 \text{ kgm/sk}. \end{aligned}$$

b) **Allgemeine Beziehungen.** Bedeutet

- P die zu hebende Last oder den zu überwindenden Bewegungswiderstand in kg,
 v die Hubgeschwindigkeit bzw. die Fahrgeschwindigkeit in m/sk,
 Q die gesamten zu beschleunigenden oder zu verzögernden, auf den Lastweg bezogenen Gewichte in kg,
 g die Erdbeschleunigung ($= 9,81 \text{ m/sk}^2$),
 η den Wirkungsgrad des Getriebes,
 η_m den Wirkungsgrad des Motors,
 ω die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Massen und GD^2 das Schwungmoment der rotierenden Massen,
 E_k die Betriebsspannung des Motors in Volt,
 J die Stromstärke in Amp.,

so drückt sich die in jedem Augenblick abzugebende mechanische Leistung N des Motors in PS durch die Formel

$$N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta} + \left[\sum \left(\frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{d\omega}{dt} \frac{\omega}{75} \right) + \frac{Q}{g} \frac{dv}{dt} \frac{v}{75} \right] \text{ PS}$$

aus, worin das + Zeichen für die Periode der Beschleunigung, das - Zeichen für die Bremszeit gilt.

Für den Beharrungszustand (ω und $v = \text{Konstante}$) wird der Klammerausdruck gleich Null; er übt jedoch einen wesentlichen Einfluß aus auf die Bemessung des Motors in mechanischer Hinsicht.

Die Größe $N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta}$ wird als Dauerleistung des Motors bezeichnet, und zwar muß nach den Vorschriften des V. D. E. diese Leistung von einem Krautmotor eine Stunde lang vom kalten Zustand aus abgegeben werden können, ohne daß zu große Erwärmung eintritt.

Zwischen Leistung N in PS, Drehmoment M in kgcm und Drehzahl n i. d. min besteht die Beziehung

$$\begin{aligned} N_{\text{PS}} &= \frac{P_{\text{kg}} \cdot v_m}{75} = \frac{P_{\text{kg}} \cdot 2 \cdot R_{\text{cm}} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75 \cdot 100} \\ M_{\text{kgcm}} &= P_{\text{kg}} \cdot R_{\text{cm}} = \frac{60 \cdot 75 \cdot 100}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{N}{n} = 71620 \cdot \frac{N}{n} \end{aligned}$$

c) **Gleichstrommotor.** Aus den elektrischen Größen berechnet sich die Leistung des Motors zu

$$N = \frac{E \cdot J \cdot \eta_m}{736}$$

d) Drehstrommotor. Bedeutet E_k die effektive Spannung zwischen zweien von den drei Klemmen, J den Strom in einer Leitung, so ist die Leistung in PS:

$$N = \frac{1,73 E_k \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot \eta_m}{736},$$

worin $\cos \varphi$ den in den Preislisten angegebenen Leitungsfaktor bedeutet.

e) Berechnung des Wattverbrauches. Bedeutet N die vom Motor tatsächlich entwickelten PS, η_m den Wirkungsgrad des Motors, so ist

$$\text{für Gleichstrom und Drehstrom } L = \frac{N \cdot 736}{\eta_m} \text{ Watt.}$$

4. Anlassen und Abstellen der Motoren.

a) Gleichstrom. Läßt man den Netzstrom ohne weiteres auf den stillstehenden Motor einwirken, so wird der Ankerstrom eine außerordentliche Größe erreichen (bei Gleichstrom etwa das 50 fache, bei Drehstrom etwa das 6 fache der normalen Stromstärke) und durch die Wärmeentwicklung für die Ankerwindung gefährlich werden, d. h. die Isolierung des Motors verbrennen. Das Einschalten von größeren Motoren ohne Anlasser ist gleichbedeutend mit Kurzschluß. Außerdem würde durch eine derartige starke Stromentnahme bei gleichzeitigem Lichtbetrieb ein störender Spannungsabfall hervorgerufen werden.

Es muß deshalb ein Anlaßwiderstand eingeschaltet werden, welcher den in den Anker eintretenden Strom beim Anlauf abschwächt, bis die elektromotorische Gegenkraft genügend groß geworden ist. Die Widerstände bewirken Energieverluste, weil ein Teil der Stromenergie in ihnen in Wärme umgesetzt wird.

Der Widerstand muß so groß sein, daß die anfängliche Stromstärke höchstens etwa zwei- bis dreimal so groß ausfällt, wie im Beharrungszustande.

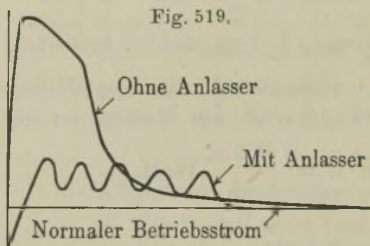
Bei Hauptstrommotoren ist die Wirkung nicht so ungünstig wie bei Nebenschlußmotoren, so daß man kleine Hauptstrommotoren bis $\frac{1}{2}$ PS ohne weitere Nebeneinrichtungen anlassen kann. Es ist bei Hauptstrommotoren ferner gleichgültig, ob die Widerstände vor oder hinter dem Anker liegen, weil Magnet- und Ankerwicklung in demselben Stromkreis liegen.

Für Hauptstrommotoren werden allgemein 50 Proz. Stromüberlastung zugelassen, während man bei Nebenschlußmotoren mit Rücksicht auf das Feuern des Kollektors nur höchstens etwa 20 Proz. gestattet. Motoren bis 0,2 PS können noch ohne Anlaßwiderstand eingeschaltet werden.

Auch bei richtig abgestuftem Anlasser kann dem Motor ein zu großer Strom zugeführt werden, nämlich dann, wenn man weiter schaltet, bevor in jeder Stufe die konstante Drehzahl erreicht ist. Es gilt deshalb die Regel: Langsam einschalten!

Beim Ausschalten unter Vollast dagegen muß rasch mit der Kurbel zurückgegangen werden, da sich sonst die Anlaßwiderstände zu stark erhitzen bzw. verbrennen würden. Also: Rasch ausschalten!

b) **Drehstrom.** Fig. 519 zeigt die Stromkurve beim Einschalten. Drehstrommotoren bis zu 2 PS können ohne Vorschaltwiderstand angeschlossen werden. Für größere Motoren kommen in Betracht



Stromkurven eines Drehstrommotors
beim Einschalten
mit und ohne Anlasser.

1. Kurzschlußanker und Einschalten des Motors mittels Schalthebels im Gehäusestromkreis.

2. Besonderer Anlaßwiderstand, welcher in den Stromkreis des Motors geschaltet ist.

Für Einschalten und Abstellen gelten dieselben Regeln wie beim Gleichstrommotor: Langsam einschalten, schnell ausschalten.

c) **Einphasenmotoren.** Das Anlassen erfolgt bei kleineren Motoren bis 11 PS mittels eines einfachen

zweipoligen Schalters, der, als Umschalter ausgeführt, ohne weitere Anlaßapparate an das Netz gelegt werden kann. Bei größeren Motoren ist ein Anlaßtransformator erforderlich, wenn zur Vermeidung von Stromstößen ein $2\frac{1}{2}$ - bis 3 facher Anlaufstrom nicht mehr zulässig ist.

5. Regulieren der Drehzahl.

Der Einfachheit halber werden zur Regulierung der Drehzahl gewöhnlich die Anlaßwiderstände benutzt.

Beim Hauptstrommotor erfolgt die Regulierung der Drehzahl durch Änderung der Klemmenspannung mittels des vorgeschalteten Widerstandes.

Beim Nebenschlußmotor erfolgt die Regulierung durch Änderung der Feldstärke. Zu diesem Zwecke wird in die Nebenschlußleitung ein Regulierwiderstand eingeschaltet, durch welchen der Magnetstrom verändert werden kann.

Beim Drehstrommotor Regulierung meist mit Hilfe eines in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes. Diese Regelungsart entspricht in wirtschaftlicher Beziehung derjenigen mit einem Ankerwiderstand beim Nebenschlußmotor.

6. Änderung der Drehrichtung.

Bei Hauptstrom- und Nebenschlußmotoren hat man die Stromrichtung im Anker allein umzukehren, während sie in den Magneten gleich bleiben muß.

Bei Drehstrommotoren sind zwei Zuleitungen zu vertauschen.

Bei Einphasen-Kommutatormotoren erfolgt der Drehrichtungswechsel durch Umschalten eines Teiles der Statorwicklung.

7. Elektrische Bremsung.

Generator-Senkbremse. Nebenschluß- und Drehstrommotoren arbeiten bei entsprechender Schaltung als Generatoren, sobald ihre Höchstgeschwindigkeit um etwa $\frac{1}{10}$ überschritten wird. Sie verwandeln dann die Arbeit der sinkenden Last in elektrische Energie.

Anwendung bei Nah- und Fernsteuerung, wenn die Winden mit Schneckengetriebe ausgerüstet sind. Bei Stirnradantrieb ist Verbindung mit Kurzschluß-Senkbremung erforderlich.

Vorteil: Einfach und wirtschaftlich.

Nachteil: Einstellung auf geringere Geschwindigkeit ist nicht möglich. Vorschalten von Widerständen würde die Geschwindigkeit erhöhen. Zum Verzögern und Festhalten der Last ist eine besondere elektromagnetisch gelüftete Haltebremse notwendig.

Schaltungen siehe S. 273 u. f.

Kurzschluß-Senkbremung. Anwendung: Als Senkbremse bei großer Einfachheit fast ausschließlich überall da verwendet, wo der Kranführer nicht neben der Winde stehen kann (Fernsteuerung).

Wirkungsweise: Die Arbeit der sinkenden Last wird wieder in elektrische Energie und dann in Wärme umgesetzt.

Nebenschlußmotor: Die Magneten bleiben am Netz, der Anker wird umgekehrt und über einen Widerstand kurzgeschlossen. Die Senkgeschwindigkeit läßt sich durch Änderung des Widerstandes beliebig einstellen.

Hauptstrommotor: Bei Schneckenantrieb werden die Magneten in den Kurzschlußstrom gelegt. Die Erregung tritt erst ein, wenn eine gewisse Senkgeschwindigkeit erreicht ist. Bei Stirnradantrieb ist Schaltung so, daß bei der ersten Senkstellung die Magneten sowohl vom Kurzschlußstrom als auch vom Netzstrom durchflossen werden. Es ist von Anfang an eine kräftige Erregung vorhanden.

Erforderlich ist bei beiden Motoren wieder eine mechanische Haltebremse, ratsam eine Fliehkraftklingel am Motor, um gefährlich große Senkgeschwindigkeiten fernzuhalten.

Schaltungen siehe S. 273 u. f.

Gegenstrom-Senkbremung bei Drehstrom. Bei derselben wird der Motor auch beim Senken im Hubsinne geschaltet und in den Rotor so große Widerstände eingeschaltet, daß er von schweren Lasten entgegen dem Drehfeld angetrieben wird (vgl. S. 276). Anwendung in Gießereien zweckmäßig, wo Formkästen um wenige Millimeter langsam gesenkt werden müssen.

8. Steuerung der Motoren.

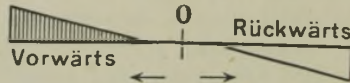
Der Hebezeugführer muß durch die Steuervorrichtungen vorwärts und rückwärts fahren und bremsen können. Diese Vorgänge müssen nach Bedarf langsam oder schnell ausgeführt werden. Je nach der Belastung und den Eigenschaften des Motors sind, um die gewollte Bewegung des Motors zu erreichen, verschiedene 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 Senkbremung eine Unsymmetrie in der Schaltung erfordert. **Bei den nachfolgend dargestellten Schaltungen ist der Schaltweg des Steuerapparates**

als Abszisse, das Motordrehmoment als Ordinate aufgetragen. 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.

a) Gleichstromschaltungen für Fahrwerke und Drehwerke.

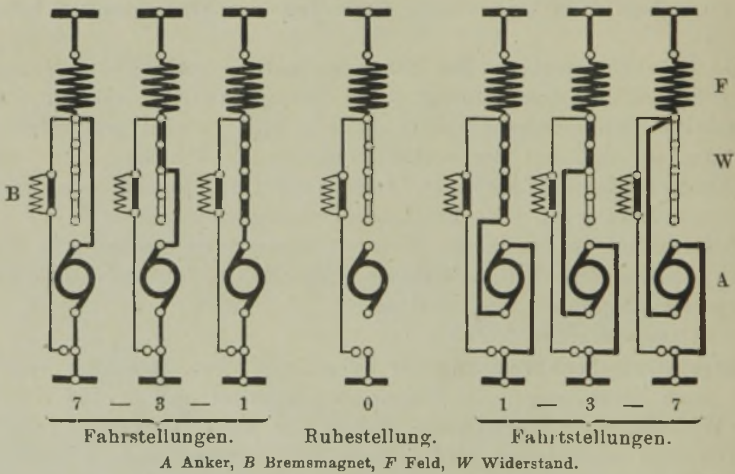
1. Einfache Umkehrung (Fig. 520). Symmetrischer Aufbau des Kontrollers ohne Bremsstufen. Für Katz- und Kranfahrwerke bei kleineren Massen, bis

Fig. 520.



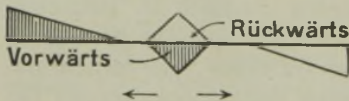
0,4 m/sk Geschwindigkeit. Bremsen durch Gegenstrom vermeiden. Stromverlauf bei den Einzelschaltungen zeigt Fig. 521.

Fig. 521.



2. Umkehrung mit Nachlaufbremsung (Fig. 522). Für 1 m/sk Fahrgeschwindigkeit. Anker arbeitet beim Bremsen als Generator auf Widerstände. Bei größeren Geschwindigkeiten mechanische Hilfsbremsung. Zu Schaltbild Fig. 523 ist zu bemerken: Beide Fahrtrichtungen gemeinsame Bremsstellungen, B_2 Ruhestellung. Da Wirkung elektrischer Bremsung mit Rotationsgeschwindigkeit abnimmt, einfallende Haltebremse erforderlich.

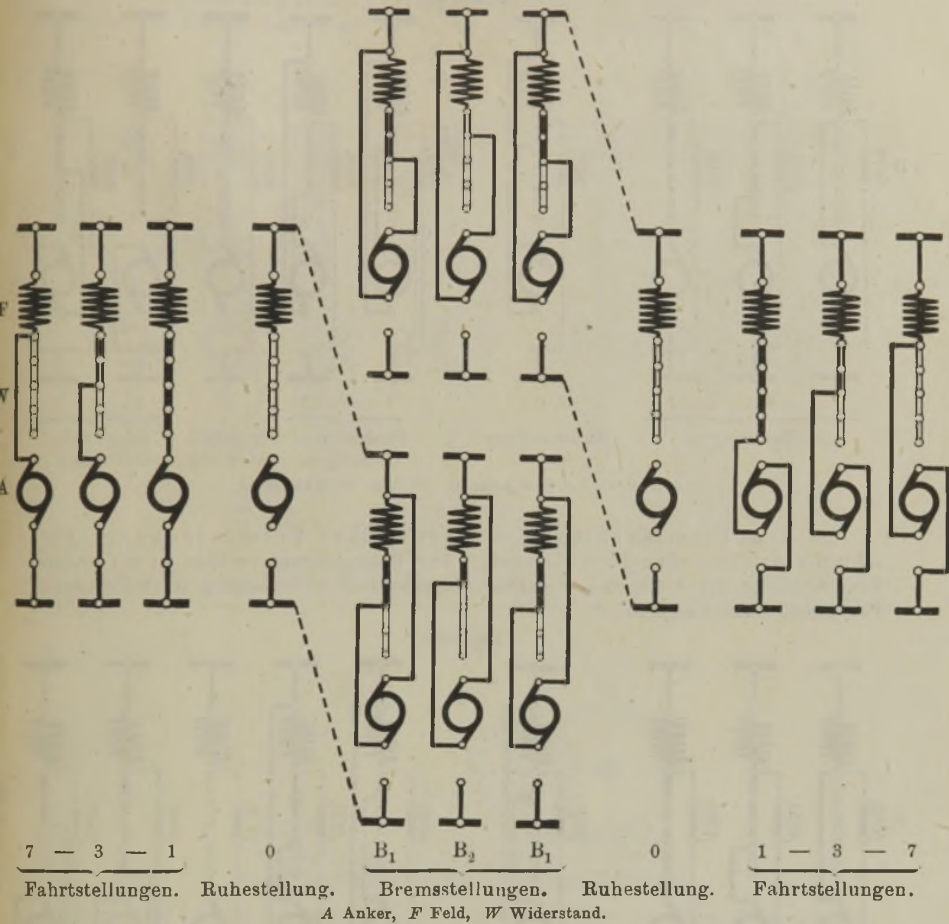
Fig. 522.



3. Für Drehstrom gibt es eine der Schaltung 1 genau entsprechende Schaltung, für Schaltung 2 nicht, da der Drehstrommotor sich nicht in einen Generator mit Selbst-erregung verwandeln läßt.

4. 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. 523.

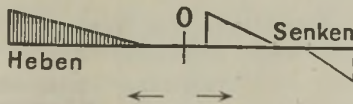


b) Gleichstromschaltungen für Hubwerke.

α) Einfache Umkehrung. Bei selbstsperrenden Schnecken und Senken mit Lastdruckbremsen gleich Schaltung 1 für Fahrwerke. Gewöhnlich wird dabei Haltebremse vorgesehen.

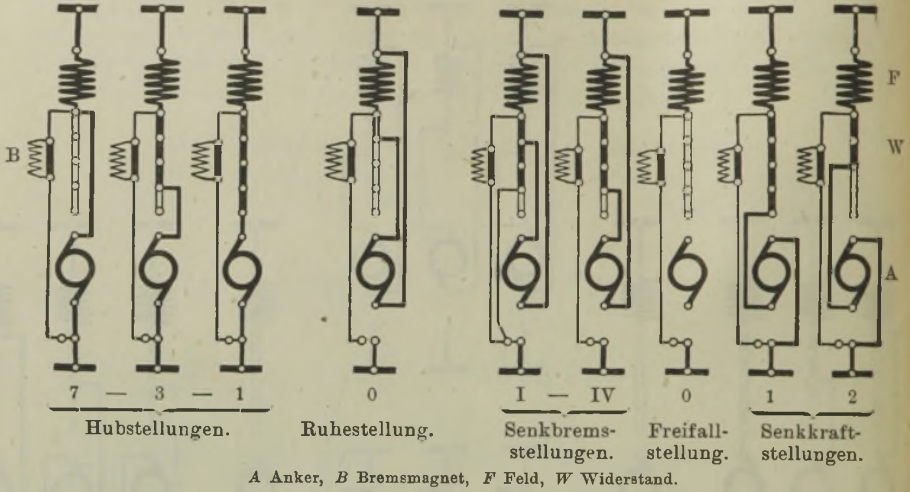
β) Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung. Für nicht sperrende Hubwerkantriebe. Für Montage- und Gießereikrane, für stoßfreies Be-

Fig. 524.



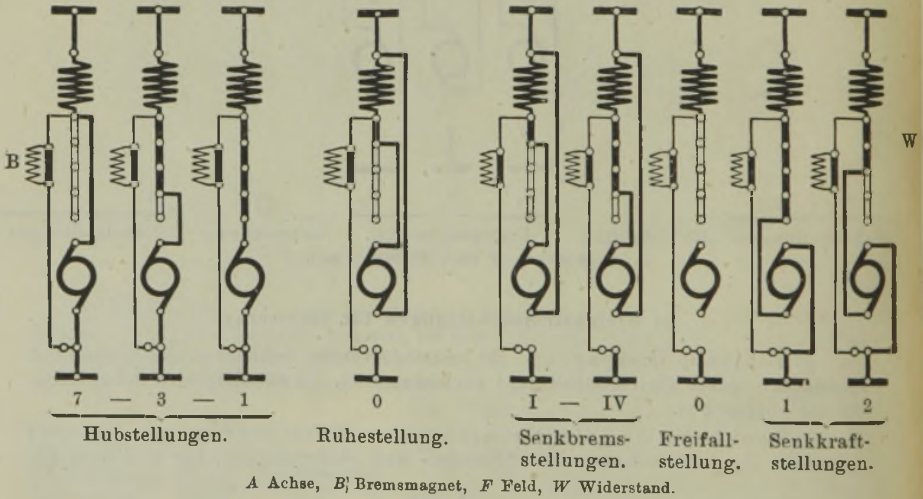
wegen auf ganz kleine Hub- und Senkstrecken (siehe Fig. 524 und 525). Für Senken der leeren Haken oder kleiner nicht durchziehender Lasten. Zwei Senkkraftstellungen, dabei wird der Motor im Senksinne angetrieben.

Fig. 525.

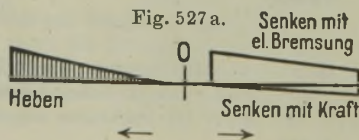


γ) Senkbremsschaltung mit schwacher Fremderregung. Für schnelles Arbeiten ohne feine Regelung. Der Bremsmagnet versieht in der ersten Bremsstellung die Stelle des Vorschaltwiderstandes in Schaltung a (schwächere Erregung, siehe Fig. 526).

Fig. 526.

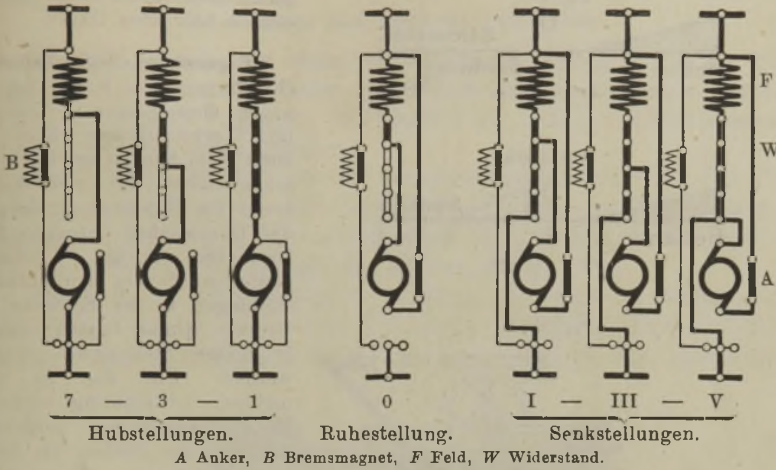


δ) Sicherheits-Senkschaltung (Fig. 527 a). Durchgehen der Last ist ausgeschlossen, solange die elektrische Anlage in einwandfreiem Zustande.



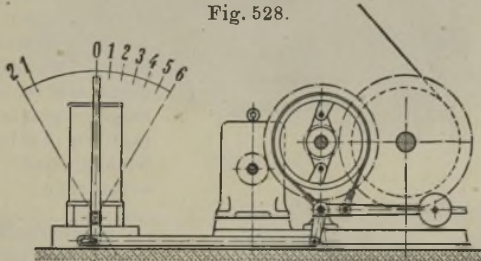
Motor arbeitet beim Heben als Hauptstrommotor; beim Senken als Nebenschlußmaschine, bei kleinen Lasten als Motor, bei großen als Generator (siehe Fig. 527 b).

Fig. 527 b.



ε) Schaltung für mechanische Senkbremsen (Fig. 528). Die als Senksperrbremse ausgebildete Manöverierbremse wird durch den Steuerhebel des

Fig. 528.



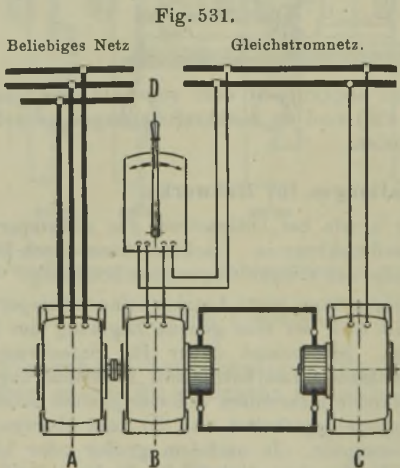
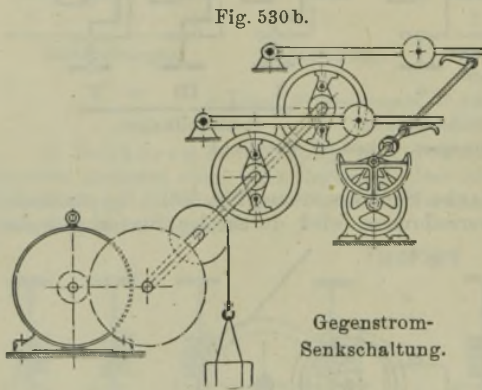
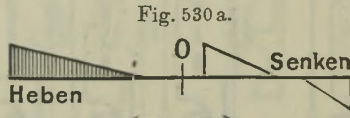
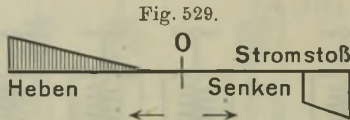
Anlassers gelüftet. Motor beim Senken abgekuppelt oder von Last durchgezogen. Die letzten Stellungen links 1, 2 (Fig. 528) sind als Senkkraftstellungen ausgebildet, für leeren Haken und ganz leichte Lasten.

c) 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.

Sicherheits-Senk-schaltung. Anwendung dann, wenn Antrieb keine selbstsperrende Schnecke oder Lastdruckbremse enthält und wo eine genaue Regelung der Senkgeschwindigkeit nicht erforderlich ist. Sie kommt daher für Hafenkranen mit großen Hubhöhen oder bei rasch arbeitenden Laufkatzen mit Fernsteuerung, wo das Anbringen von Hand betätigter Manöverierbremsen Schwierigkeiten macht, in Betracht. Dabei wird Motor im Senksinne eingeschaltet, von der Last übersynchron durchgezogen, wirkt bremsend als Generator. Je nachdem groß oder kleiner Widerstand im Rotorstromkreise, ist die Geschwindigkeit des Senkens groß oder klein. Zum Abbremsen des Nachlaufes sowie Festhalten der angehobenen Last in beliebiger Stellung muß eine doppelt wirkende magnetische Haltebremse vorgesehen werden.

Schaltung für mechanische Senkbremse (Fig. 529). Für Hafendrehkrane, Portalkrane und Laufkatzen mit angebaubem Führerstand. Last wird durch einseitig wirkende Senksperrradbremse gesenkt. Senkkraftstellung für leicht oder unbelasteten Haken.



Leonardschaltung.

A Steuermotor, B Steerdynamo, C Arbeitsmotor, D Steuerhebel.

Gegenstrom - Senkschaltung

(Fig. 530 a). 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 Anfangstellungen in der Schwebe gehalten. Kleine Lasten würden in diesen Stellungen gehoben werden. Um das zu vermeiden, ist einseitig wirkende Hubsperre 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 Motorbremsmagnet bedient, mit für Heben und Senken entgegengesetzten Anschlägen (vgl. Fig. 530 b). Für rascheres Senken sind Freifallstellungen vorgesehen.

Leonardschaltung. Für Hebezeuge mit sehr großen Motorleistungen mit sehr feiner Regelung und Steuerung während langer Arbeitszeiten wird die Leonardschaltung (Fig. 531) 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 Steerdynamo kann durch jeden beliebigen Motor (Dampfmaschine, Gasmaschine usw.) angetrieben werden. Anwendung bei Gießerei-Laufkranen, Schwimmkranen, Geschützkranen, Waggonkippern und Fördermaschinen.

9. Steuerapparate.

Zweck: Anlassen, Regelung der Drehzahl und Umschalten der Motoren.

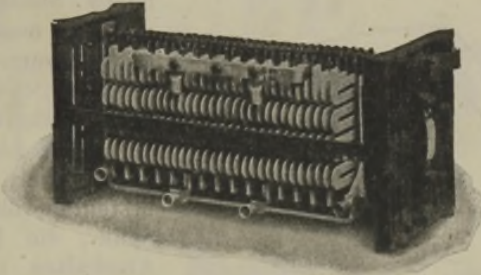
1. Anlasser und einfache Umschalter.

Einfache Umschalter ohne Vorschaltwiderstand genügen für kleine Leistung und geringe Genauigkeit im Anfahren und Absetzen der Last, ferner wenn keine Regelung erforderlich ist, wie bei Kleinhebezeugen (Laufkatzen und Flaschenzügen).

Bei Leistungen über 0,5 PS für Gleichstrom und 2 PS für Drehstrom sind dauernd im Stromkreise liegende Widerstände erforderlich. Sie werden bei Gleichstrom in den Ankerstromkreis, bei Drehstrom in den Stromkreis des Rotors gelegt.

Die Anlasser müssen derart bemessen sein, daß der Motor stoßfrei und kräftig anzieht und daß das Netz nicht übermäßig durch Spannungsschwankungen beansprucht wird. Der erste Kontakt des Anlassers hat

Fig. 532 a.



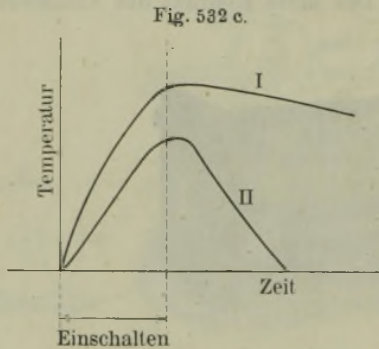
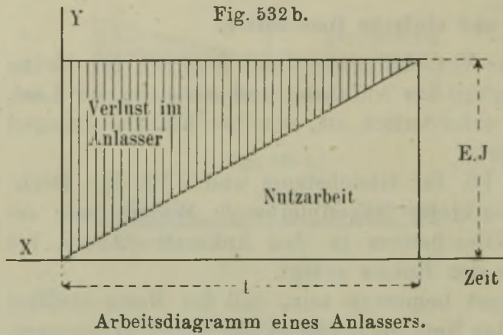
Widerstand.

so viel Widerstand vorzuschalten, daß der Motor unbedingt anläuft. Die einzelnen Abstufungen müssen so bemessen sein und der Reihe nach ausgeschaltet werden, daß der Strom mit zunehmender Geschwindigkeit bei konstanter Beschleunigung den normalen Anlaufstrom nicht überschreitet. Die Anlaufstromstärke ist so groß wie möglich zu wählen, weil nur dadurch kurze Anlaufzeit, geringer Energieverlust und kleine Abmessungen des Anlassers bedingt sind. Andererseits sind zu schwache Anlasser unbedingt als feuergefährlich und betriebsunsicher zu bezeichnen.

Da die ganze Stromstärke durch den Anlasser fließt, besonders durch den Teil der Widerstände, welche bis zuletzt eingeschaltet bleiben, so werden bei langer Anlaufzeit erhebliche Erwärmungen eintreten, die unter Umständen das Material zerstören können.

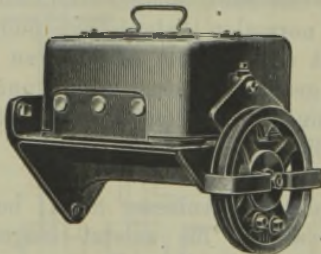
Die **Widerstände** werden für kleine Leistungen und schwachen Betrieb aus Draht hergestellt und vielfach direkt an den Steuerapparat montiert. Für große Leistungen und schweren Betrieb werden die in Fig. 532 a abgebildeten Gußspiralwiderstände benutzt, die ihren Platz am besten außerhalb des Führerhauses auf der Kranbühne bekommen. Der

starken Wärmeentwicklung wegen sind die den Gesamtwiderstand bildenden Einzelwiderstände wenn irgend möglich nebeneinander, nicht übereinander anzuordnen; vor allen Dingen sind sie nicht in vollständig abgeschlossenen Blechkästen unterzubringen.



Abkühlung eines Widerstandes bei schlechter und bei guter Ventilation.

Fig. 533 a.



Umschalter der Siemens-Schuckertwerke für kleine Leistungen.

Fig. 532 b zeigt das Arbeitsdiagramm eines Anlassers.

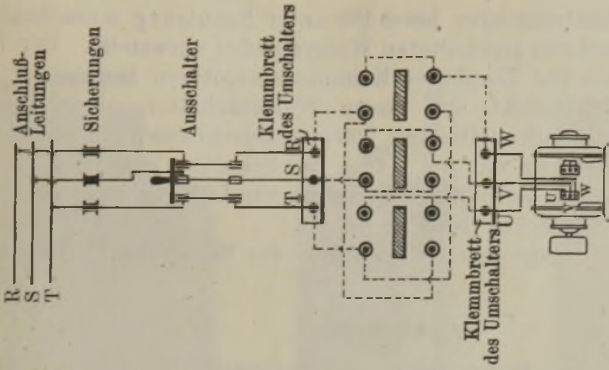
Fig. 532 c das Verhalten eines schlecht ventilierten Widerstandes, welcher nach dem Einschalten noch lange heiß bleibt. Kurve II zeigt die Abkühlung bei guter Ventilation.

Bei häufigem Ausschalten ist es erforderlich, die letzte Stromunterbrechung mit einer magnetischen Funkenlöschvorrichtung zu versehen, welche den zwischen den Ausschaltkontakten entstehenden Lichtbogen ausbläst. Der Funkenlöcher besteht gewöhnlich aus einer Spule, die kurz vor dem Abschalten in den Stromkreis eingeführt wird.

Der Umschalter der Siemens-Schuckertwerke (Fig. 533 a) dient zum Einschalten und zur Steuerung kleiner Motoren bis 3 PS, welche kein allmähliches Anlassen in mehreren Stufen erfordern. Bei Gleichstrom wird gewöhnlich noch ein fester Vorschaltwiderstand vorgesehen, welcher während des Betriebes eingeschaltet bleibt und dauernd etwa 15 Proz. der Netzspannung bei Vollast vernichtet. Drehzahl und Leistung sinken

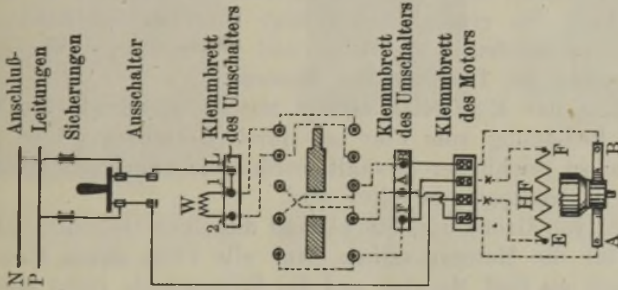
um diesen Betrag, sie müssen infolgedessen um diesen Betrag höher gewählt werden. Bei Drehstrombetrieb wird der Umschalter ohne Widerstandsstufe für Motoren mit Kurzschlußanker bis 2 PS oder für

Fig. 534 c.



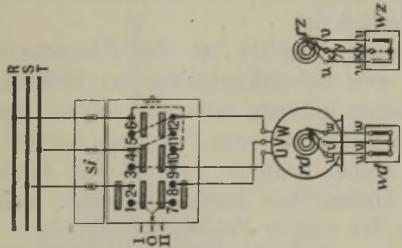
Schema für Drehstrommotor mit Kurzschlussanker ohne Anlaufstufe (Anlaufstrom bis 75 Amp.) zu Fig. 534 a.

Fig. 534 b.



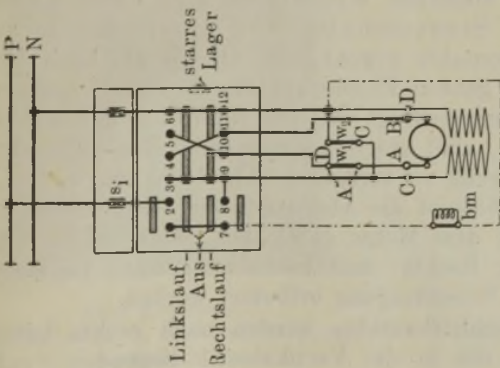
Schema für Gleichstrom-Hauptstrommotor mit einer Anlaufstufe zu Fig. 534 a.

Fig. 533 c.



Schaltung des Umschalters für Drehstrom.

Fig. 533 b.



Schaltung des Umschalters für Gleichstrom.



Fig. 534 a.

Umschalter der Bergmann-Elektrizitätswerke.

Motoren mit Schleifringanker bis 4 PS unter Benutzung eines dauernd in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes verwendet. Der Umschalter wird auch für Einphasen-Kommutatormotoren benutzt.

Der Apparat besteht aus einem Walzenschalter. Der Antrieb erfolgt durch eine Seilscheibe von 200 mm Durchmesser, deren Achse durch eine Übersetzung mit der Achse des Schalters gekuppelt ist, so daß die Antriebsachse den nötigen Leergang zur Lüftung einer eventuell vorhandenen mechanischen Bremse besitzt.

Fig. 534 a bis c zeigt einen Umschalter der Bergmann-Elektrizitätswerke.

2. Kontroller.

Die im Kranbau verwendeten Steuerapparate sind in der Regel Kontroller (Schaltwalzen), die in ihrer Konstruktion den Straßenbahnkontrollern gleichen. Sie ermöglichen infolge ihrer großen Zahl von Schaltstellungen ein stoßfreies Anfahren und Stillsetzen, sowie eine weitgehende Regelung der Drehzahl der Motoren.

Die Bedienung der Kontroller erfolgt mittels Handrad, Kurbel, Hebel, oder bei Bedienung vom Flur aus durch Kettenzug. Ihre Bemessung muß um so reichlicher gewählt werden, je angestrenzter der Betrieb ist, d. h. je häufiger geschaltet wird.

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 und die Widerstände nicht länger als höchstens drei Minuten belastet bleiben, worauf wieder eine ausreichende Abkühlungszeit erforderlich ist.

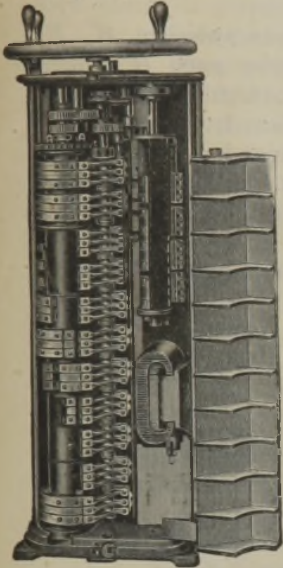
Fig. 535 a zeigt eine Steuerwalze; rechts ist der Blasmagnet zu sehen, der das Schaltfeuer an den Schaltkontakten zu löschen hat. Für Krane, die sehr schnell arbeiten müssen, oder für solche, die eine größere Anzahl gleichzeitig arbeitender Motoren besitzen, werden vielfach zwei Kontroller von einem 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.

Für sehr angestrengte Betriebe verläßt man das Prinzip der Schleifkontakte und schließt die einzelnen Widerstandsstufen durch Schalter kurz. Diese Schalter, die Steuerschalter (Fig. 535 c), 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. Die Kontroller der Motoren, die viel gleichzeitig laufen, sind möglichst nebeneinander anzuordnen und mittels Universalsteuerung zu verbinden (Fig. 535 d und e).

In nachstehender Fig. 536 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

Fig. 535 a.



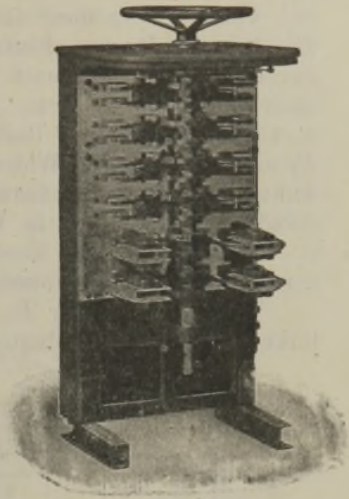
Gleichstromkontroller mit abgenommenem Blechschutzdeckel.

Fig. 535 b.



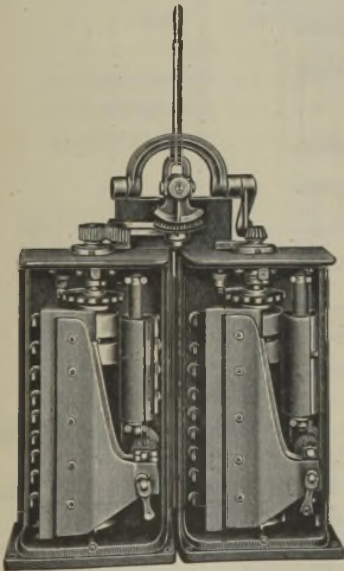
Drehstromkontroller mit abgenommenem Blechschutzdeckel.

Fig. 535 c.



Steuerschalter mit Handrad. Abdeckung abgenommen.

Fig. 535 d.



Zwei Kontroller, verbunden durch Universalsteuerung mit vertikalem Hebel.

Fig. 535 e.



Zwei Kontroller, verbunden durch Universalsteuerung mit horizontalem Hebel.

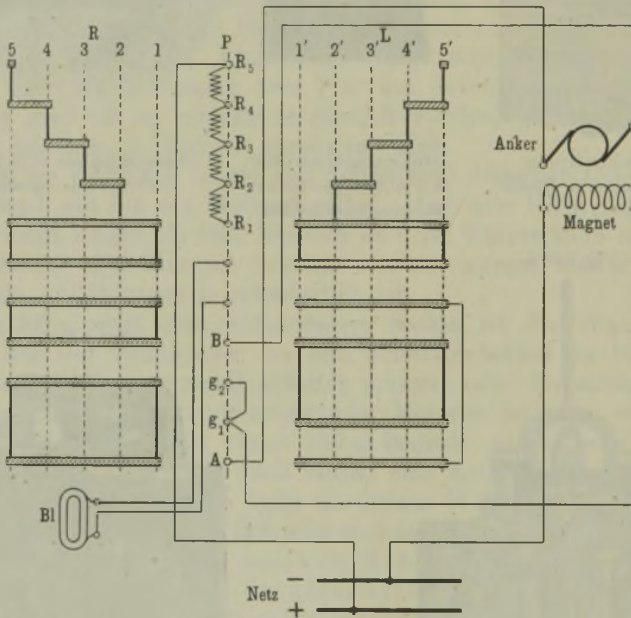
mit der Anschlußkontaktreihe P in Verbindung. Der Stromverlauf ist dann folgender:

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 rechts nach links, A, g_2, g_1 , Magnetdurchfluß von rechts nach links 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_2 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: links—rechts, B, g_1 Magnetfluß: rechts—links, $-$ Netz. Es hat sich

Fig. 536.



Abwälzung eines Kontrollers.

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.

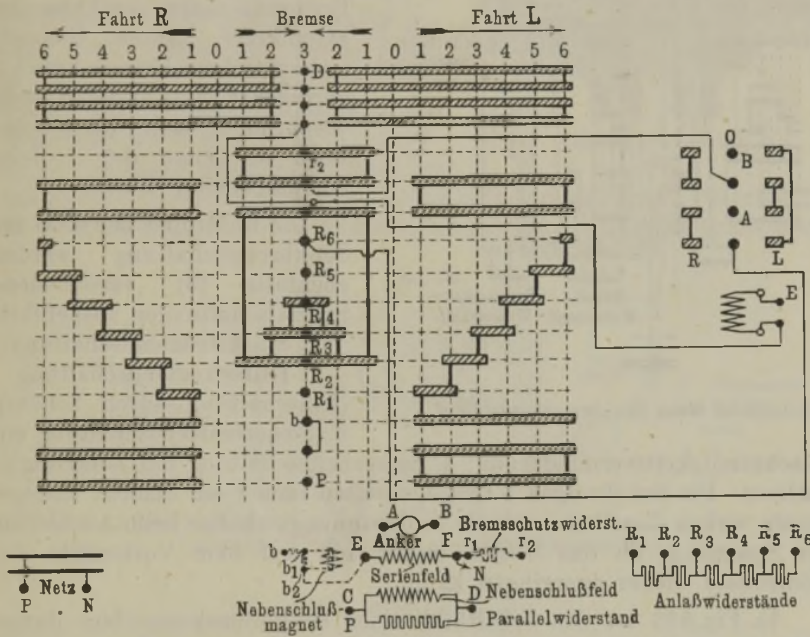
Die Schaltung RB (Kurzschlußbremsung) entspricht der Schaltung c der SSW. Als Schutz gegen zu scharfes Bremsen werden die letzten Stufen des Anlaßwiderstandes auf den Stellungen „Bremsen“ nicht kurzgeschlossen, eventuell wird ein besonderer Bremsschutzwiderstand

zu Hilfe genommen. Bei größeren Leistungen und Geschwindigkeiten wird ebenfalls gleichzeitig mechanische Bremsung verwendet.

Im allgemeinen sind die Controller für Hauptstrommotoren eingerichtet. Sie genügen natürlich auch für Verbundmotoren, wenn die Nebenschlußwicklung direkt am Netz liegt.

Sollen zwei annähernd gleich große Motoren von einem gemeinsamen Controller abwechselnd bedient werden, so wird er mit einem dreipoligen Umschalter ausgeführt. Controller können auch Sicherheitsendschaltung erhalten, bei welcher das Einfahren in die Endstrecke 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.

Fig. 537.

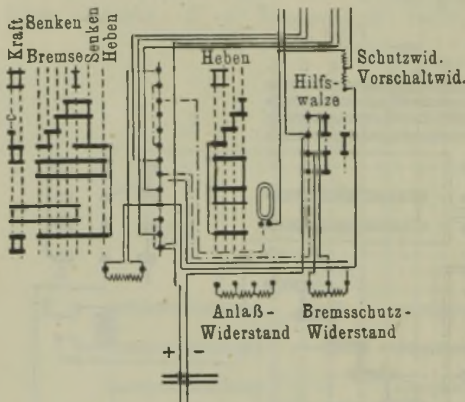


Abwicklung eines Bremscontrollers.

- Stromweg 6: P, b, R_6 , Motoranker, r_2, E , Hauptstrommagnetwicklung, 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. Bremsen: R_3, R_4, R_5, R_6 , Anker, r_2, E , Magnet, zurück R_3 .
 - Stromweg 3. Bremsen: R_4, R_5, R_6 , Anker, r_2, E , Magnet, zurück R_4 .

In vorstehender Abbildung (Fig. 537) ist die Abwicklung 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 zwangsläufig umgestellt wird, wenn der Hauptzylinder, von Fahrt kommend, alle Bremsstellungen passiert hat. Wie man ohne weiteres erkennt, bleibt die Nebenschlußwicklung in allen Stellungen, außer in der mittleren Bremsstellung, eingeschaltet. Es ist deshalb nur notwendig, die Stromwege für den unteren Teil der Abwicklung 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. 538.



Schaltbild eines Senkbremsschalters.

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.

Die Kontroller der AEG für Senkbremsschaltung werden ebenfalls für verschiedene Spezialschaltungen ausgeführt:

1. Starkstromendschaltung;
2. Hilfsstromendschaltung (Einschaltung durch Schütz);
3. Sicherheitsendschaltung mit

Geschwindigkeitsverminderung; 4. Sicherheitsschaltung mit Zentrifugal-auslöser. Die Schaltungen 3 und 4 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.

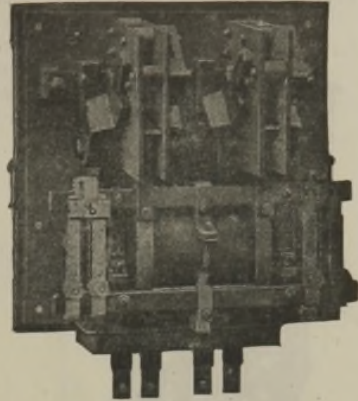
In Fig. 538 ist das Schaltbild eines Senkbremsschalters dargestellt; es zeigt außer den Hub- und Bremsstellungen noch zwei Kraftkontakte jenseits der Bremse, welche den Motor bei kleinen, nicht durchziehenden Lasten, oder bei leerem Haken in dem Senksinne antreiben lassen. Der Feldverstärkungswiderstand (links vom Anlaßwiderstand) 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.

Die AEG baut Steuerschalter, bei denen die Kohlenkontakte durch Kupfer ersetzt sind. Dieselben genügen den schwersten Anforderungen und halten etwa 45 000 Schaltungen pro Woche aus.

Zum Schluß sei noch auf die drei Gesamtschaltungsschemata (Fig. 564 bis 566) auf S. 292 bis 294 hingewiesen, aus denen der Leser zugleich die Zahl der notwendigen Schleifleitungen erkennt.

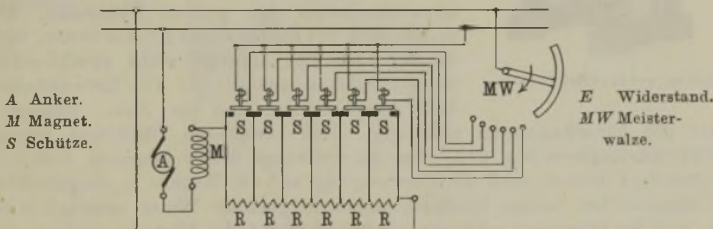
Schützensteuerung. Da, wo die Motorleistung ganz beträchtlich ist, wo also die Schaltapparate durch ihre Größe nur schwer zu betätigen wären, ist die sogenannte **Schützensteuerung** am Platze. Die Schütze (Fig. 539 und 540) vertreten die Stelle der Einzelschalter im Steuerschalter, nur werden sie von einem Hilfsstrom geöffnet und geschlossen. Für den Hilfsstrom genügt dann wieder eine kleine leicht zu betätigende Steuerwalze (Meisterwalze). Eine prinzipielle Änderung der Schaltung wird durch die Schützensteuerung nicht dargestellt, doch ist mit Rücksicht auf die durch die vielen Leitungen gegebenen Fehlerquellen die Anwendung der Schützensteuerung nach Möglichkeit zu beschränken.

Fig. 539.



Schützensteuerung.

Fig. 540.



Prinzipielle Schaltung einer Schützensteuerung.

10. Bremsmagnete

dienen zum Lüften der mechanischen Bremsen mit Gewichtshebel während der Hubperiode. Beim Anlassen des Motors erhält der Bremsmagnet Strom und lüftet die Bremse durch Anheben des Gewichtes. Beim Abstellen des Motors läßt der Magnet das Gewicht los und die Bremse wird angezogen.

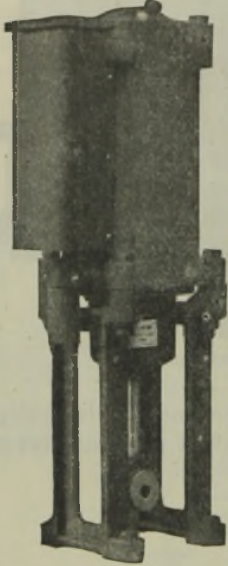
Die an die Bremsmagnete zu stellenden Anforderungen sind folgende: Sie dürfen nicht zu reichlich gewählt werden, da sie sonst das Bremsgewicht zu schnell anziehen, wodurch ein „Schlagen“ hervorgerufen wird, andererseits lassen sie das Gewicht beim Einfallen der Bremse nicht rasch genug los. Durch dieses „Kleben“ wird natürlich ein sicheres Halten erschwert.

Die Gleichstrom-Hauptstrombremsmagnete 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 Hauptstrommagnete 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 Nebenschlußbremsmagnete werden durch besondere auf der Steuerwalze angebrachte Kontaktringe geschaltet und sind vom Motorstrom unabhängig. Es sind deshalb besondere Zuleitungen erforderlich.

Fig. 541.

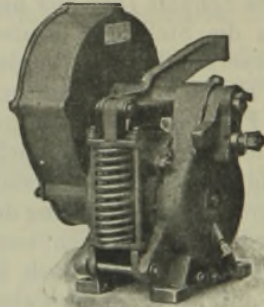


Bremsmagnet für Gleichstrom.

In Fig. 541 ist ein Bremsmagnet für Gleichstrom dargestellt. Die Drehstrombremsmagnete werden stets parallel zu den Motoren, meistens unmittelbar an die Klemmen des Stators gelegt. Die nach der Art der Gleichstrombremsmagnete ausgebildeten Drehstrom-

Dauer der Einschaltungen abhängig. Den erwähnten Übelstand vermeiden die Motorbremsmagnete Fig. 542. Da der Drehsinn dieser Magnete 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.

Fig. 542.



Motorbremsmagnet.

11. Sicherheitsvorrichtungen — Endausschalter

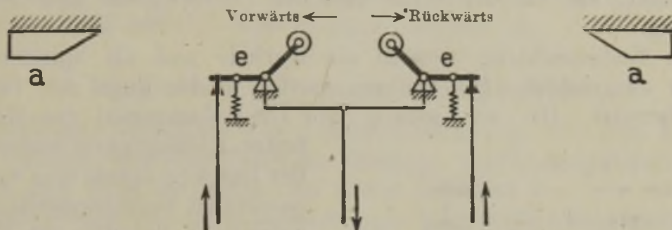
haben den Zweck, das Überfahren der Endstellungen sowie zu große Geschwindigkeiten oder zu großes Anwachsen der Stromstärke zu vermeiden. Unbedingt sicheres Arbeiten dieser Apparate ist die erste an sie zu stellende Forderung.

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

nachstehender Fig. 543 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. Die Entfernung der beiden Schalter *e*, der Nachlaufweg, muß um so größer sein, je größer die Geschwindigkeit und je kleiner die Bremswirkung ist.

Die Fig. 544 zeigt die Umgehungsschaltung; sie findet Verwendung, wenn nach dem Anschalten durch den Endausschalter in derselben Richtung noch weiter gefahren werden soll, oder das freie

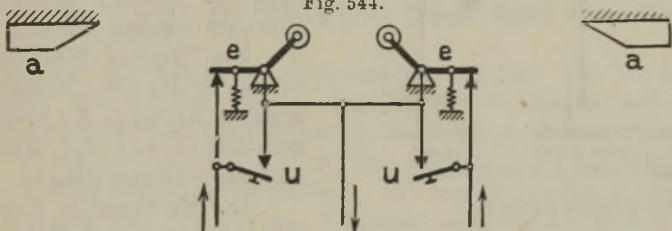
Fig. 543.



Vom Steuerapparat. Zum Motor. Vom Steuerapparat.
a Anschlag, *e* Endausschalter.

Einfache Endausschaltung für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt.

Fig. 544.



Vom Steuerapparat. Vom Motor. Vom Steuerapparat.
a Anschlag, *e* Endausschalter, *u* Umgehungsschalter.

Umgehungsschaltung.

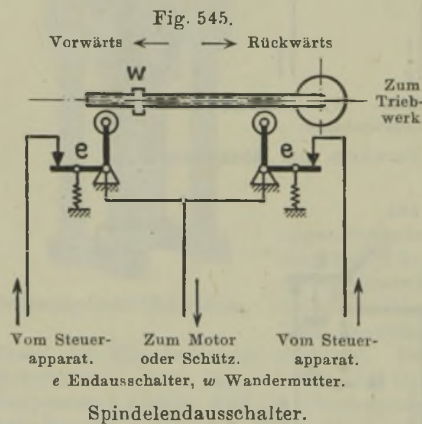
Profil ganz ausgenutzt werden soll. Sie ist gerade auch für das Hubwerk deshalb wichtig, weil für die Endausschaltung der Nachlaufweg für den leeren Haken besonders groß gewählt werden muß. Der Umgehungsschalter wird meistens neben dem Steuerapparat angebracht und durch Fußtritt geschlossen. Nach Zurückziehen 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 Arbeitspiel sind die letzteren unbedingt vorzuziehen, da sie selbst wenig verschleifen 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, wo Lastweg und Umdrehungszahl des Motors in



fester Abhängigkeit stehen, wird der Lastweg durch eine von einer passenden Vorgelegewelle aus angetriebene Spindel mit Wandermutter reduziert (Fig. 545), so daß die Anschläge für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt dicht nebeneinander in einem Gehäuse untergebracht werden können.

Die Kurbel-Endausschalter werden für Haupt- und Hilfsstromendausschaltung, die Spindelendausschalter nur für Hilfsstromendausschaltung gebaut.

Die gleichzeitige Anwendung von Spindel- und Hebelendausschalter, die nacheinander zur Wirkung kommen, gewähren zwar doppelte

Sicherheit, jedoch geht etwa $\frac{3}{4}$ m des Hubweges verloren.

Manche Firmen verzichten auf Endausschalter und lassen die Flasche gegen Bretter fahren, um durch deren Bruch den Führer zu warnen.

Zweckmäßig wird man den Führer mit Geldstrafen bei Zuhochheben belegen. Der Ausschalter muß dann in einem plombierten Kasten untergebracht werden, und die Ausschaltungen müssen sich selbsttätig verzeichnen. Der Führer muß genügend belehrt werden.

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 bauen einen Fliehkraftschalter, 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 Magnete 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.

12. Installation, Apparateanordnung, Zuleitungen.

Laufkrane erfordern eine Längsschleifleitung, die dem Kran den Strom zuführt und eine Querschleifleitung, welche den Motoren, Kontrollern und Bremsmagneten den Strom liefert.

Bei Gleichstrom und Einphasenstrom besteht die Längsschleifleitung aus zwei Drähten, bei Drehstrom aus drei Drähten. Die Anzahl der Zuführungsdrähte der Querschleifleitung ist von der Anzahl der Motoren usw. abhängig.

Zur Vermeidung von Unglücksfällen sind blanke Schleifleitungen, soweit sie im Bereiche des Kranführers liegen, durch Eisengitter gegen Berührung zu schützen.

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.

Für den Querschnitt der 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

für Gleichstrom $q = 0,035 \frac{l}{e_v} \cdot J$, für Drehstrom $q = 0,0175 \frac{l}{e_v} \cdot \frac{J \cdot \sqrt{3}}{\cos \varphi}$,

worin $J = \frac{\text{KW} \cdot 1000}{E \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}$.

In den Formeln bedeuten:

$$e_v = \text{Spannungsverlust in Volt,}$$

$$l = \text{einfache Leitungslänge in m,}$$

$$q = \text{Querschnitt der Leitung in qmm,}$$

$$J = \text{Strom in Amperes.}$$

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:

Tabelle 58.

Belastungstabelle für isolierte Kupferleitungen und nicht im Erdboden verlegte Kabel.
(§ 20 der Errichtungsvorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.)

Querschnitt	Nennstromstärke für Abschmelzsicherung	Höchst zulässige Stromstärke	Querschnitt	Nennstromstärke für Abschmelzsicherung	Höchst zulässige Stromstärke
qmm	Amp.	Amp.	qmm	Amp.	Amp.
0,75	6	9	25	80	100
1	6	11	35	100	125
1,5	10	14	50	125	160
2,5	15	20	70	160	200
4	20	25	95	190	240
6	25	31	120	225	280
10	35	43	150	260	325
16	60	75	185	300	380

Die höchst zulässige Stromstärke entspricht einer Temperaturerhöhung von 20 Proz. über die Umgebung. Bei Einbau der Schmelzsicherungen gilt der Nennstrom.

Blanke Kupferleitungen bis zu 50 qmm unterliegen denselben Vorschriften. Bei größerem Querschnitt werden keine anderen Vorschriften gegeben, als daß die blanke Leitung so zu bemessen ist, daß sie durch den stärksten normal vorkommenden Betriebsstrom keine für den Dauerbetrieb oder die Umgebung gefährliche Temperatur annehmen kann.

Vergleiche ferner: „Stromzuleitung“, S. 370.

Stromzuführungsmaterial.

Leitungsstützen. Kontaktleitungen nicht unter 6 mm Durchmesser.

Abstand der Stützen 5 bis 10 m. Abstand der blanken Drähte 120 bis 200 mm.

Fig. 546.



Fig. 547.

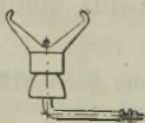


Fig. 548.

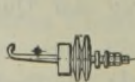


Fig. 549.

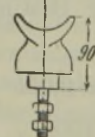
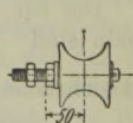


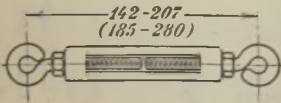
Fig. 550.



Leitungsstützen der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Spannchlösser.

Fig. 551.



Haken zur Befestigung der Schleifdrähte.

Fig. 552.

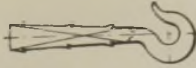
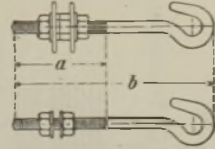


Fig. 553.



Stromabnehmer.

Fig. 554.

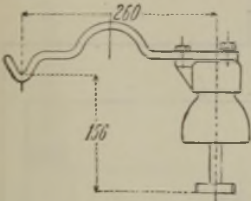


Fig. 555.

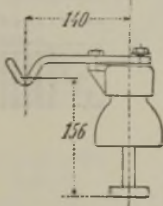
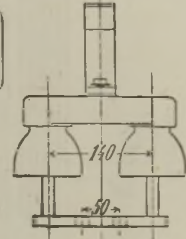


Fig. 556.



Fig. 557.



Schleifkontakte der Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 558.

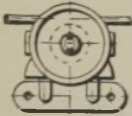


Fig. 560.

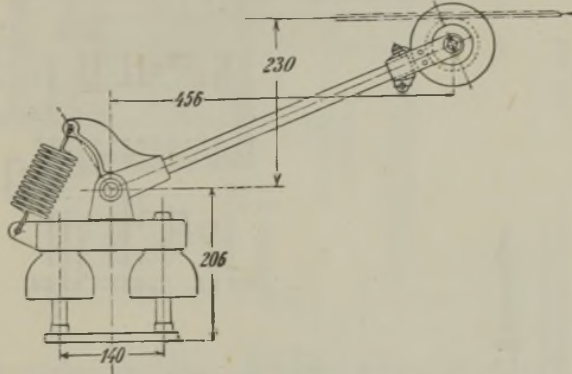
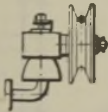


Fig. 559.



Rollenkontakte der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft und Siemens-Schuckertwerke.

Fig. 561.

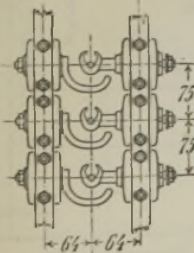


Fig. 562.

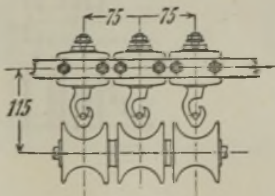
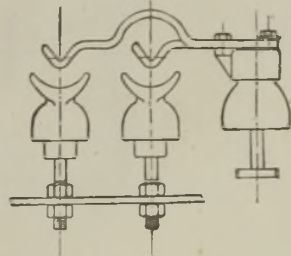


Fig. 563.



Anordnungen von Stromabnehmern und Drahtstützen der Siemens-Schuckertwerke.

13. Schaltungen von Kranen.

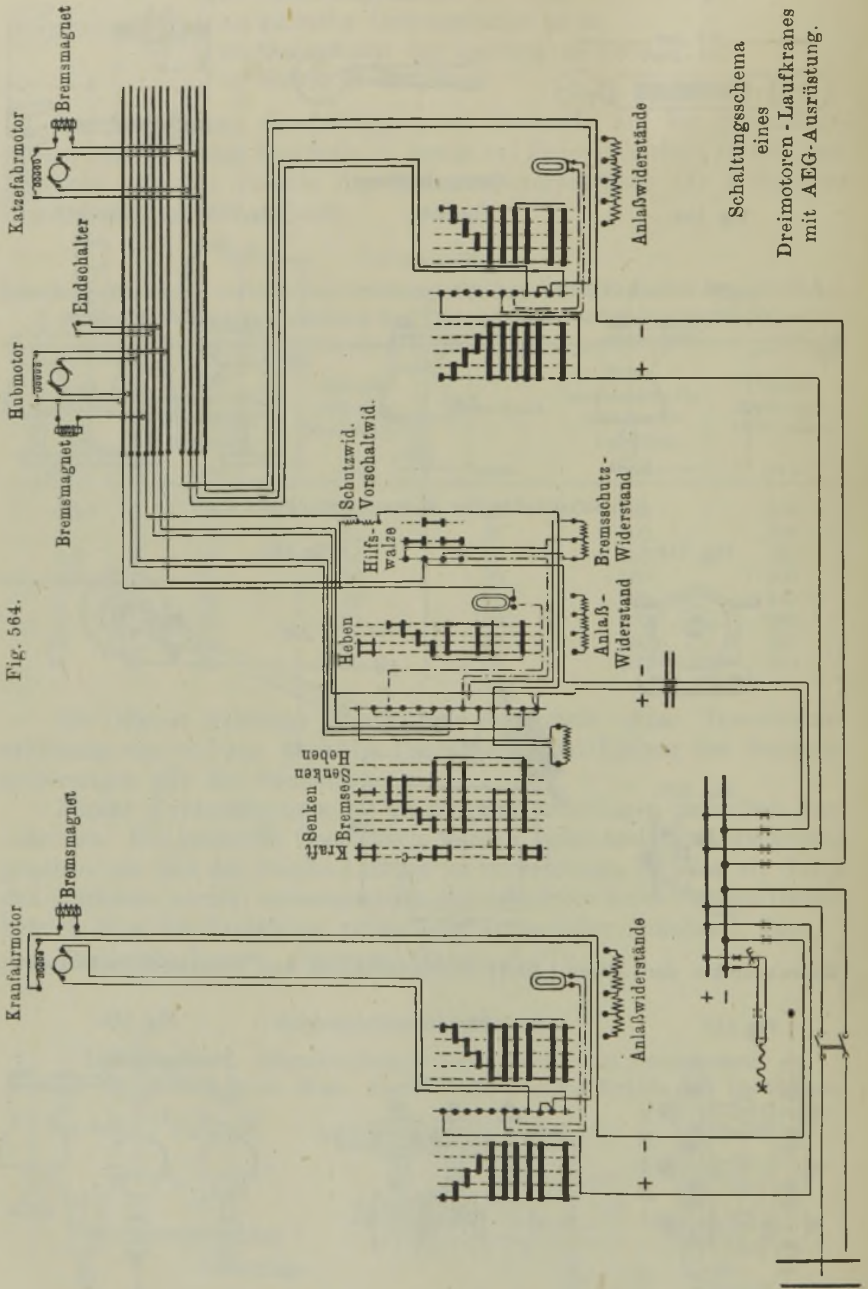


Fig. 564.

Schaltungsschema
 eines
 Dreimotoren - Laufkranes
 mit AEG-Ausrüstung.

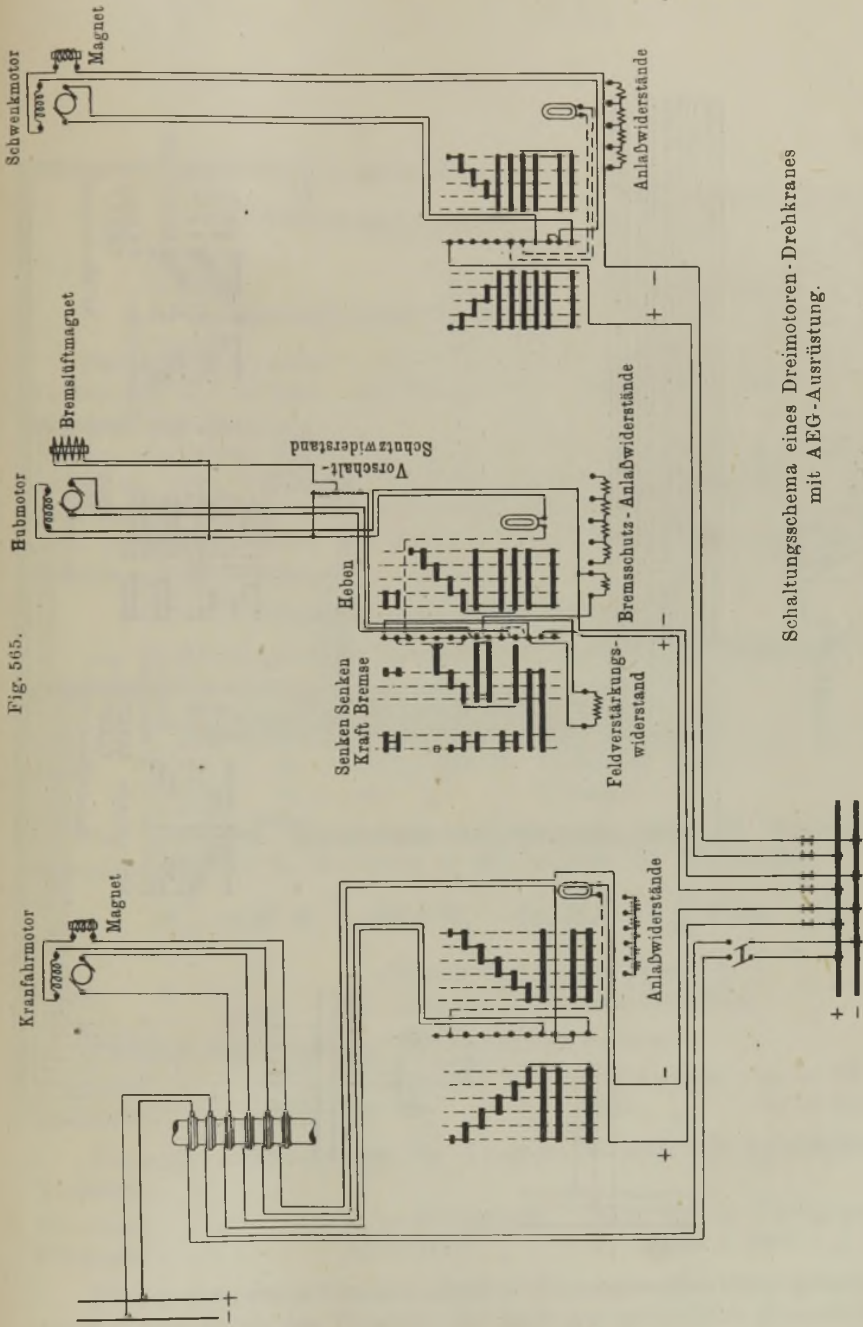


Fig. 565.

Schaltungsschema eines Dreimotoren-Drehkranes mit AEG-Ausrüstung.

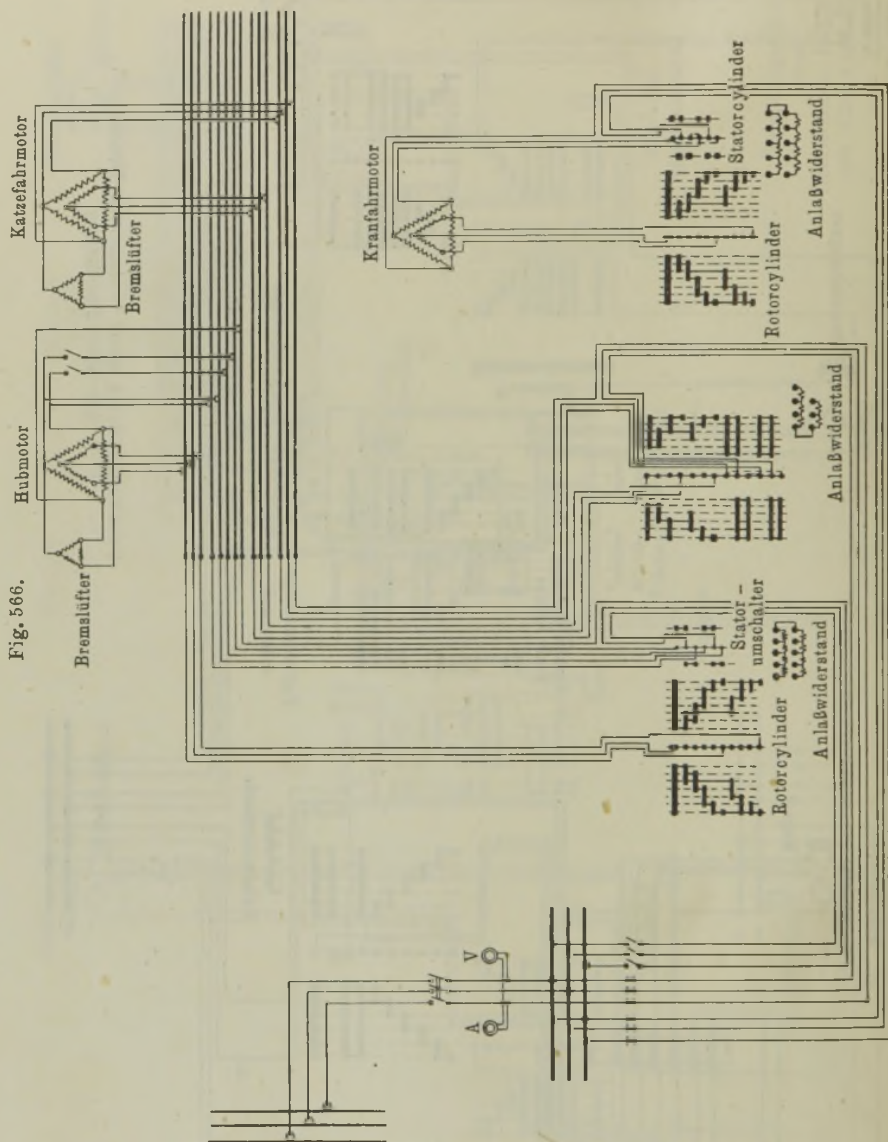


Fig. 566.

(Schaltungsschema eines Dreimotoren-Laufkranes mit AEG-Ausrüstung.

Vierter Abschnitt.

Winden.

a) Berechnung der Windenwellen.

Die Kurbel-Vorgelege- und Trommelwellen der Winden sind auf Verdrehung und Biegung beansprucht, wenn Zahnräder und Trommel aufgekeilt werden.

Bei vorläufigen Entwürfen, sowie bei Winden für kleinere Lasten genügt es, wenn man den Wellendurchmesser nur mit Rücksicht auf Verdrehung berechnet und der Biegungsbeanspruchung durch Einsetzung eines geringeren Wertes der zulässigen Verdrehungsbeanspruchung k_d Rechnung trägt.

Vorgelege- und Trommelwellen.

Der Wellendurchmesser bestimmt sich dann aus der Verdrehungs-
gleichung

$$M_d = \frac{1}{5} d^3 k_d,$$

worin $k_d = 200$ kg/qcm für Flußeisen,
 $k_d = 300$ " " Flußstahl.

Bei genaueren Rechnungen ist hingegen stets die Biegungs-
beanspruchung mit in Rechnung zu ziehen nach der Gleichung:

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_o M_d)^2} = \frac{1}{10} d^3 k_b,$$

worin $\alpha_o = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{\text{zulässige Biegungsanstrengung}}{1,3 \cdot \text{zulässige Drehungsanstrengung}}$

Zulässige Anstrengungen für Vorgelegewellen:

Flußeisen	$k_b = 400$ kg/qcm,	$k_d = 600$ kg/qcm,	$\alpha_o = 0,5$
Flußstahl	$k_b = 500$ " "	$k_d = 900$ " "	$\alpha_o = 0,42$

Zulässige Anstrengungen für Trommelwellen mit aufgekeilter
Trommel:

Flußeisen	$k_b = 600$ kg/qcm,	$k_d = 600 \div 720$ kg/qcm
Flußstahl	$k_b = 800$ " "	$k_d = 900 \div 1050$ " "

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.

Bei festgelegter Achse mit lose laufender Trommel erfolgt die Berechnung nur auf Biegung. k_b höher als oben, weil hier Belastungsfall II.

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. Vgl. S. 175. Es ist

$$P = k \cdot l \cdot d,$$

worin P den Zapfendruck, l die Zapfenlänge, d den Zapfendurchmesser, k die zulässige Flächenpressung pro qcm bedeutet.

Für Fluß- oder Schweißeisen in Rotgußlagern $k = 40$ bis 100 kg/qcm.

Für Fluß- oder Schweißeisen in Gußeisenlagern $k = 25$ bis 60 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 kg/cm rechnet.

Es empfiehlt sich daher, mehr als bisher im Maschinenbau üblich, die Kräfte in t, ebenso die Spannungen k_b , k_d usw. einzusetzen, also mit t/qcm zu rechnen.

Kurbelwellen.

	Kurbelwelle	
	festgelagert	verschiebbar
Bei Kurbeln für 1 Mann	$d = 30$ mm	$d = 40$ mm
" " " 2 "	$d = 40$ mm	$d = 45$ mm

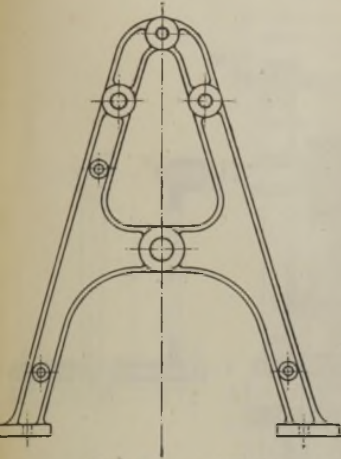
b) Windenschilde für Handwinden.

Die Herstellung der Winden- und Laufkatzengegestelle kann entweder aus Gußeisen, Stahlguß oder durch Bleche erfolgen. Bei Maschinenantrieb ist Schmiedeeisen zu wählen. Für Handbetrieb genügt Gußeisen. Von vielen Firmen werden auch hier Blechschilde bevorzugt.

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.

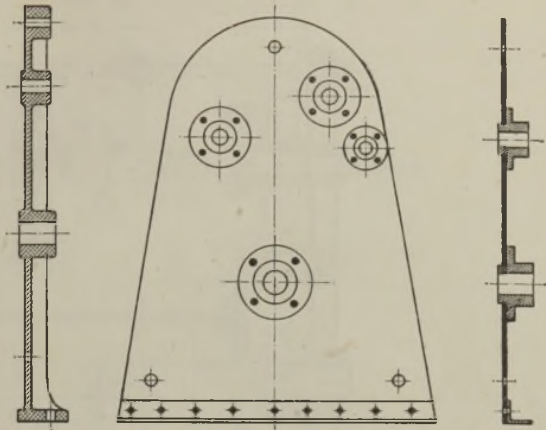
Die Hauptdimensionen der Windenständer ergeben sich aus der Anordnung der Vorgelegewellen, sind aber im übrigen nach dem Gefühl zu entwerfen. Als ersten Anhaltspunkt hat man bei Handbetrieb die Höhe der Kurbelwelle mit 900 bis 1100 mm über Fußboden. Die Ständer werden gewöhnlich symmetrisch zu den Mittellinien 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. 567 u. 568.



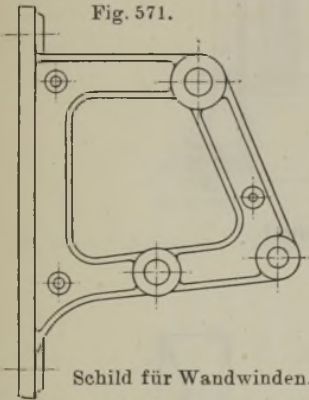
Gußeisernes Windenschild.

Fig. 569 u. 570.



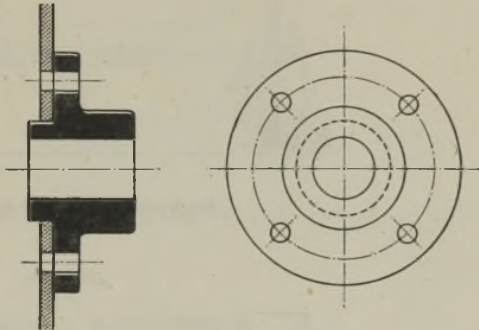
Schmiedeeisernes Windenschild.

Fig. 571.



Schild für Wandwinden.

Fig. 572.

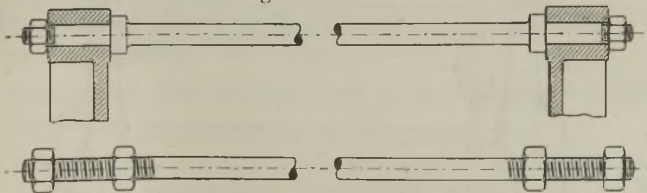


Lager zu Fig. 569.

Die gebräuchlichen Formen der Ständer gehen aus den obenstehenden Zeichnungen hervor. Das Querschnittsprofil ist meist U-förmig, mitunter auch I- oder T-förmig.

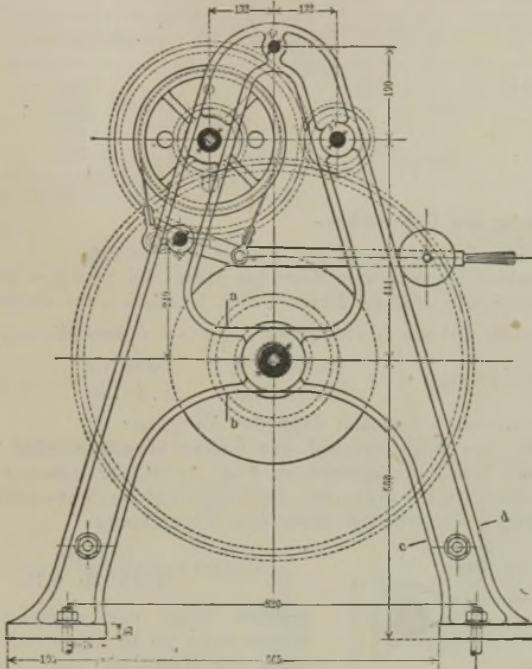
Querverbindungen. Einfache Winden erhalten Stangen von $20 \div 26$ mm Durchmesser, Doppelwinden, Stangen von $25 \div 35$ mm Durchmesser. Statt der Stangen mit Bund oder Mutter werden auch glatte Schrauben mit Gasrohrzwischenstücken verwendet.

Fig. 573 a und b.



Verbindungsstangen.

Fig. 575.



Mit zwei Vorgelegen, Übersetzung 1:18, Kurbeldruck für einen Arbeiter = 15 kg.

c) Ausgeführte Räderwinden.

Berechnung einer Bockwinde für 1000 kg Tragkraft mit Hanfseil.

Zwei Arbeiter mit je 15 kg. (Fig. 574 bis 576.)

Die Winde ist für zwei Lastgeschwindigkeiten eingerichtet, 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. Triebbling III kämmt mit dem Trommelzahnrad IV: einfaches Vorgelege; Bremswelle läuft leer mit (Fig. 576).
2. Triebbling III kämmt mit dem Rade II: doppeltes Vorgelege; Bremswelle ist Vorgelegewelle.
3. Triebbling III steht zwischen I und II und ist also ganz außer Eingriff: Lastsenken.

Die Wirkungsweise der Sperradbremse ist auf S. 109 beschrieben. Die Last wird bei vollständig ausgerücktem Triebbling III durch Lüften des Bremshebels gesenkt.

Zahnräder.

Bezeichnung	Zähnezahl	Teilung	Teilkreis- durchmesser	Zahnbreite
Zahnrad I	12	11 π	132	70
" II	36		396	70
" III	12		132	70
" IV	72		792	70
Sperrad	12	12 π	Durchm. = 144	40

1. Berechnung des Triebwerkes.

Hanfseildurchmesser nach der Tabelle 1 = 36 mm,
 Trommeldurchmesser von Mitte bis Mitte Seil = 8 d ~ 300 mm,
 2 Arbeiter mit je 15 kg Kurbeldruck, Kurbelarm = 400 mm.

Ohne Rücksicht auf die Kraftverluste folgt mit diesen Werten

$$\text{Übersetzung } i_0 = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{1000 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40} = 12,5.$$

Die Winde erfordert demnach doppeltes Vorgelege.

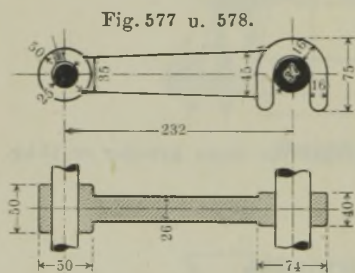
Schätzen wir den Wirkungsgrad der beiden Vorgelegewellen zu je 0,92 und den Wirkungsgrad der Trommelwelle zu 0,94, so ist der gesamte Wirkungsgrad $\eta = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,94 = 0,79$, wofür mit Rücksicht auf Ausführungsfehler $\eta = 0,75$ gesetzt werden soll. Wir erhalten daher eine Übersetzung

$$i = \frac{1000 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40 \cdot 0,75} = 16,6,$$

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 6:1 und in 3:1.

Die große Übersetzung wird zwischen Trommel und Bremswelle, die kleine zwischen Bremswelle und Kurbelwelle angeordnet, Grund, s. S. 221.



Feststellklinke für die Kurbelwelle.

Zahnräderdimensionen:

1. Trommelrad IV (R_{IV}) — Ritzel I (r_I): $\frac{r_I}{R_{IV}} = \frac{1}{6} = \frac{z_I}{Z_{IV}} = \frac{12}{72}$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{\psi \cdot z \cdot c \cdot \eta_{\text{Trommel}}} \frac{M}{2 \cdot 72 \cdot 18}} = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{2 \cdot 72 \cdot 18} \frac{1000 \cdot 15}{0,94}} = 3,31 \text{ cm} \sim 11', \text{cm}$$

wenn $\psi = 2$ und $c = 18$.

$$\text{Teilkreisdurchmesser } D_1 = \frac{z t}{\pi} = \frac{12 \cdot 11 \pi}{\pi} = 132 \text{ mm.}$$

$$D_{IV} = \frac{72 \cdot 11 \pi}{\pi} \dots \dots \dots = 792 \text{ mm,}$$

$$\text{Zahnbreite } b = 2 t \sim 2 \cdot 35 \dots \dots \dots = 70 \text{ mm.}$$

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 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.

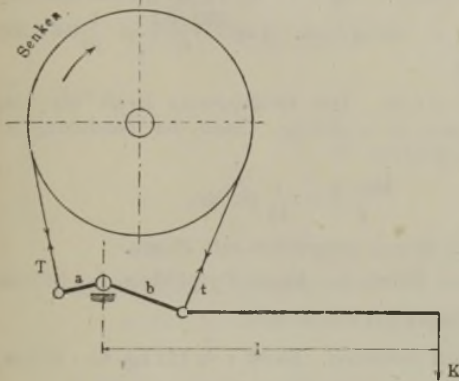
Das der Rechnung zugrunde zu legende Moment der Zwischenvorgelegewelle beträgt unter Berücksichtigung des Reibungswiderstandes

$$M = \frac{1000 \cdot 15}{\eta_{\text{Trommel}}} \cdot \frac{r_I}{R_{IV} \eta_{\text{Vorgelege}}} = \frac{1000 \cdot 15}{0,94} \cdot \frac{1}{6 \cdot 0,92} = 2890 \text{ kgcm.}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 2890}{2 \cdot 36 \cdot 18}} \sim 2,4 \text{ cm} \sim 8 \pi,$$

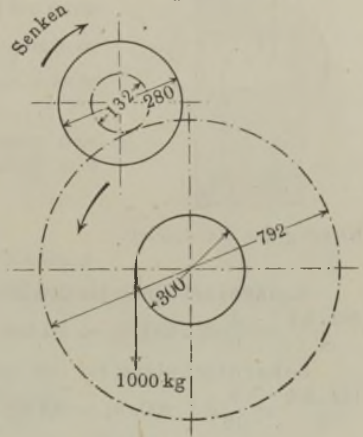
demnach Teilkreisdurchmesser $D = 96:288$.

Fig. 579.



Bremsse.

Fig. 580.



Anordnung der Bremsse.

2. Berechnung der Bremsse. (Vgl. Fig. 579 u. 580) Hier ist zu beachten, daß die Reibungswiderstände der Trommel und Vorgelegewelle dem Rückdruck der Last entgegenwirken, das ideelle Moment $M_0 = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_I}{R_{IV}}$ daher durch die Wirkungsgrade $\eta_{\text{Trommel}} \times \eta_{\text{Vorgelege}}$ nicht zu dividieren, sondern mit denselben zu multiplizieren ist, so daß jetzt wird $M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{r_I}{R_{IV}} \cdot \eta_{\text{Trommel}} \eta_{\text{Vorgelegewelle}}$.

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 $M = 1000 \cdot 15 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 2250$ kgcm.

Bremsscheibendurchmesser gewählt zu 280 mm, Umfangskraft $= \frac{2250}{14} = 160$ kg, Hebelarme gewählt: $a = 50$ mm, $b = 2,5 \cdot a = 125$ mm, $l = 500$ mm,

Bandspannung im auflaufenden Bandende $T = \frac{P \cdot e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1} = \frac{160 \cdot 2,21}{2,21 - 1} \sim 292$ kg,

Bandspannung im ablaufenden Bandende $t = \frac{P}{e^{\mu a} - 1} = 132$ kg,

Bremsgewicht $K = \frac{132 \cdot 125 - 292 \cdot 50}{500} = 3,8$ kg, ausgeführt mit 5 kg.

Nach S. 98 erhält man den Ausschlag des Bremsgewichtes bei einer Abhebung des Bandes um 2 mm nach der Gleichung $s = \frac{\sigma \cdot l}{b - a}$. Mit den angenommenen Hebelarmen wird also $s = \frac{2 \cdot 500}{125 - 50} = 13,3$ mm.

Bremsband. $T = b \cdot \delta \cdot k_z$. Gewählt: $\delta = 2$ mm, $k_z = 300$ kg/qcm für

Schmiedeeisen, $b = \frac{292}{300 \cdot 0,2} \sim 5$ cm. Mit Rücksicht auf Abnutzung 60×2 .

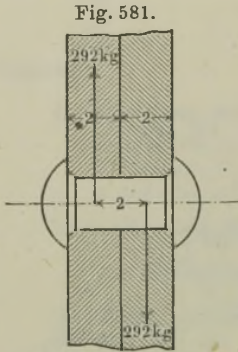
Kontrolle nach S. 102 ergibt mit $\mu = 0,4$: $T = 871$ kg und $k_z = 725$ kg/qcm.

Anzahl i der erforderlichen Nieten. Berechnung auf Biegung (s. Fig. 581). Gewählt: Nietdurchmesser = 6 mm, $k_b = 500$ kg/qcm. Aus $\frac{292 \cdot 0,1}{i} = \frac{1}{10} 0,6^3 \cdot 500$ wird $i \sim 3$.

Drehbolzen. Die resultierende Kraft ermittelt sich graphisch zu ~ 450 kg. Nach der Zeichnung ist $l = 60$ mm, folglich

$$\frac{450 \cdot 6}{2} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600,$$

woraus $d = 28$ mm, ausgeführt mit 26 mm.



Nietung der Bandenden.

Scharnierbolzen für den kleinen Hebelarm. Es ist $T = 292$ kg, $l = 24$ mm, $\frac{292 \cdot 2,4}{8} = \frac{1}{10} d_1^3 \cdot 600$, $d_1 \sim 1,1$ cm, ausgeführt mit 20 mm.

Scharnierbolzen für den großen Hebelarm. Es ist $t = 132$ kg, $l = 24$ mm, $\frac{132 \cdot 2,4}{8} = \frac{1}{10} d_2^3 \cdot 600$, $d_2 \sim 0,9$ cm, ausgeführt mit 15 mm.

3. Sperrrad. Moment der Welle = 2250 kgcm; gewählt wird

$$z = 12, \quad \frac{t}{b} = 1, \quad k_b = 200 \text{ kg/qcm},$$

$$t = 3,75 \sqrt{\frac{M}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}} = 3,75 \sqrt{\frac{2250}{12 \cdot 200}} \cdot 1 \sim 3,68 \text{ cm} \sim 12 \pi,$$

Durchmesser $D = \frac{12 \cdot 12 \pi}{\pi} = 144$ 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 $l = 40$ mm,

$$k_b = 600 \text{ kg/qcm}, \quad \frac{312 \cdot 4}{1} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600, \quad d \sim 22 \text{ mm}.$$

4. Berechnung der mittleren Vorgelegewelle. Auf die Welle wirkt in schräger Richtung der Zahndruck des Trommelrades $Z_1 = \frac{1000 \cdot 15}{39,6 \cdot 0,94} = 403$ 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 $Z_2 = 403 \frac{132}{396} \cdot \frac{1}{0,92} = 146$ kg.

Vertikale Belastungsebene (Fig. 582).

$$\text{Auflagerdruck } W_{1v} = \frac{146 \cdot 247 - 125 \cdot 97}{840} = 28,5 \text{ kg,}$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2v} = \frac{125 \cdot 743 - 146 \cdot 593}{840} = 7,5 \text{ kg.}$$

Biegemomente im Querschnitt C . . . $M_{bv} = 28,5 \cdot 59,3 = 1690 \text{ kgcm,}$

Biegemomente im Querschnitt B . . . $M_{bv} = 7,5 \cdot 9,7 = 73 \text{ „}$

Fig. 582.

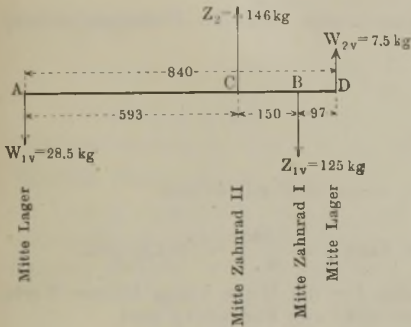


Fig. 583.

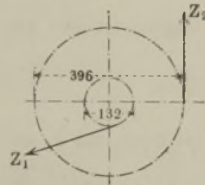
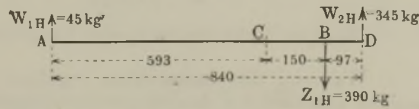


Fig. 584.



Vertikale Belastungsebene.

Horizontale Belastungsebene.

Berechnungsskizze für die mittlere Vorgelegewelle.

Horizontale Belastungsebene. (Fig. 584.)

$$\text{Auflagerdruck } W_{1H} = \frac{390 \cdot 97}{840} = 45 \text{ kg,}$$

$$\text{Auflagerdruck } W_{2H} = \frac{390 \cdot 743}{840} = 345 \text{ kg.}$$

Biegemomente im Querschnitt C . . . $M_{bH} = 45 \cdot 59,3 = 2668 \text{ kgcm,}$

Biegemomente im Querschnitt B . . . $M_{bH} = 345 \cdot 9,7 = 3346 \text{ „}$

Resultierende Biegemomente

für Querschnitt C . . . $M_b = \sqrt{1690^2 + 2668^2} = 3160 \text{ kgcm,}$

für Querschnitt B . . . $M_b = \sqrt{73^2 + 3346^2} = 3350 \text{ „}$

Das Drehmoment, welches gleichmäßig zwischen B und C auftritt, ist auf S. 301 zu $M_d = 2890 \text{ kgcm}$ berechnet worden.

Der gefährliche Querschnitt liegt also in B, weil das Drehmoment in B und C gleich groß hinzutritt.

Die Vereinigung des Biegemomentes und des Drehmomentes im Querschnitt B ergibt nach Gleichung

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (a_o \cdot M_d)^2}$$

mit $M_b = 3350 \text{ kgcm, } M_d = 2890 \text{ kgcm}$

und $a_o = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{400}{1,3 \cdot 600} = 0,5$ 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

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3545}{400}} \sim 4,5 \text{ cm.}$$

Berechnung der Zapfen. Die resultierenden Lagerdrücke sind

in A $W_1 = \sqrt{28,5^2 + 45^2} \sim 53 \text{ kg,}$

in D $W_2 = \sqrt{7,5^2 + 345^2} \sim 346 \text{ kg.}$

Der rechte Zapfen ist also am stärksten beansprucht. Aus der Biegungsgleichung

$$W_2 \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{10} d^3 k_b$$

wird mit $l = 6 \text{ cm}$ und $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 346 \cdot 6}{2 \cdot 400}} \sim 3 \text{ cm, ausgeführt mit } 40 \text{ mm.}$$

Die spezifische Pressung im Lager ist dann $k = \frac{346}{4 \cdot 6} \sim 15 \text{ kg/qcm.}$

Während des Lastsenkens ergeben sich für die Welle etwas höhere Werte, welche indessen für den Wellendurchmesser nicht von Bedeutung sind.

Fig. 585.

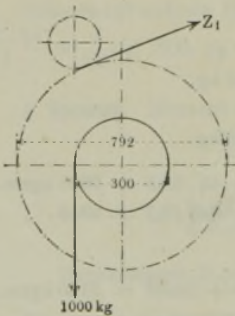


Fig. 586.

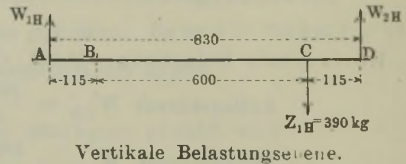
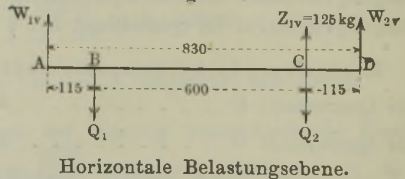


Fig. 587.



Berechnungsskizze für die Trommelwelle.

5. Berechnung der Trommelwelle. Die Welle wird durch den wandernden Seilzug nur auf Biegung beansprucht, weil die Verdrehung von der Trommel direkt auf das Zahnrad übertragen wird. Um das größte Biegemoment 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 $Q_1 = 1000 \text{ kg}, Q_2 = 0.$

$$\text{Vertikaler Auflagerdruck } W_{1v} = \frac{1000 \cdot 715 - 125 \cdot 115}{830} = 844 \text{ kg.}$$

$$\text{Vertikaler Auflagerdruck } W_{2v} = 31 \text{ kg.}$$

Vertikale Biegunsmomente für Querschnitt B . . $M_{bv} = 844 \cdot 11,5 = 9706 \text{ kgcm.}$

Vertikale Biegunsmomente für Querschnitt C . . $M_{bv} = 31 \cdot 11,5 = 357 \text{ kgcm.}$

b) Seil in rechter Endstellung.

Es ist $Q_2 = 1000 \text{ kg}, Q_1 = 0.$

$$\text{Vertikaler Auflagerdruck } W_{1v} = \frac{1000 \cdot 115 - 125 \cdot 115}{830} = 121 \text{ kg.}$$

$$\text{Vertikaler Auflagerdruck } W_{2v} = 754 \text{ kg.}$$

Vertikale Biegunsmomente für Querschnitt B . . $M_{bv} = 121 \cdot 11,5 = 1392 \text{ kgcm.}$

Vertikale Biegunsmomente für Querschnitt C . . $M_{bv} = 754 \cdot 11,5 = 8671 \text{ kgcm.}$

Für Querschnitt B wird demnach das Biegunsmoment bei linker Seilstellung der vertikalen Kräfte am größten, $\max M_{bv} = 9706 \text{ kgcm.}$ Hierzu tritt noch das Biegunsmoment der Horizontalkräfte.

$$\text{Horizontaler Auflagerdruck } W_{1H} = \frac{390 \cdot 115}{830} = 54 \text{ kg.}$$

$$\text{Horizontaler Auflagerdruck } W_{2H} = 336 \text{ kg.}$$

Horizontale Biegunsmomente für Querschnitt B . . $M_{bH} = 54 \cdot 11,5 = 621 \text{ kgcm.}$

Horizontale Biegunsmomente für Querschnitt C . . $M_{bH} = 336 \cdot 11,5 = 3860 \text{ kgcm.}$

Das größte resultierende Moment ist

$$\max M_b = \sqrt{9706^2 + 621^2} = 9720 \text{ kgcm,}$$

für C beträgt das resultierende Moment

$$M_b = \sqrt{8671^2 + 3360^2} \sim 9500 \text{ kgcm,}$$

ist also nur unerheblich kleiner als das Moment in B .

Mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ wird

$$9720 = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600 \text{ und } d = 5,5 \text{ cm, ausgeführt mit } 75 \text{ mm.}$$

6. 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 $12 \cdot 0,3 \cdot \pi = 11,3 \text{ m}$ erzielt werden.

7. Hubgeschwindigkeit. Nach S. 223 beträgt bei 0,6 m/sk Kurbelgeschwindigkeit

$$v = c \frac{R}{a} \cdot \frac{1}{i} = 0,6 \frac{15}{37} \cdot \frac{1}{18} = 0,0135 \text{ m/sk} = 13,5 \text{ mm}$$

oder nach der Formel $v = \frac{Pc}{Q} \cdot \eta$

$$v = \frac{2 \cdot 15 \cdot 0,6}{1000} \cdot 0,75 = 0,0135 \text{ m/sk.}$$

Um die Last 11,3 m zu heben, ist demnach eine Zeit erforderlich

$$t = \frac{s}{v} = \frac{11,3}{0,0135} = 840 \text{ sk} = 14 \text{ min.}$$

Fahrbare Bauwinde für 5000 kg Tragkraft
und 30 m Hub für Drahtseil und vier Arbeiter à 20 kg.

(Fig. 590 bis 598.)

Die Winde kann mit zwei Lastgeschwindigkeiten arbeiten; für große Lasten drei Vorgelege, für kleine und mittlere Lasten bis 1650 kg zwei Vorgelege.

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 C-Eisen an den Windenschilden angeschraubt sind.

Für das Fahrtriebwerk ist auf der ersten und zweiten Vorgelegewelle ein Zahnradpaar 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.

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 $= 5000 \cdot 25$. Bei einem Abstände der Schrauben von Wellenmitte $r = 18$ cm erhält man die im Lochkreise wirkende Kraft P_1 aus der Momentengleichung $5000 \cdot 25 = P_1 \cdot 18$

$$P_1 = \frac{5000 \cdot 25}{18} \sim 7000 \text{ kg.}$$

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

$$\frac{1170}{2} \cdot \frac{(8 + 3,5)}{2} = 3364 \text{ kgcm;}$$

$$\text{ferner ist } M_b = \frac{1}{10} d^3 k_b, \text{ also } d = \sqrt[3]{\frac{3364 \cdot 10}{900}} \sim 3,5 \text{ cm.}$$

Statt nun die Schraubenbolzen so stark zu halten, wurden Entlastungsringe eingelegt, welche die ganze Belastung aufnehmen, so daß 1-Zoll-Schrauben hinreichend stark sind.

Lastgeschwindigkeit.

Mit $c = 600$ mm Kurbelgeschwindigkeit i. d. sk,

$R = 250$ mm Trommelradius,

$a = 400$ mm Kurbelarm,

$i = 1:60$ als gesamtes Übersetzungsverhältnis

$$\text{wird } v = \frac{c R}{a} \cdot \frac{1}{i} = \frac{600 \cdot 250}{400} \cdot \frac{1}{60} = 6,2 \text{ mm bei 5000 kg Last.}$$

Triebwerk für das Fahren.

Mit $Q = \text{Nutzlast} + \text{Eigengewicht} = 5000 + 1500 = 6500$ kg,

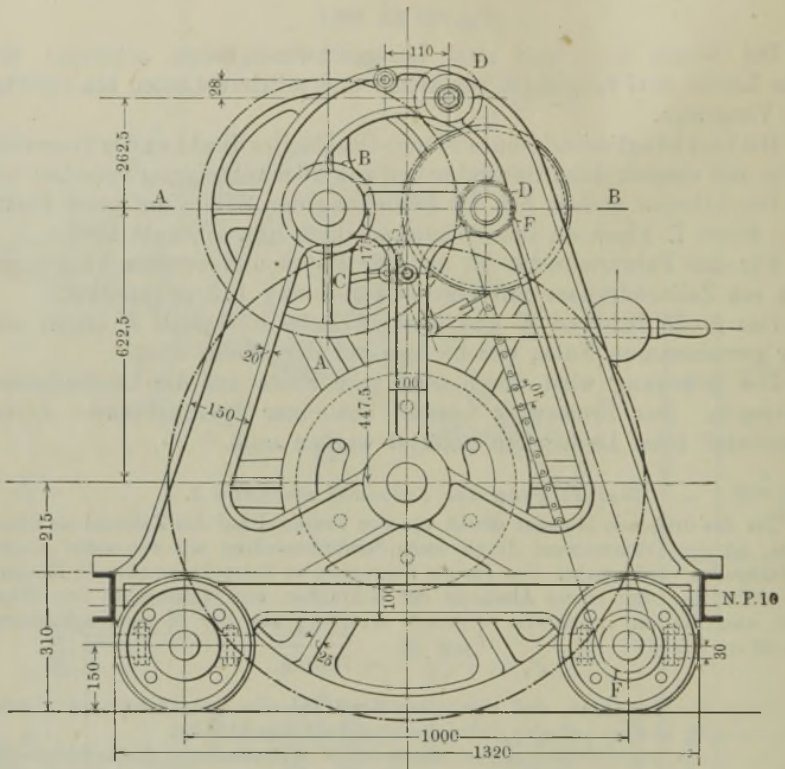
$r = 3$ cm (Halbmesser der Laufradachsen),

$\mu = 0,1$, $f = 0,05$ cm

wird bei ungünstiger Fahrbahn und roher Rechnung mit 150 Proz. Zuschlag

$$M_w = 2,5 Q (f + \mu r) = 2,5 \cdot 6500 (0,05 + 0,1 \cdot 3) = 5687 \text{ kgcm.}$$

Fig. 590.



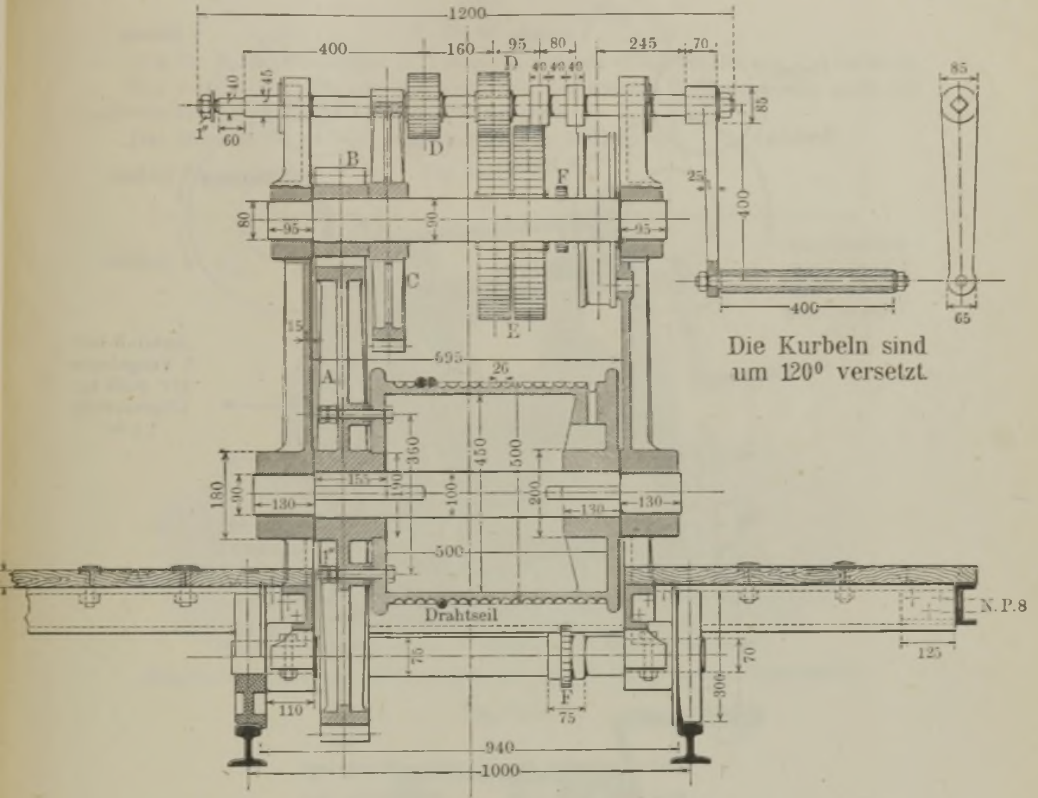
Fahrbare Bauwinde

für 5000 kg Tragkraft und 30 m Hub für Drahtseil und vier Arbeiter à 20 kg.

Rädertabelle.

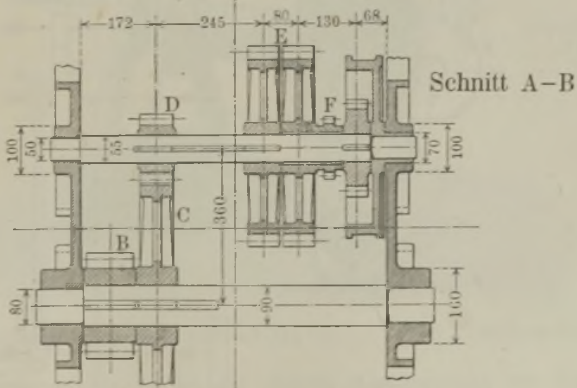
	<i>z</i>	<i>t</i>	<i>D</i>	<i>b</i>
<i>A</i>	60	} 18 π	1080	} 110
<i>B</i>	12		216	
<i>C</i>	48	} 12 π	576	} 75
<i>D</i>	12		144	
<i>E</i>	36		432	
<i>F</i>	10	40	129,4	25

Fig. 591.



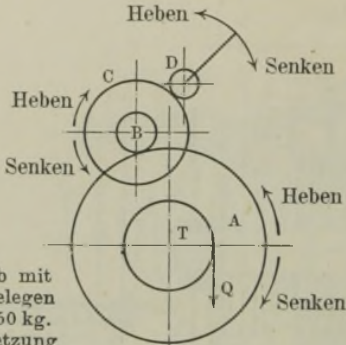
Seitenansicht zu Fig. 590.

Fig. 592.



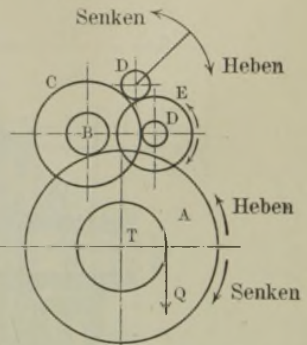
Schnitt A-B zu Fig. 590.

Fig. 593 u. 594.

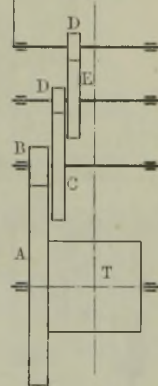
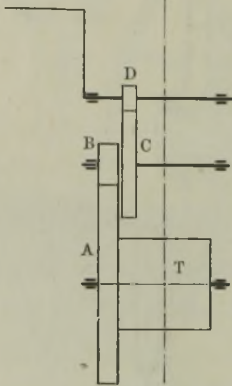


Antrieb mit
2 Vorgelegen
für 1650 kg.
Übersetzung
1 : 20

Fig. 595 u. 596.



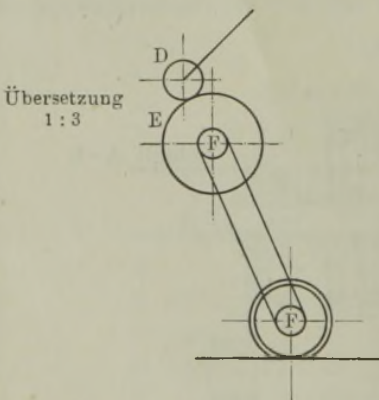
Antrieb mit
3 Vorgelegen
für 5000 kg.
Übersetzung
1 : 60



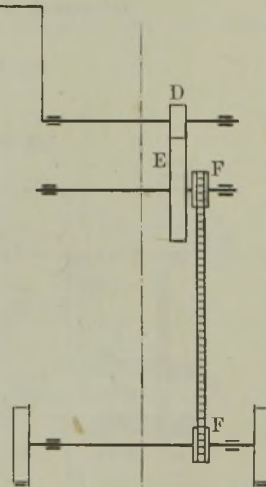
Wirkungsweise der einzelnen Vorgelege.

Fig. 597.

Fig. 598.



Übersetzung
1 : 3



Windtransport mittels Gall'scher Kette.

Mit zwei Arbeitern zu je 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. 599.

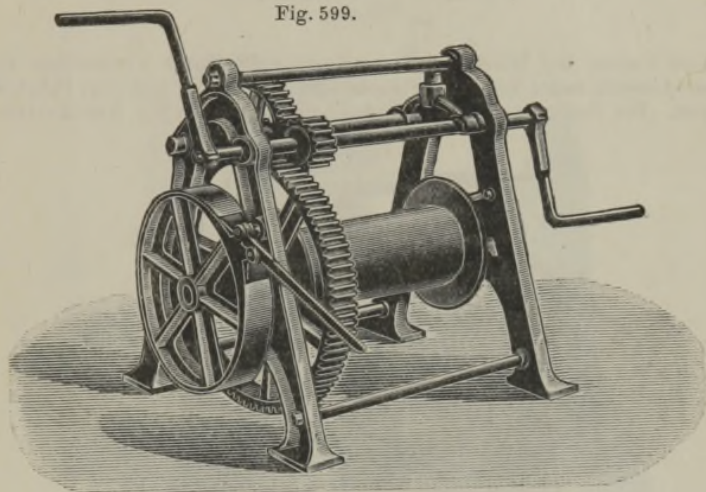
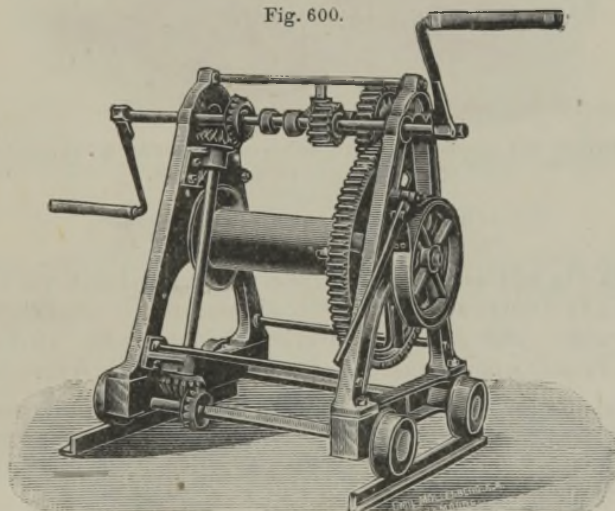
Handkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg¹⁾.

Fig. 600.

Fahrbare Handkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg¹⁾.

¹⁾ Die Windenschilde werden bei neueren Ausführungen von der Firma in Schmiedeeisen hergestellt.

Das auf der Laufradachse sitzende Kettenrad hat einen Radius von 64,7 mm. Daher ist die Umfangskraft

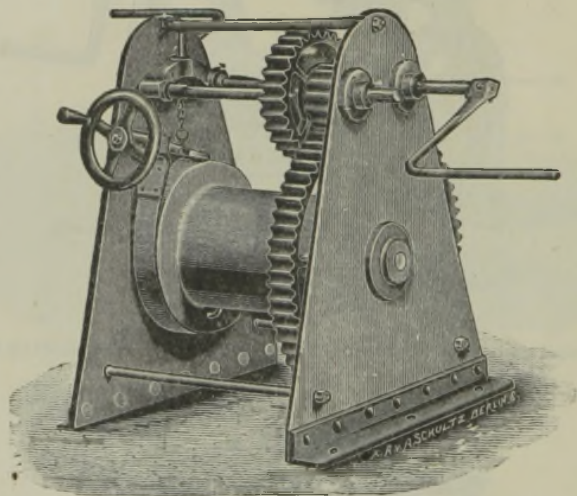
$$P = \frac{5687}{6,47} \sim 880 \text{ kg.}$$

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

$$D = \frac{t}{\sin \frac{z}{2}} = 129,4 \text{ mm.}$$

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. 601.



Bockwinde mit schmiedeeisernen Seitenschildern und Schraubenbremse von Schuchardt & Schütte.

Winden für Transmissionsantrieb
der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G.

Die in Fig. 602 dargestellte Winde wird zum Heben von Ballen und Säcken, bei Neubauten zur Materialbeförderung, für Gichtaufzüge in Eisen-, Kalk-, Zement- und ähnlichen Werken benutzt. Sie wird mit fester und loser Riemenscheibe ausgeführt und erhält weiter keine Sicherheits-

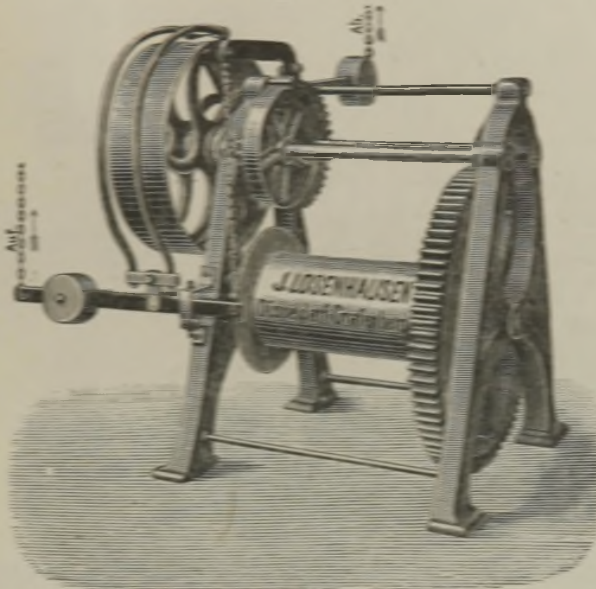
Tabelle 59. Abmessungen für Winden mit Transmissionsantrieb.

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	500	500	500	600	700	800
	65	80	70	100	110	100	100
Drehzahl der Riemenscheiben i. d. min.	125	180	180	180	180	180	180
Betriebskraft in PS	1,5	2,75	2,45	3,8	4,6	4,4	5,0

vorrichtungen, als daß der Riemenansrücker derart eingerichtet ist, daß die Bandbremse in Wirkung treten muß, sobald der Riemen auf die Leerscheibe gerückt wird. Abgelassen wird mit der Bremse. Die Last sinkt, je nachdem die Bremse gelüftet wird, schnell oder weniger schnell herab.

Da zu diesem Herablassen einige Geschicklichkeit des bedienenden Arbeiters erforderlich ist, so eignet sich die Winde nicht zum Heben von leicht zerbrechlichen und wertvollen Gegenständen.

Fig. 872.



Winde für Transmissionsantrieb der Dampfschleifer Maschinenbau-A.-G.

Friktionswinde mit Zentrifugalbremse und Riemenantrieb
(Tragkraft 500 kg)

von Alfred Gutmann, A.-G., Ottensen-Hamburg.

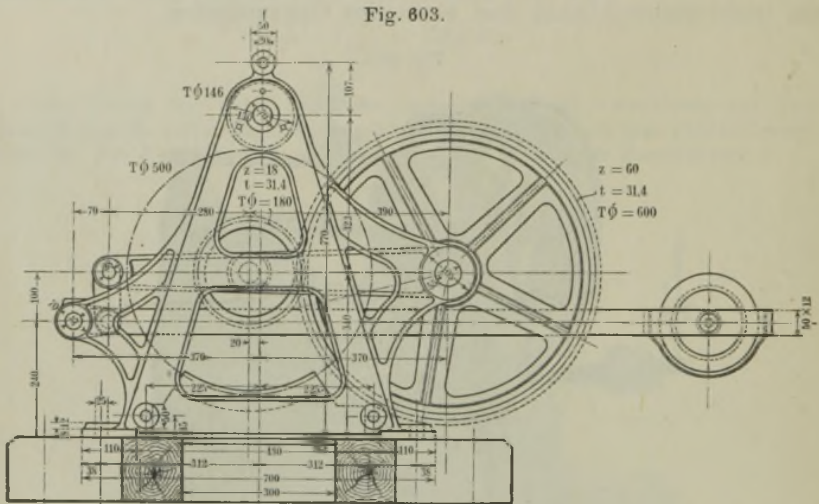
Friktionswinden werden ihrer bequemen und einfachen Handhabungsweise wegen bei vorhandener Transmission viel in Mühlen, Brauereien, Fabriken, Speichern usw. verwendet.

Der Antrieb erfolgt mittels eines einfachen Riemens, der von jeder Richtung auf die Antriebscheibe 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.

Bedienung: 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.

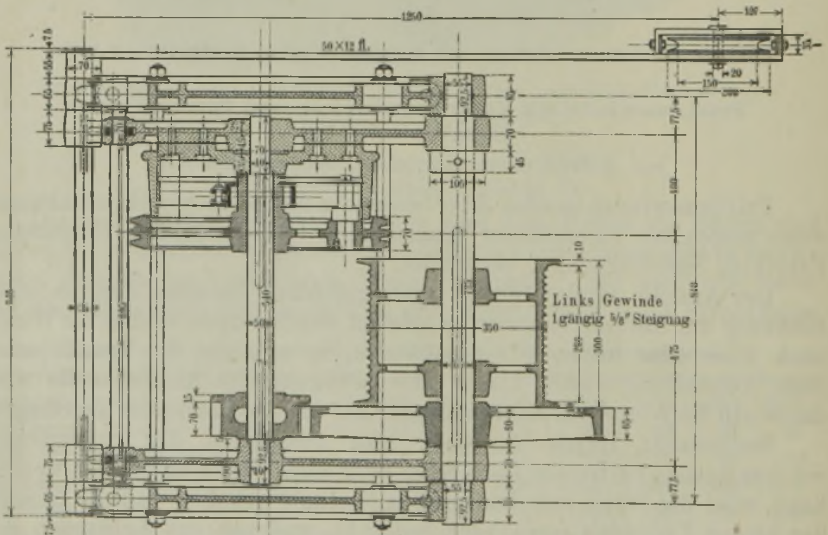
Soll die aufgewundene Last schweben bleiben, so läßt man das Steuerseil los, wodurch sich das große Keilrad in den darunter liegenden Bremsklotz aus Holz legt.

Ein teilweises Anziehen des Steuerseiles ermöglicht das Senken der Last, wobei die Geschwindigkeit der niedergehenden Last sich leicht regulieren läßt.



Friktionswinde für 500 kg Tragkraft.

Fig. 604.



Grundriß zur Friktionswinde.

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 Rollenordnung

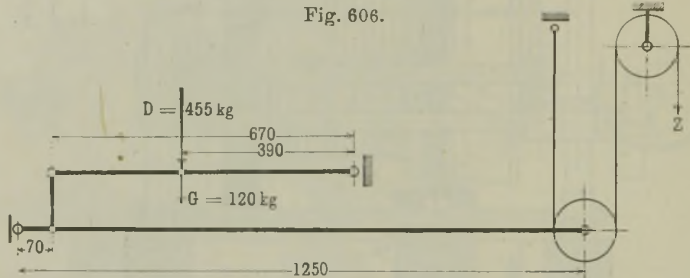
$$Z \geq (455 + 120) \frac{390}{670} \cdot \frac{70}{1250} \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,8} \sim 12 \text{ kg.}$$

Die spezifische Pressung in den Keilrillen ermittelt sich nach S. 163 bei $z = 3$ Keilrillen aus $P \leq 0,17 k_0 z$ 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.

Fig. 606.



Schematisch angedeutete Hebelübersetzung.

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 $n_{Tr} = \frac{190}{11,4} = 16,6$ Umdr./min.

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel bzw. die Fördergeschwindigkeit

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{0,35 \cdot \pi \cdot 16,6}{60} = 0,3 \text{ m/sk,}$$

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

$$\frac{0,45 \cdot \pi \cdot 190}{60} = 4,46 \text{ m/sk,}$$

und die Umfangskraft an der Riemenscheibe: $\frac{3 \cdot 75}{4,46} = 50,5$ kg, folglich die Anstrengung des angegebenen Riemens 120 · 5 nach S. 251:

$$c = \frac{P}{bs} = \frac{50,5}{12 \cdot 0,5} = 8,4 \text{ kg/qcm.}$$

Tabelle 60.

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.

Fördergeschwindigkeit	200	300	400	500	600	700	800
Drehzahl der Antriebswelle i. d. min	125	190	250	315	380	440	500
Riemengeschwindigkeit m/sl _k	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 61. 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
Drehzahl der Antriebsscheibe bei 18 m Lasthub i. d. min	170	185	200	210
Kraftbedarf bei 18 m Lasthub i. d. min 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.
Gebrüder Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.
(Fig. 607 bis 614.)

Die Fahrbühne hängt an einem 17 mm starken Drahtseil, welches auf eine Trommel von 500 mm Durchmesser mit Rechtsgewinde von $\frac{3}{4}$ " 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 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 obeliegender 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 angegebende Zeigervorrichtung.

Mit der angegebenen Drehzahl der Antriebsscheibe $n = 231$ und der vorhandenen Übersetzung im Schneckengetriebe 1:30 ergibt sich für die Trommel eine Umdrehungszahl

$$n_{\text{Trommel}} = \frac{231}{30} = 7,7 \text{ i. d. min.},$$

und damit eine Lastgeschwindigkeit für Heben und Senken:

$$v = \frac{D \pi n_{\text{Trommel}}}{60} = \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 7,7}{60} = 0,2 \text{ m/sk.}$$

Der Kraftbedarf der Winde wird bei Berücksichtigung der Ausbalancierung und mit einem Wirkungsgrad $\eta = 0,5$ (S. 150):

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{(1000 - 500) \cdot 0,2}{75 \cdot 0,5} = 2,67 \text{ PS.}$$

Das Schneckenrad ist aus Gußeisen hergestellt. Die Zähne werden nicht bearbeitet. Nach den angegebenen Werten $z = 30$, $t = 58,8 \text{ mm}$, 485 mm Durchmesser und $b = 115 \text{ mm}$ wird die Materialanstrengung in den Zähnen nach S. 151 bei einer zu übertragenden Umfangskraft

$$P = \frac{(1000 - 500) 500}{485} = 515 \text{ kg}; \quad c = \frac{P}{b \cdot l} = \frac{515}{11,5 \cdot 5,88} = 7,6.$$

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

$$P = \frac{(1000 + 300) \cdot 500}{485} = 1340 \text{ kg.}$$

und damit $c = \frac{1340}{11,5 \cdot 5,88} \sim 19,8$ entsprechend $\frac{19,8}{0,06} = 330 \text{ kg/qcm}$.

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

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{d \pi} = \frac{58,8}{100 \cdot \pi} = 0,187,$$

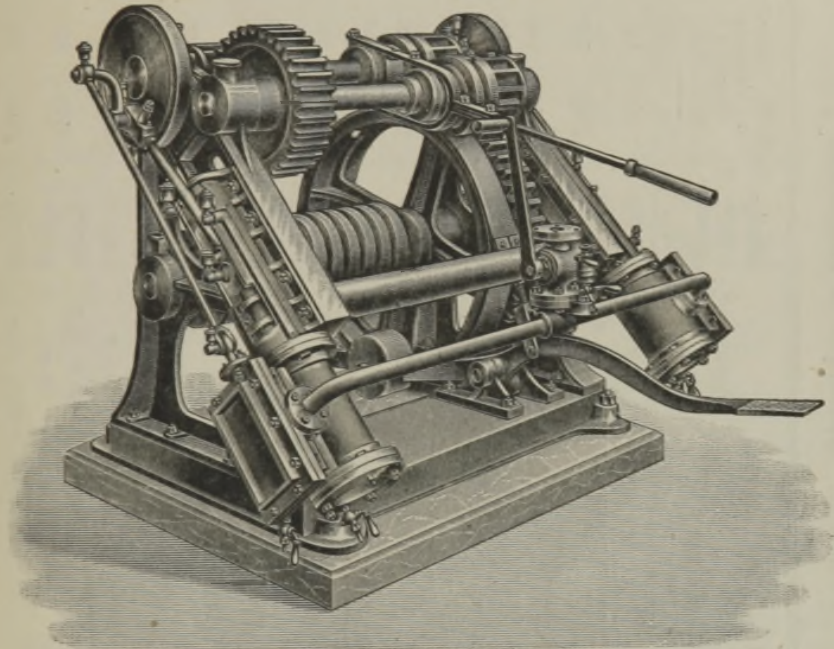
$\alpha = 10^{\circ} 30'$. Der Steigungswinkel ist größer als der Reibungswinkel $\varrho = 6^{\circ}$; es würde Bewegung des Triebwerkes bei vorkommenden Stößen eintreten, wenn die Stoppbremse nicht vorhanden wäre.

Zwillingsdampfwinde für 2500 kg direkte Tragkraft und 10 m Hub
der Maschinenfabrik „Rhein und Lahn“,
Gauche, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh.

Dampfdruck im Schieberkasten 5 Atmosphären; $\frac{3}{4}$ -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 Zwillings mit einfachem Vorgelege gleiche Förderlast (natürlich mit verschiedener

Fig. 615.



Zylinderdurchmesser 150 mm; Kolbenhub 250 mm; Drehzahl der Kurbelwelle
100 pro Minute.

Hubgeschwindigkeit) bewältigen zu können, so daß Trommel nebst Achse und Trommelrad für beide unverändert bleiben.

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 Aufwicklungsdurchmesser. Die zur Übersicht angegebenen Grenzzahlen „GröÙte

¹⁾ Siehe Tabelle 62 auf S. 320.

Tabelle 62. Abmessungen von Dampfwinden.

Modellnummer	Zylinderdurchmesser mm	Kolbenhub mm	Umdrehungen in der Minute	Zylinderzahl	Wirkungsgrad	Maschinenleistung PS	Vor- gelege	Zahnteilung mm	Zulässiges doppeltes Lastmoment kgem	Größte Tragkraft bei kleinstem Trommel- durchmesser		Kleinste Trag- kraft bei größtem Trommel- durchmesser		Hub in der Minute																					
										kg	mm	m	mm																						
1. $\begin{matrix} a \\ b \\ c \\ d \end{matrix}$	100	165	180	1	0,4	2	einfach doppelt	7 π 7 u. 9 π	11 680	750	140	175	650	10	43																				
																2	41/2	einfach doppelt	21 580 21 720	1200	160	325	650	5,5 15,5	21 56										
																										1	31/2	einfach doppelt	36 480 28 440	1800	180	625	550	25	
																																			2
2. $\begin{matrix} a \\ b \\ c \\ d \end{matrix}$	125	210	160	2	0,48	8	einfach doppelt	11 π 11 u. 14,5 π	72 570	3000	220	975	700	9,5	29																				
																1	51/2	einfach doppelt	45 040 83 180	1850	220	450	950	12	49										
																										2	131/2	einfach doppelt	83 310	3100	240	825	950	24 61	
																																			1
3. $\begin{matrix} a \\ b \\ c \\ d \end{matrix}$	150	250	140	2	0,54	131/2	einfach doppelt	13 u. 18 π 12 π	139 930	4800	260	1450	900	9,5	32																				
																1	9	einfach doppelt	145 800 146 000	4700	280	1200	1150	7	26										
																										2	22	einfach doppelt	245 220	7300	300	2000	1100	36	
																																			1
4. $\begin{matrix} a \\ b \\ c \\ d \end{matrix}$	175	290	130	2	0,6	22	einfach doppelt	16 π 16 u. 22 π	220 050	6100	320	1600	1300	8	30																				
																2	31	einfach doppelt	220 500	9600	340	3000	1200	12	40										
																										1	13	einfach doppelt	14,5 u. 18 π 18 π	6100	320	1600	1300	8 21	30 81
5. $\begin{matrix} a \\ b \\ c \\ d \end{matrix}$	200	335	120	2	0,6	31	doppelt	18 u. 24 π	370 360	9600	340	3000	1200	12	40																				

Tragkraft bei kleinstem Trommeldurchmesser“ und „Kleinste Tragkraft bei größtem Trommeldurchmesser“ sind abgerundet.

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 Zwillingmaschinen und einfachem Vorgelege . 12:80,
 bei Zwillingmaschinen 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.

Berechnung einer Zwillingdampfwinde für 2500 kg Tragkraft.

Gegeben ist

Nutzlast $Q = 2500$ kg,
 Fördergeschwindigkeit $v = 0,3$ m/sk,
 Dampfspannung im Schieberkasten $p = 6$ at Überdruck,
 Umdrehungszahl der Maschine $n_{\text{Masch.}} = 140$.

Es ist Kettenstärke nach S. 14 $d = 22$ mm,
 Trommeldurchmesser $D = 30 d = 660$ mm,

$$\eta_{\text{Trommel}} = \frac{60 v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 0,3}{0,66 \pi} = 8,7.$$

Übersetzung zwischen Trommel- und Kurbelwelle $i = \frac{140}{8,7} = 16$; ausgeführt mit 3,2:1 und 5:1

$$N_e = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{\text{Winde}}} = \frac{2500 \cdot 0,3}{75 \cdot 0,7} = 14,3 \text{ PS.}$$

Mit $\eta_{\text{Maschine}} = 0,7$ wird $N_i = \frac{N_e}{\eta} = \frac{14,3}{0,7} \sim 20,4$ PS. Auf einen Zylinder kommen demnach 10,2 PS.

Mit $p = 7$ at abs., $p_e = 1,2$, $s_1:s = 0,6$, $f = 0,84$, $f' = 1,05$ (nach Tabelle 54) wird $p_i = f \cdot p - f' p' = 0,84 \cdot 7 - 1,05 \cdot 1,2 = 4,81$ at. Aus der Hauptgleichung

S. 254, $N_i = \frac{2 F p_i s n}{60 \cdot 75}$ ergibt sich mit $s = \frac{2 d}{100}$ (da s in m und d in cm) und $n = 140$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100 \cdot N_{i/2}}{2 \cdot \pi \cdot p_i \cdot 2 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100 \cdot 10,2}{2 \cdot \pi \cdot 4,81 \cdot 2 \cdot 140}} \sim 13 \text{ cm.}$$

Bei 3 Proz. Zuschlag für den Kolbenstangenquerschnitt ist $\frac{1}{4} \pi d^2 = 1,03 F = 137,7$ qcm. Hieraus $d \sim 132$ mm.

Kolbenhub . . $s = 2 \cdot 132 = 264$ mm; $c = \frac{s n}{30} = \frac{0,264 \cdot 140}{30} = 1,23$ m/sk,

Dampfzuleitungsrohr . $f = 2 \frac{F c}{u} = 2 \frac{136,8 \cdot 1,23}{30} = 11,2$ qcm; daraus $d \sim 40$ mm,

Dampfableitungsrohr $f = 2 \frac{136,8 \cdot 1,23}{15} = 22,4$ qcm; daraus $d \sim 55$ mm.

Dampfverbrauch nach Tabelle 56 = 12,8 kg/PS_i u. st,

Gesamtdampfverbrauch i. d. st. = 20,4 · 12,8 \sim 261 kg.

Fig. 616 u. 617.

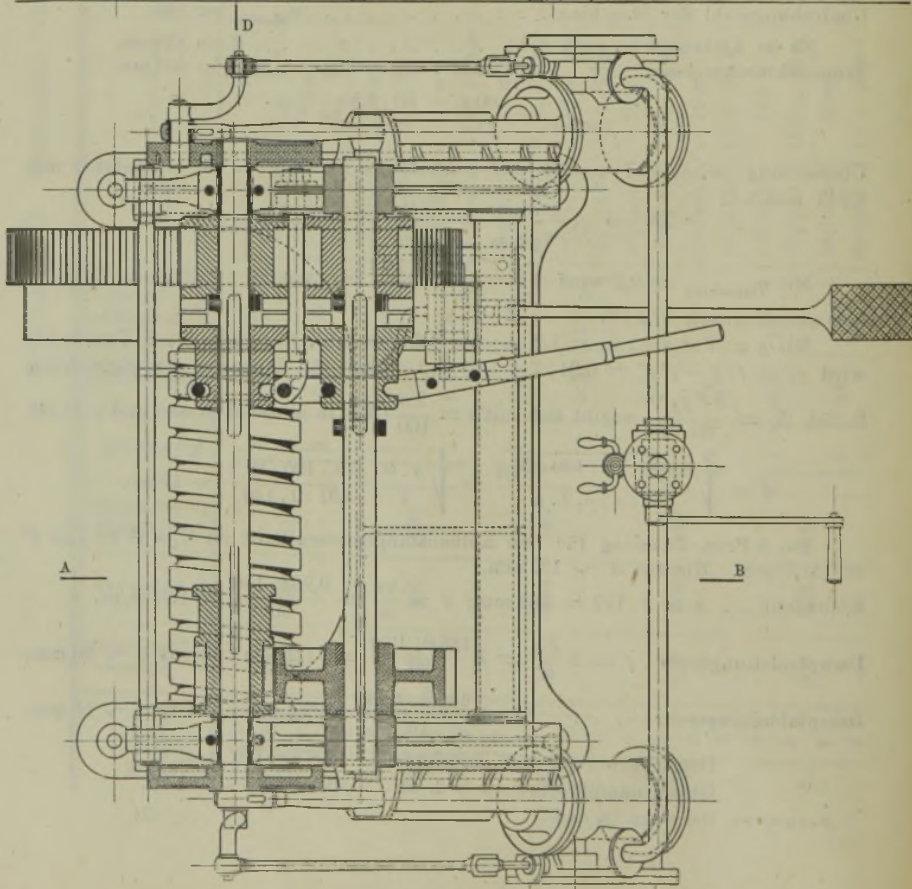
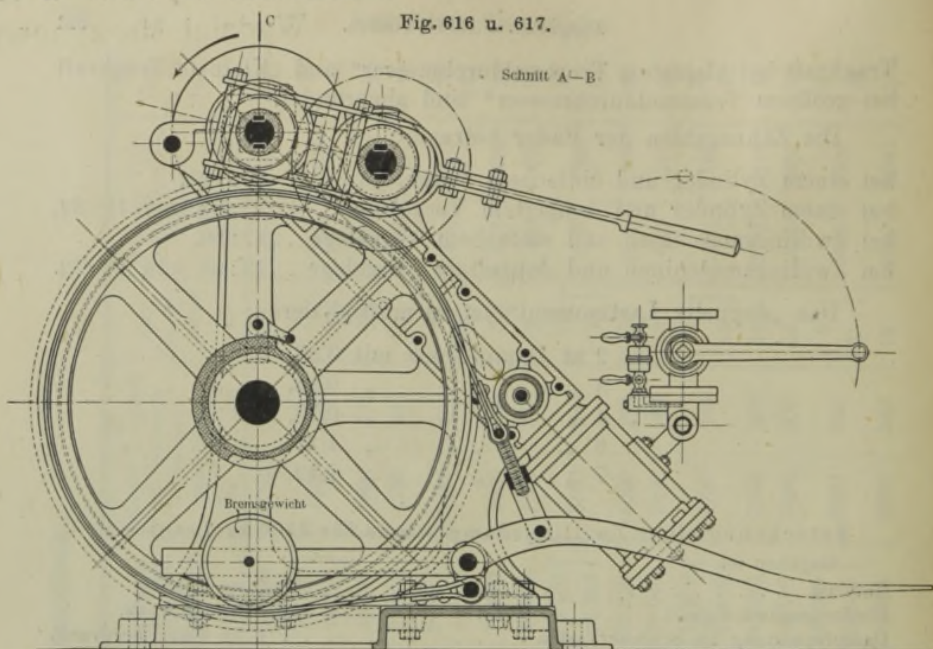
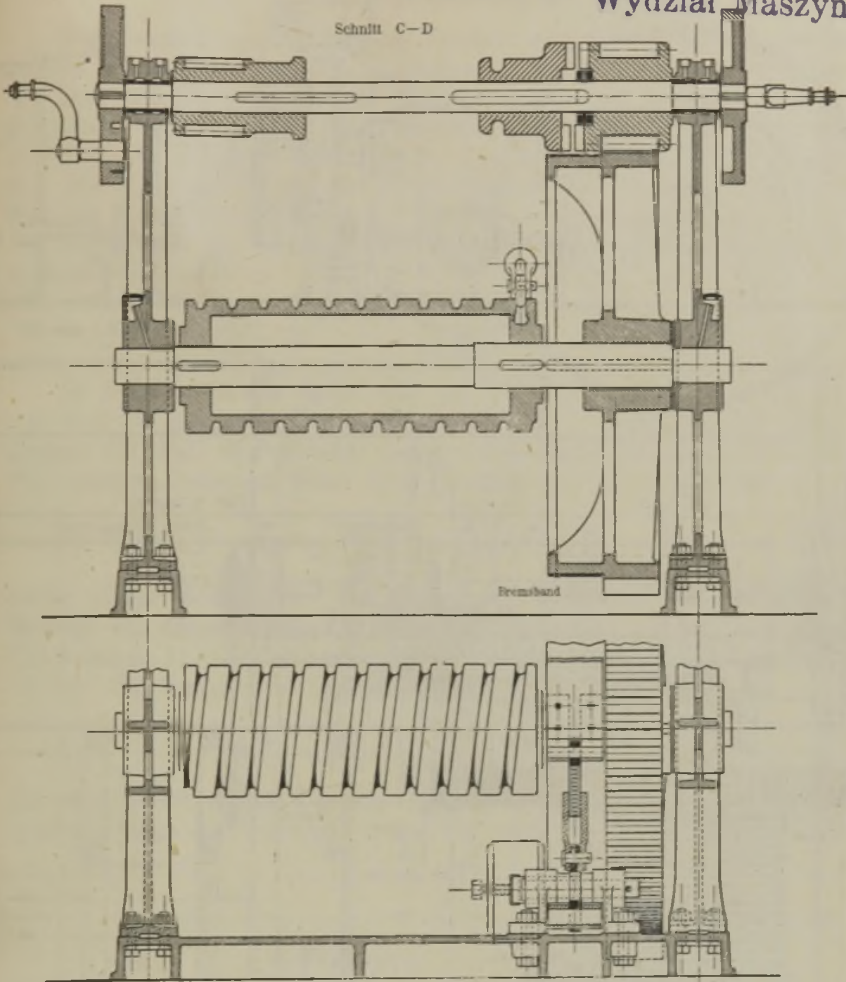


Fig. 618 u. 619.



Zwillingsdampfwinde für 2500 kg Tragkraft
der Maschinenfabrik „Rhein und Lahn“, Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein
am Rhein.

Elektrisch betriebene Aufzugwinde für 1500 kg Tragkraft
von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.
(Fig. 620 bis 622.)

Die Winde ist für einen Lastenaufzug bestimmt, dessen Fahr­bühne an einem Drahtseil hängt und dessen Bühnengewicht nebst $\frac{3}{10}$ 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.

Umdrehungszahl der Schneckenwelle und die zu erwartende Abnutzung $c = 32$ wählen, mit $\psi = 2$, $z = 30$ und $n = \frac{1440}{30} = 48$ zu

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 N}{c \cdot \psi \cdot z n}} = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{32 \cdot 2 \cdot 30} \cdot \frac{10,5}{48}} = 3,7 \text{ cm.}$$

Hierfür findet sich mit Rücksicht auf ein vorhandenes Modell ein Schneckenrad mit $z = 30$, $t = 38,1 \text{ mm}$ ($1\frac{1}{2}''$) und $D = 364 \text{ mm}$!

Bei einem Steigungswinkel von 19° wird der Schneckendurchmesser nach S. 142:

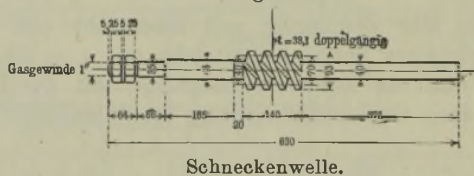
$$d = \frac{2s}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2 \cdot 38,1}{\pi \cdot \operatorname{tg} 19^\circ} = 70 \text{ mm.}$$

Der Durchmesser der Schneckenwelle müßte nach der Annäherungsrechnung S. 155

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{3000 \frac{10,5}{1440}} = 2,8 \text{ cm}$$

sein. Der Kerndurchmesser der Schnecke wird bei 70 mm Teilkreisdurchmesser $d_0 = 70 - 2 \cdot (0,4 \cdot 38,1) = 39,5 \text{ mm}$, also reichlich groß.

Fig. 623.



Nach zeichnerischer Festlegung der Maße ist eine genaue Rechnung auf Verdrehung und Biegung erforderlich. Vgl. Berechnung einer Schneckenwelle S. 158.

Die Teilung des Zahnradvorgeleges berechnet sich aus dem Moment der Trommelwelle mit $c = 20$ und $\psi = 2$ zu

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} M_d} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{20 \cdot 2 \cdot 75} \left(1500 - \frac{3}{10} \cdot 1500\right) \cdot 25} = 3,8 \text{ cm.}$$

In der Ausführung findet sich $t = 38,1 \text{ mm}$ bei 85 mm Zahnbreite.

Die Verbindung von Motor- und Schneckenwelle erfolgt durch eine der auf S. 168 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

$$U_{\text{Bremsse}} = \frac{\text{Lastmoment}}{r \cdot i} \cdot \eta = \frac{(1500 - \frac{3}{10} \cdot 1500 \cdot 25)}{15 \cdot 86,5} \cdot 0,6 = 12,1 \text{ kg.}$$

Während des Hebens ist hingegen die Umfangskraft

$$U_{\text{Heben}} = \frac{\text{Lastmoment}}{r \cdot i \cdot \eta} = \frac{1050 \cdot 25}{15 \cdot 86,5 \cdot 0,6} \sim 33,7 \text{ kg.}$$

Es ist also $U_{\text{Bremsse}} = U_{\text{Heben}} \cdot \eta^2$, oder, da $\eta = 0,6$,

$$U_{\text{Bremsse}} = U_{\text{Heben}} \cdot 0,36.$$

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 Kegelläder auf die Steuerwelle und dadurch auf den Anlaßwiderstand ein. Auf die im Aufzugbau näher zu erörternde Abstellvorrichtung soll hier nicht näher eingegangen werden¹⁾.

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 Gewichtshebel 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 L-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 zurückschlagender 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 Bockwinden aus.

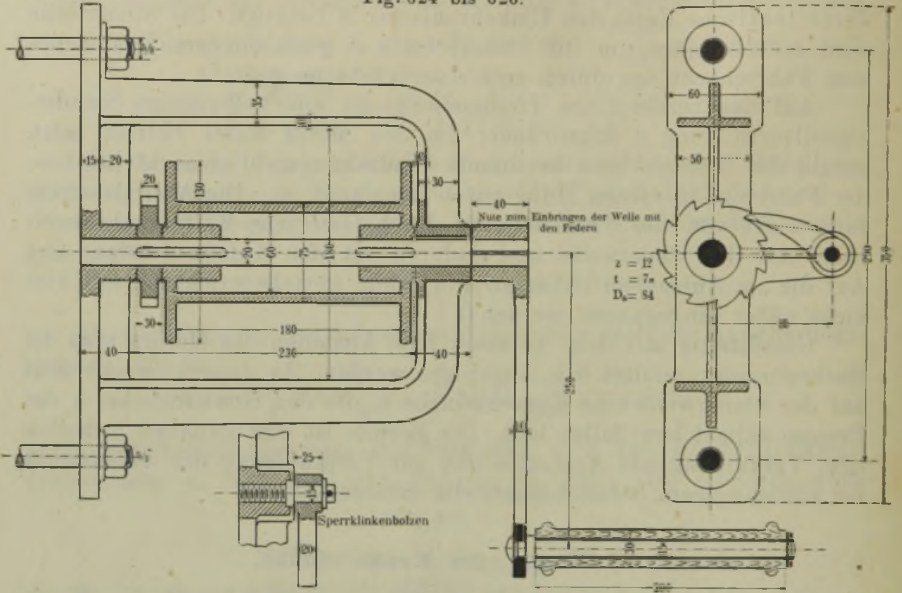
Wandwinde ohne Räderübersetzung.

Nehmen wir die Kurbelkraft für einen Arbeiter zu 10 kg und den Wirkungsgrad der Welle zu $\eta = 0,95$ an, so bestimmt sich die emporzuwindende Last bei 75 mm Trommeldurchmesser, 250 mm Kurbelradius und 6 mm Drahtseil durch Gleichsetzung des Lastmomentes und des Kraftmomentes:

$$Q \cdot \left(\frac{75 + 6}{2} \right) = 10 \cdot 250 \cdot 0,95, \quad \text{also} \quad Q = \frac{10 \cdot 250 \cdot 0,95}{40,5} \sim 58 \text{ kg.}$$

¹⁾ Näheres hierüber in Bethmann, „Der Aufzugbau“. Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Fig. 624 bis 626.



Kleine Wandwinde ohne Räderübersetzung.

Fig. 627.

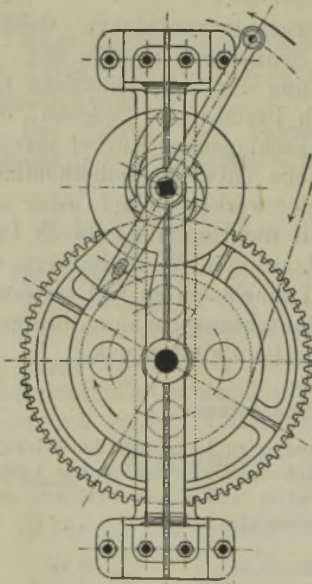
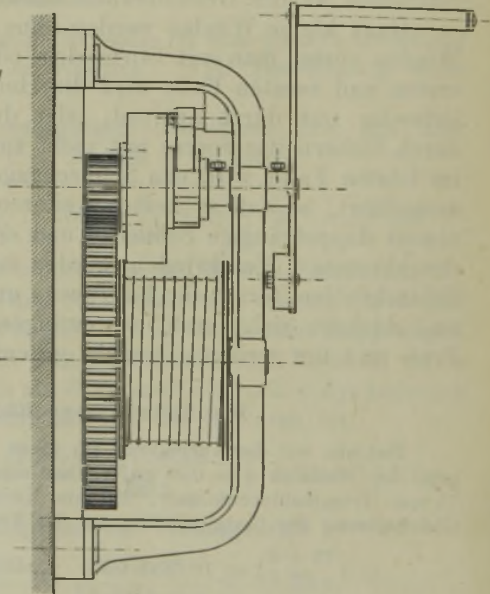


Fig. 628.



Wandwinde mit Sicherheitskurbel
von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim.

Bestimmung der Befestigungsschrauben. Bei einem auf der rechten Trommel-
seite nach unten wirkenden Lastzuge, welcher hier 100 kg beträgt, wird mit Be-
rücksichtigung des Eigengewichtes von 35 kg im Abstand 150 mm von der Wand
der obere Schraubenzug

$$Z = \frac{100 \cdot 27 + 35 \cdot 15}{29} = 111 \text{ kg,}$$

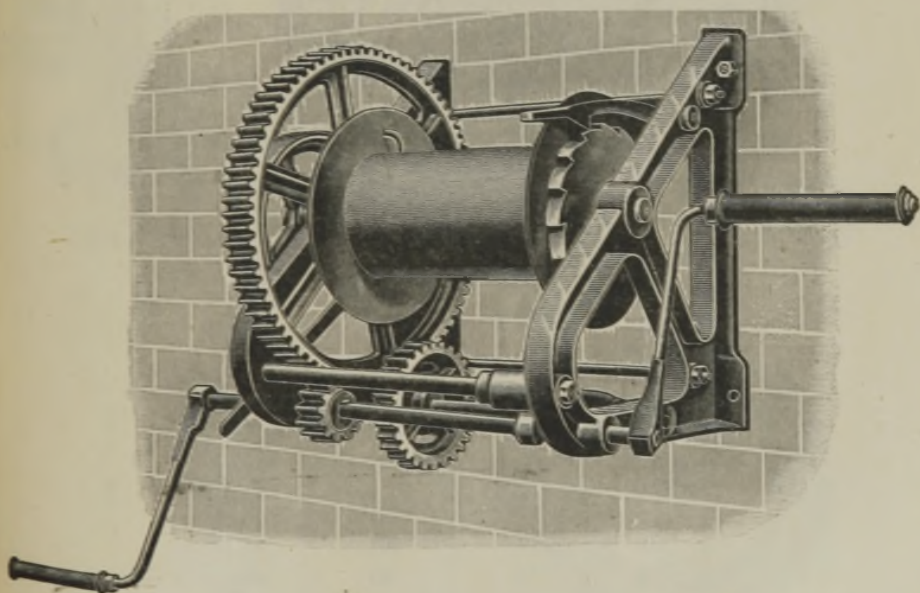
wofür in der Zeichnung eine $\frac{5}{8}$ " Schraube angegeben ist.

Tabelle 63.

Wandwinden mit Sicherheitskurbel nach Fig. 627.

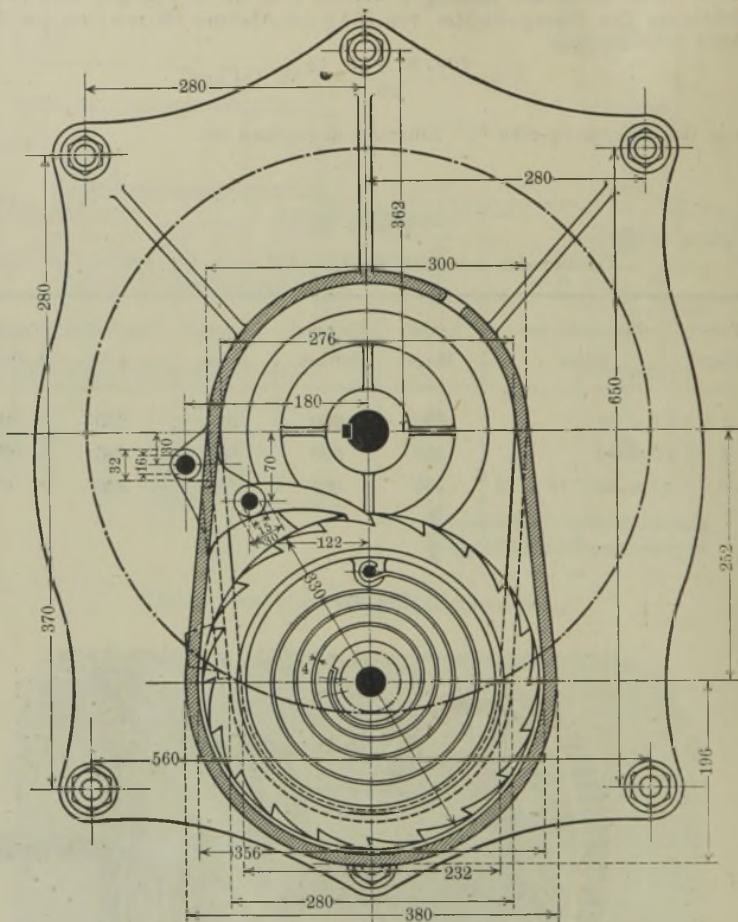
Nr.	Vor- gelege	Zähnezahl der Räder	Kurbel- länge	Trommel- durchm.	Trommel- länge	Ungef. Gew. in kg	Tragkr. a. d. Trommel
1	1	12 × 72	—	350	300	220	150
2	1	12 × 90	—	350	300	280	250
3	2	12 × 40 12 × 72	350	300	270	320	400

Fig. 629.



Wandkabelwinde von Alfred Gutmann, A.-G..
Ottensen-Hamburg.

Fig. 630.



Seitenansicht zu Fig. 631.

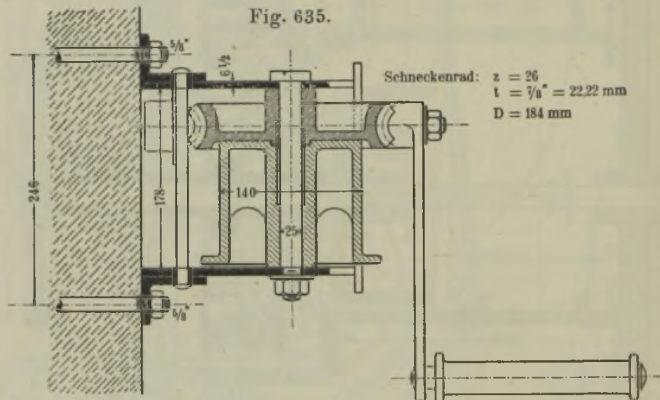
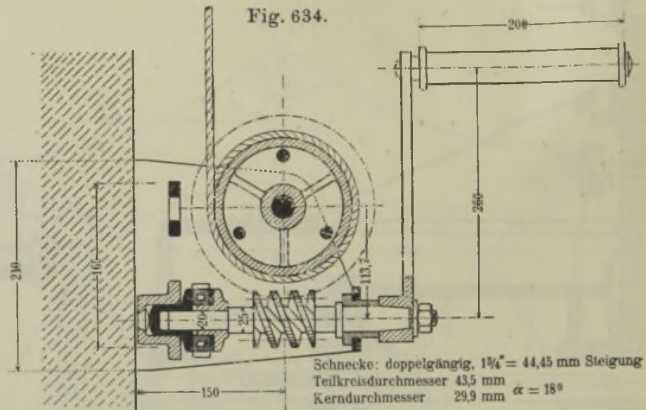
Abmessungen der Sicherheitswinde.

Zähnezahl	Teilung π	Durchmesser mm	Breite mm
81	7	567	45
9	7	63	45

Trommeldurchmesser 200 mm

Kurbelradius 370 "

Seildurchmesser 10 "



Wandwinde mit Schneckengetriebe und Lastdruckbremse
 für 400 kg Tragkraft.

e) Zahnstangenwinden

oder Wagenwinden dienen zum Heben von Lasten auf geringe Förderhöhen.

Sie sind ihrer gedrängten Konstruktion wegen als leicht transportable Hebezeuge viel im 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 Vermittlung von Vorgelegen angetrieben wird.

Man baut die tragbaren Zahnstangenwinden für Lasten von 5000 bis 20000 kg bei einer nutzbaren Hubhöhe von 350 bis 400 mm mit einfacher, doppelter und dreifacher Räderübersetzung.

Das Gehäuse ist der leichten Transportfähigkeit wegen gewöhnlich aus Buchen- oder Eichenholz mit Eisenblech hergestellt, doch wird das Holz auch vielfach 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 Triebbling versehene Welle als Lastwelle zu betrachten.

Es bezeichne

- Q die auf der Zahnstange ruhende Last,
- R den Halbmesser des in die Zahnstange eingreifenden
- P die Kraft an der Kurbel, [Triebblings,
- 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. 142 aus der Beziehung $Q = c \cdot b \cdot t$ bzw. $Q = c \psi t^2$ zu

$$t = \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \psi}}.$$

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 verstäht 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
$$\psi = \frac{b}{t} = 1 \text{ bis } 1,25.$$

Der 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 Triebblings 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.

¹⁾ Vgl. Tabelle 24, S. 144.

Der Durchmesser des Triebblings bestimmt sich aus

$$z t = 2 R \pi \quad \text{zu} \quad 2 R = \frac{z t}{\pi}.$$

Die erforderliche Übersetzung ergibt sich aus der Beziehung

$$i = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{Q \cdot R}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

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.

Zahnstange. Sie 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.

Bei angenommenem Zahnstangenquerschnitt ist die resultierende Anstrengung in demselben 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 cm^3 ist.

Da die Zahnstangenbreite b durch das angenommene Verhältnis der Breite zur Teilung gegeben ist, so kann man auch die erforderliche Querschnittshöhe aus der Biegunsgleichung

$$Q \left(\frac{h}{2} + 0,4 t \right) = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b$$

ermitteln. Es ist dann unter vorläufiger Vernachlässigung der Druckanstrengung bzw. unter Vorbehalt einer Kontrolle der maximalen Anstrengung

$$h = \frac{1,5 Q + \sqrt{Q(2,25 Q + 2,4 t \cdot b \cdot k_b)}}{b \cdot k_b}.$$

In einfacher Weise kann h auch durch Probieren ermittelt werden.

Für k_{max} findet man Spannungen von 1600 bis 2300 kg/qcm. Bei Belastung der Fußklaue ist der größere Hebelarm der Biegung einzusetzen.

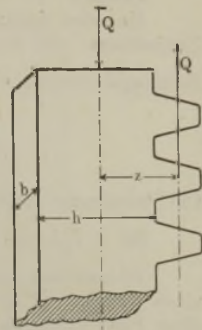
Mantel: 3 bis 7 mm starkes Blech aus einem Stück mit eingenietetem Boden und Deckel.

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.

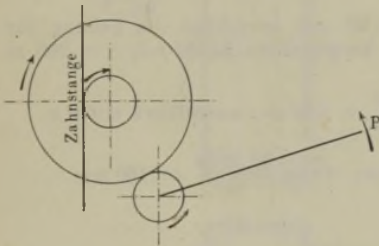
Dem Vorteil, der in der Herabsetzung der Zähnezahl des einen Rades, also in großer Übersetzung bei kleinen Abmessungen besteht, steht der Nachteil gegenüber, daß mit der Zahnflanke des einen Rades immer nur ein Punkt des anderen

Fig. 636.



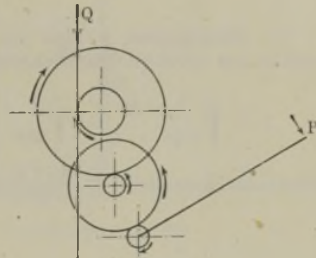
Zahnstange.

Fig. 637.



Räderschema für einfaches Vorgelege.

Fig. 638.



Räderschema für doppeltes Vorgelege.

Fig. 639.



Fig. 640.



Zahnformen der Trieblinge für Wagenwinden.

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 Triebblings. Mit $b = t$ und $c = 200$, entsprechend einer Biegungsbeanspruchung $k_b = \frac{200}{0,06} = 3333 \text{ kg/qcm}$, ist

$$t = \sqrt{\frac{2000}{200}} = 3,1 \text{ cm} \sim 10 \pi.$$

Die Zahnbreite ist $b = t \sim 30 \text{ mm}$.

Bei 4 Zähnen wird der Teilkreishalbmesser $R = \frac{z t}{2 \pi} = \frac{4 \cdot 10 \pi}{2 \pi} = 20 \text{ mm}$.

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

$$i_0 = \frac{2000 \cdot 20}{40 \cdot 300} = 3,3.$$

Es wird demnach ein Vorgelege genügen, und wir haben den Wirkungsgrad der Lastwelle und der Kurbelwelle mit $\eta = 0,84 \cdot 0,84 = 0,7$ 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

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi M}{c \psi \cdot z \cdot \eta}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \pi \cdot 2000 \cdot 2}{200 \cdot 1 \cdot 20 \cdot 0,7}} = 2,08 \text{ cm, ausgeführt mit } 8 \pi.$$

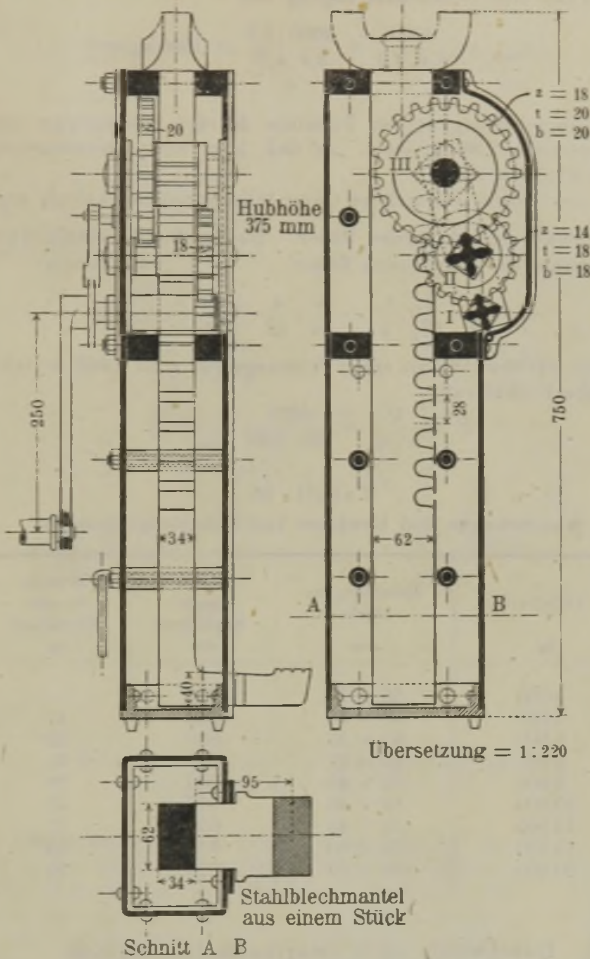
Teilkreisdurchmesser $d = \frac{4 \cdot 8 \pi}{\pi} = 32 \text{ mm}$; $D = \frac{20 \cdot 8 \cdot \pi}{\pi} = 160 \text{ mm}$.

**Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft
und 375 mm Hub mit doppelter Übersetzung und Rädertrieb
von Gebr. Bolzani in Berlin.**

Das Gehäuse besteht 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 gefrästen Triebbling von vier Zähnen, von denen der erste auf der Kurbelwelle sitzt, der letzte in die Zahnstange greift. Das zum Lastfesthalten erforderliche Sperrrad sitzt außen am Gehäuse hinter der Kurbel.

Fig. 641 bis 643.



Zahnstangenwinde für 4000 kg Tragkraft.

Aus der Zeichnung ergeben sich folgende Räderdimensionen und Rechnungswerte:

Tabelle 64. Abmessungen zur Zahnstangenwinde für 4000 kg.

	Zahnstange mit Triebfling	Vorgelege	Kurbel- vorgelege
Übersetzung	1 : ∞	1 : 4,5	1 : 3,5
Zähnezahlen	4	4 : 18	4 : 14
Teilung	23 mm	20 mm	18 mm
Teilkreisdurchmesser	35,7 "	25,5 "	23 "
Zahnbreite	34 "	20 "	18 "
Zahndruck	4000	1693	608
Festigkeitskoeffizient c	420	423	188
Biegeanstrengung k_b	3750	3600	1888

Die Zahnstange weist bei einer Querschnittshöhe $h = 42$ mm und einer Breite $b = 34$ mm eine Gesamtanstrengung von

$$\sigma_{max} = \frac{4000}{3,4 \cdot 4,2} + \frac{4000 \cdot 3,3}{3,4 \cdot 4,2^2} = 1600 \text{ kg/qcm}$$

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

$$\frac{1}{i} = \frac{\text{Zähnezahl der treibenden Räder}}{\text{Zähnezahl der getriebenen Räder}} \cdot \frac{\text{Radius des Zahnstangentrieblings}}{\text{Kurbelarm}}$$

oder

$$\frac{1}{i} = \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{r_3}{a} = \frac{1}{14} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{17,85}{250} \sim 1:220.$$

Nimmt man für die drei Wellen einen Wirkungsgrad $\eta = 0,86^3 \sim 0,63$ an, so ist die erforderliche Kurbelkraft

$$P = \frac{Q}{i \cdot \eta} = \frac{4000}{220 \cdot 0,63} = 28 \text{ kg.}$$

Tabelle 65.

Abmessungen und Gewichte von Zahnstangenwinden.

Tragkraft kg	Zahnstangen- stärke mm	Höhe einschl. Kopfklaue mm	Gewicht einschl. Kopfklaue kg
3 000	55 × 29	850	—
4 000	58 × 33	850	47
5 000	62 × 35	850	52
6 000	65 × 39	850	65
8 000	68 × 42	900	70
10 000	72 × 46	910	75
12 500	75 × 48	910	80
15 000	78 × 50	915	85
20 000	80 × 52	915	90

Hebelwinde nach amerikanischem System
von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf.

Bei dieser Hebelwinde — auch Barret- oder Duffwinde genannt — erfolgt die Hubbewegung durch die Auf- und Abwärtsbewegung eines Hebels. Die Übersetzung ist eine wesentlich geringere als bei Zahnstangenwinden.

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.

Fig. 644.

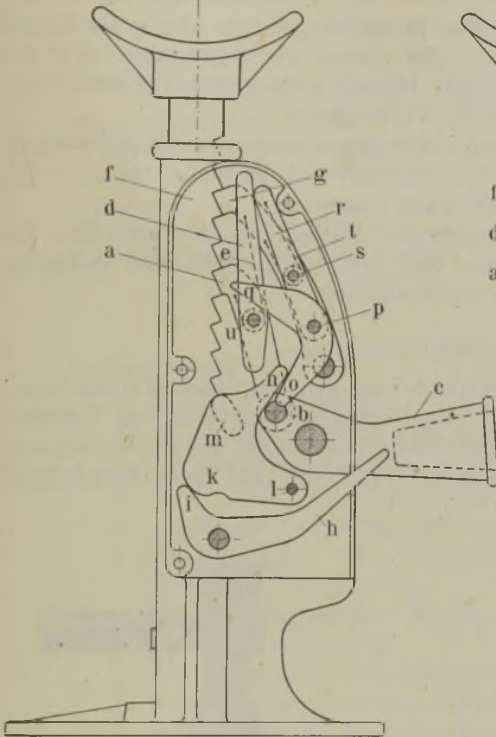
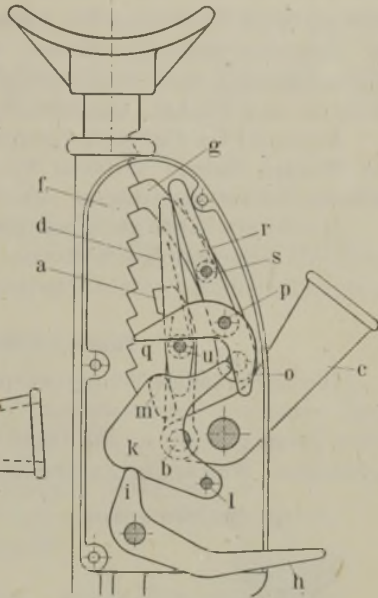


Fig. 645.



Hebelwinde für 1000 bis 2000 kg Tragkraft
von Heinrich de Fries, G. m. b. H.

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.

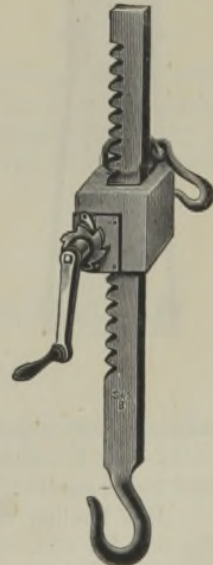
Beim **Aufwärtsbewegen** des Arbeitshebels *c* bewegt sich Klinke *a* abwärts und läßt die auf ihr ruhende Zahnstange um den Klinkenhub sinken.

Zugwinden

werden hier und da als Ersatz von Flaschenzügen verwendet und dienen dann zum Aufbringen der Arbeitsstücke auf die Werkzeugmaschinen.

Das Gehäuse, welches die mit Triebfling und Sperrrad versehene Kurbelwelle enthält, ist zum Aufhängen eingerichtet, während die mit dem Lasthaken versehene Zahnstange sich in diesem Gehäuse auf- oder abbewegen läßt.

Fig. 646.



Zugwinde
mit Zahnstange.

f) 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.

Vorteil: Da die Schraubenspindel selbsthemmend wirkt, so bedürfen die Winden keines weiteren Sperrwerkes und gestatten deshalb ein sicheres Senken der darauf ruhenden Lasten.

Nachteil: Infolge ihres geringen Wirkungsgrades erfordern sie größere Übersetzungsverhältnisse und besitzen deshalb eine geringere Lastgeschwindigkeit als Zahnstangenwinden.

Einfache Schraubenwinden.

Die flachgängige Schraubenspindel ist oben mit einem durchbohrten Kopf versehen, durch welchen der Drehhebel senkrecht zur Spindelachse gesteckt wird, so daß beim Drehen die Spindel aus der im Ständer befestigten Mutter herausgeschraubt und die auf dem Spindelkopf

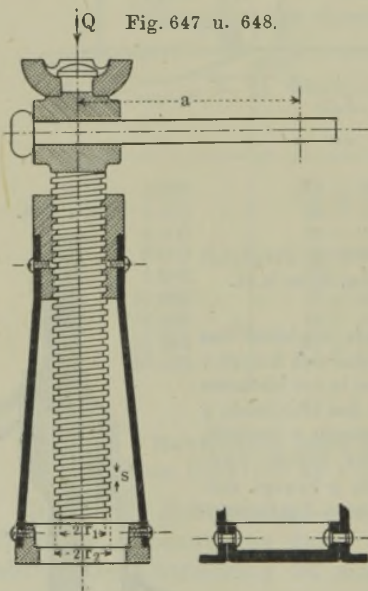
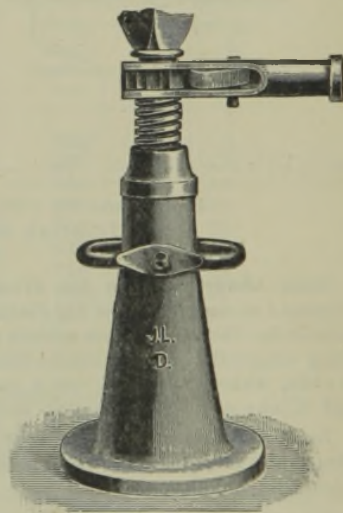


Fig. 649.



Schraubenwinden.

ruhende Last gehoben wird. Der Ständer ist entweder ein Mantel aus Stahl oder Eisenblech oder er besteht mit der Mutter aus einem Stück, und zwar aus Gußeisen.

Das Drehen der Spindel erfolgt auch häufig durch Ratsche wie in Fig. 650 bis 653. Setzt man den Ständer der einfachen Schraubenwinde auf einen Schlitten und bewirkt die Horizontalverschiebung durch eine Schraubenspindel, so entsteht die Schlittenwinde.

Tabelle 66. Abmessungen, Gewichte und Preise von 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: Ausführung a ¹⁾ kg	18	19	24	26	32	54	—	—
" " b ²⁾ "	24	25,5	36,5	39	43,2	54	57	58,5

- 1) Ausführung a: Gußeiserner Schaft mit direkt eingeschnittenem Muttergewinde. Stahlspindel mit einfachem Hebel.
- 2) Ausführung b: Gußeiserner Schaft mit Rotgußmutter. Stahlspindel mit Ratschenhebel.

Berechnung.

Es bezeichnet:

- Q die zu hebende Last in kg,
- P die Antriebskraft am Hebel in kg,
- $d_i = 2 r_i$ den Kerndurchmesser der Spindel,
- $d_a = 2 r_a$ den äußeren Durchmesser derselben,
- $d_m = 2 r_m$ den mittleren Durchmesser derselben, } in cm
- s die Ganghöhe, t die Gangtiefe,
- 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_a die zulässige Drehungsbeanspruchung } in kg/qcm.

1. Schraubenspindel. Sie ist auf Druck und Verdrehung beansprucht. Vernachlässigt man die Verdrehung, welche durch das Antriebsmoment hervorgerufen wird, und setzt dafür die Druckbeanspruchung nur zu drei Vierteln der erlaubten, so berechnet sich zunächst der Kerndurchmesser aus der Druckgleichung

$$Q = \frac{d_i^2 \pi}{4} \cdot k \quad \text{zu} \quad d_i = \sqrt[4]{\frac{4Q}{\pi k}}$$

worin $k = \frac{3}{4} \cdot 600 = 450 \text{ kg/qcm}$ für Flußeisen

und $k = \frac{3}{4} \cdot 900 \sim 700 \text{ kg/qcm}$ für Flußstahl.

Wählt man weiter die Steigung des Gewindes nach S. 200 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 $d_a = d_i + 2t.$

Der mittlere Schraubendurchmesser ist demnach $d_m = \frac{d_i + d_a}{2}$ und die Tangente des Steigungswinkels $tg \alpha = \frac{s}{d_m \pi}$.

2. 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 $\varrho = 6^\circ$.

Selbsthemmung ist vorhanden, wenn $\alpha \leq \varrho$.

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

$$P = Q \frac{r_m}{a} tg(\alpha + \varrho) + \frac{\mu Q \cdot r}{2}$$

und der Wirkungsgrad $\eta = \frac{tg \alpha}{tg(\alpha + \varrho) + \frac{\mu r}{2 r_m}}$.

Mit $\alpha = 5^\circ$, $\varrho = 6^\circ$, $\mu = 0,1$ und $r:r = 1$ wird $\eta = 0,36$.

3. 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

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) n \cdot k,$$

oder

$$n = \frac{4 Q}{\pi (d_a^2 - d_i^2) k},$$

oder mit $h = n \cdot s$

$$h = \frac{4 Q \cdot s}{\pi (d_a^2 - d_i^2) k}.$$

Hierin ist $k = 100 \text{ kg/qcm}$ für Stahl auf Bronze,

$k = 50 \text{ kg/qcm}$ für Flußeisen auf Grauguß.

4. 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 $Q = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot k$

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d_i^2},$$

und die Verdrehungsanstrengung aus

$$M_d = Pa = Q r_m \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = \frac{1}{5} d_i^2 \cdot k_d$$

$$\tau = \frac{5M_d}{d_i^3},$$

oder annähernd mit $r_m \sim \frac{d_i}{2}$

$$\tau = \frac{5Q}{2d_i^2} \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

Die beiden Anstrengungen σ und τ sind zu vereinigen nach der Formel

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

Mit Einsetzung der obigen Werte wird

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{d_i^2} \left[\frac{4 \cdot 0,35}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5 \operatorname{tg}[\alpha + \varrho])^2} \right]$$

und $d_i = \sqrt{\frac{Q}{k} \left[\frac{1,4}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5 \operatorname{tg}[\alpha + \varrho])^2} \right]}$.

Hierin ist zu setzen

für Flußeisen $k = 600 \text{ kg/qcm}$ und $k_d = 400 \text{ kg/qcm}$,

$$\text{also } \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} = 1,15,$$

für Flußstahl $k = 900 \text{ kg/qcm}$ und $k_d = 600 \text{ kg/qcm}$,

$$\text{also } \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} = 1,15.$$

Setzt man für Spindeln mit Selbsthemmung vorläufig $\alpha = 4^\circ$ und $\varrho = 6^\circ$, 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.

5. 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 Stützapfenreibung nach den vorher gemachten Angaben zu erfolgen.

$$\text{Es ist} \quad d_i = \sqrt{\frac{4W}{\pi k}}$$

$$\text{und} \quad P = Q \frac{r_m}{a} \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu Q r}{2}.$$

Schrauben-Schlittenwinde für 8000 kg Tragkraft.

(Siehe Fig. 650 bis 653.)

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 Sperrrad ein. Ein hinter der Klinke angebrachter Keil, der durch eine Feder nach vorn gedrückt wird, bewirkt, daß stets nur ein Klinkenarm in das Sperrrad 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 Ermittlung 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 $k = 700 \text{ kg/qcm}$, und schätzen den Steigungswinkel am Schraubenkern $\alpha = 5^\circ$, so erhalten wir mit $Q = 6^0$

$$d_i \geq \sqrt{\frac{8000}{700} \left[\frac{1,4}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \left(\frac{700}{1,3 \cdot 400} \right)^2 \text{tg} [5^\circ + 6^\circ]^2} \right]} = 4,4 \text{ cm},$$

$$d_i \sim 45 \text{ mm}.$$

Die Steigung wählen wir

$$s = \frac{d_i}{4} = \frac{45}{4} = 11,2 \text{ mm} \sim \frac{1}{2}'' = 12,7 \text{ mm},$$

so daß mit einer Gangtiefe $t = \frac{s}{2} = \frac{12,7}{2} \sim 6 \text{ mm}$ der äußere Spindeldurchmesser $d_a = 57 \text{ mm}$ wird.]

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist also bei einem mittleren Durchmesser $d_m = \frac{57 + 45}{2} = 51 \text{ mm}$ bestimmt durch

$$\text{tg} \alpha = \frac{12,7}{51 \cdot \pi} = 0,079, \text{ d. h. } \alpha = 4^\circ 30'.$$

Die Mutterhöhe wird bei einer spezifischen Pressung $k = 75 \text{ kg/qcm}$

$$h = \frac{4 Q \cdot s}{\pi (d_a^2 - d_i^2) k} = \frac{4 \cdot 8000 \cdot 1,27}{\pi (5,7^2 - 4,5^2) \cdot 75} = 14 \text{ cm},$$

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

$$P = Q \frac{r_m}{a} \text{tg}(\alpha + \varrho) = 8000 \frac{2,55}{100} \text{tg}(4^\circ 30' + 6^\circ)$$

$$\text{zu } P \sim 38 \text{ kg}.$$

Fig. 652.

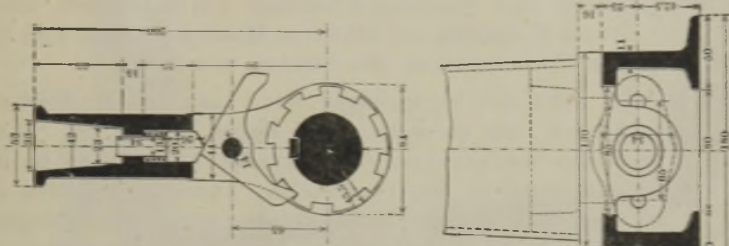


Fig. 653.

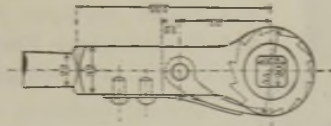
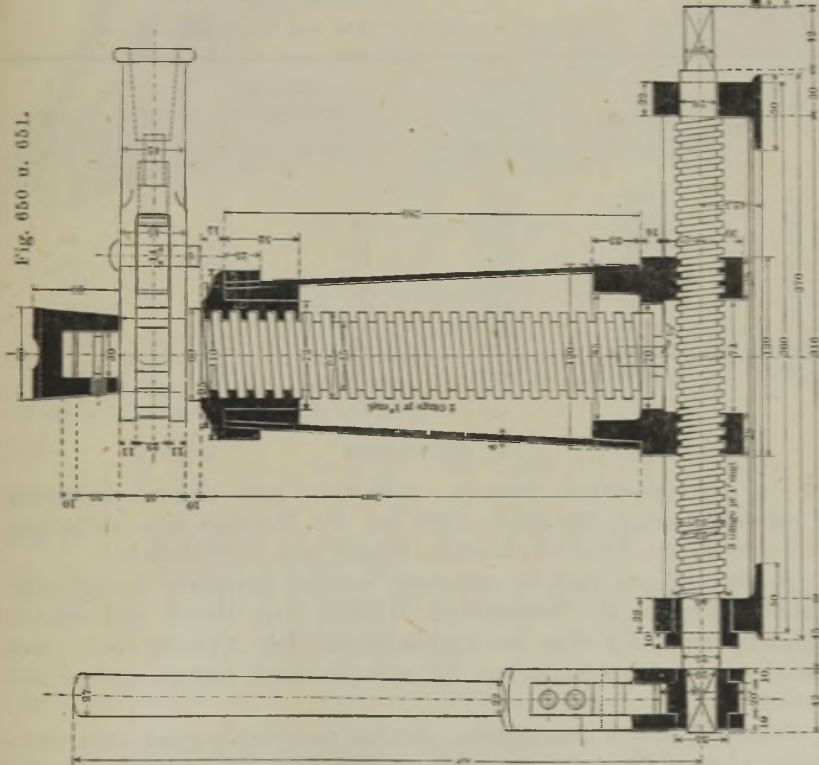


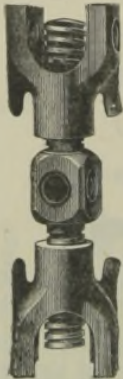
Fig. 650 u. 651.



Schichten-Schraubenwinde für 8000 kg Tragkraft von Gebr. Bolzani in Berlin.

Schraubenzwinge zum Heben, Ziehen und Drücken von Lasten
von Schuchardt & Schütte in Berlin.

Fig. 654.



Schraubenzwinge.

Das durchlochte Mittelstück und die Schraube ist aus einem einzigen Stück Stahl geschmiedet. Letztere hat flachgängiges Rechts- und Linksgewinde. Die Kopfstücke sind aus schmiedbarem Guß hergestellt.

Dieses Werkzeug dient bei Montagen zum Zusammenetzen 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 Zusammenpressen von Rohrflanschen, Eisen- und Holzteilen.

Tabelle 67. Abmessungen und Gewichte von Schraubenzwingen.

Nr.	Tragfähigkeit kg	Höhe im niedrigsten Stande etwa mm	Durchmesser der Schraube		Gewicht etwa kg
			engl. Zoll	etwa mm	
1	1 000	150	1	25	1 ³ / ₄
2	1 000	200	1	25	2
3	1 500	250	1 ¹ / ₄	32	4
4	2 000	300	1 ¹ / ₂	38	6 ¹ / ₂
5	4 000	350	1 ³ / ₄	45	11
6	6 000	400	2	50	15 ¹ / ₂
7	8 000	460	2 ¹ / ₄	57	21
8	10 000	510	2 ¹ / ₂	63	30 ³ / ₄
9	15 000	590	2 ³ / ₄	70	40

g) 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 zusammen-

enieteten
er Träger
an beiden
allen gesich

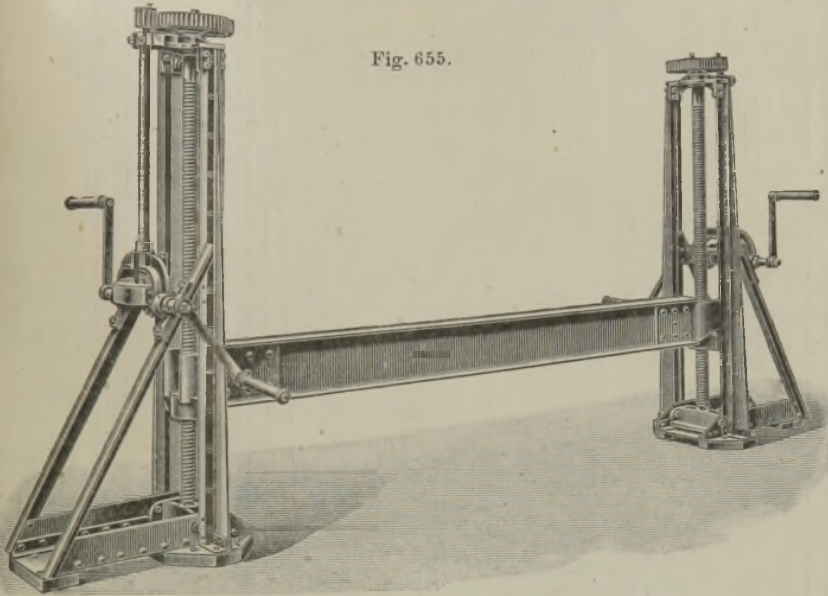


Wählt man ab
l = 40 kg
ermittelt sich m
in Ständerver

l = 12500
000
ist die St
= 13,5
Ermittelt e
= 1 ~ 8 m
wer des Ge
Der Stei
Zur E
messung z

genieteten Eisenbahnschienen oder aus I-Eisen hergestellt. Die Enden der Träger werden mit Gabeln versehen, welche die Schraubenspindeln von beiden Seiten umfassen, so daß die Lastträger gegen das Herabfallen gesichert sind.

Fig. 655.



Hebeböcke mit Querträger.

Berechnung eines Hebebockes für 12500 kg.

Wählt man als Material für die Schraubenspindel Flußeisen mit $k = 600$ und $k_d = 400 \text{ kg/qcm}$, und schätzt man den Steigungswinkel vorläufig auf $4^\circ 30'$, so ermittelt sich zunächst der Kerndurchmesser der Spindel aus der auf S. 343 für die Schraubenwinden aufgestellten Gleichung

$$d_i = \sqrt{\frac{12500}{600} \left[\frac{1,4}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + 1,15^2 (5 \operatorname{tg} [4^\circ 30' + 6^\circ])^2} \right]} = 5,7 \text{ cm.}$$

Folglich ist die Steigung $s = \frac{d_i}{4} = \frac{57}{4} = 14,2 \text{ mm}$, welche nach engl. Zoll auf $s = \frac{5}{8}'' = 15,87 \text{ mm}$ abgerundet wird.

Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser bei einer Gangtiefe $s = \frac{s}{2} \sim 8 \text{ mm}$ zu $d_a = d_i + 2t = 57 + 16 = 73 \text{ mm}$, und der mittlere Durchmesser des Gewindes $d_m = \frac{d_i + d_a}{2} = 65 \text{ mm}$.

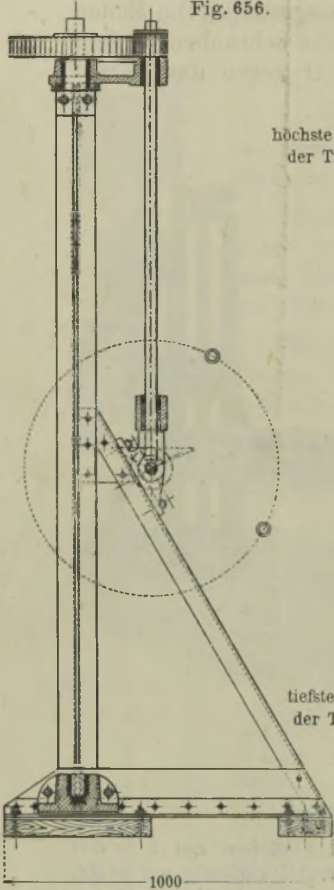
Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie ist demnach bestimmt durch

$$\operatorname{tg} a = \frac{s}{d_m \pi} = \frac{15,87}{65 \cdot \pi} = 0,077, \text{ d. h. } a = 4^\circ 30'.$$

Zur Höhenbestimmung der gußeisernen Mutter wählen wir die spezifische Pressung zwischen den Gewindegängen zu 50 kg/qcm .

Fig. 656.

Fig. 657.

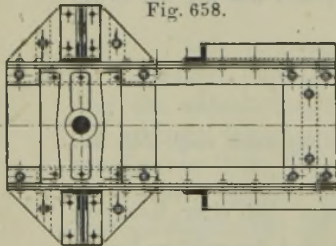


höchste Stellung
der Traverse

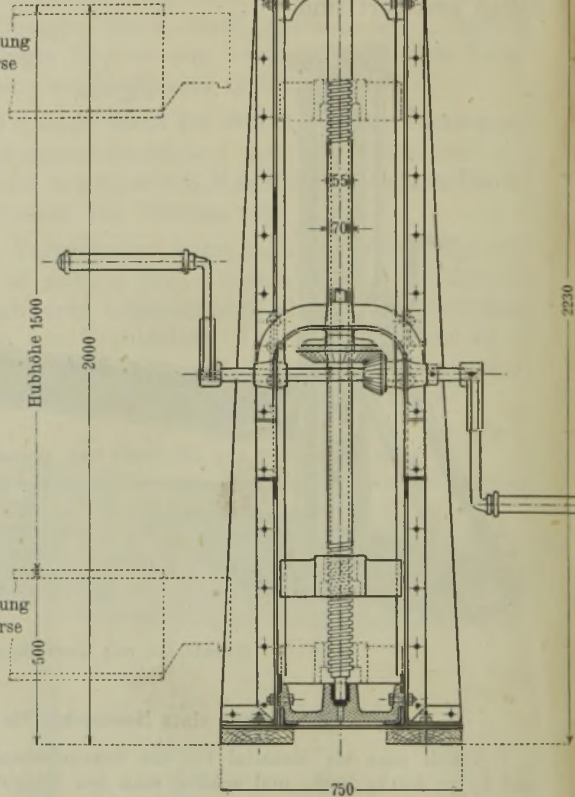
tiefste Stellung
der Traverse

1000

Fig. 658.

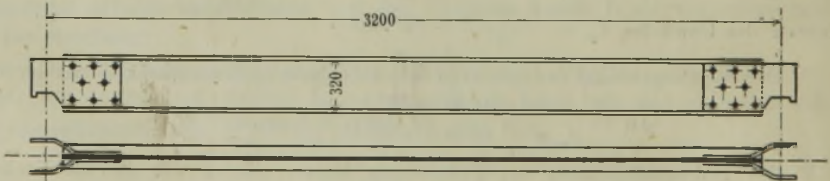


Grundriß zu Fig. 656.



Hebebock für 12500 kg Tragkraft.

Fig. 659.



Querträger.

Dann wird bei n Gewindegängen nach der Gleichung (S. 342)

$$h = n \cdot s = \frac{4 Q \cdot s}{\pi (d_a^2 - d_i^2) k}$$

$$h = \frac{4 \cdot 12500 \cdot 1,587}{\pi (7,3^2 - 5,7^2) \cdot 50} = 24,5 \text{ cm.}$$

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 $\eta = 0,35 \cdot 0,93^2 \sim 0,3$.

Zur Berechnung der noch weiter erforderlichen Räderübersetzung sei

- i das gesamte Übersetzungsverhältnis der Vorgelege,
- Q die Last = 12500 kg,
- r_m der mittlere Schraubenhalmmesser,
- P die Betriebskraft an den beiden Kurbeln = 30 kg,
- a der Kurbelarm = 400 mm.

Es muß dann sein
$$P = \frac{Q \cdot r_m \cdot t g a \cdot i}{a \cdot \eta},$$

also
$$i = \frac{30 \cdot 40 \cdot 0,3}{12500 \cdot 3,25 \cdot 0,077} = \frac{36}{320} \sim \frac{1}{10}.$$

Diese Übersetzung wird durch die Kegelhäder 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 elektrisch¹⁾ 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 Zahnradervorgeleges 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, $\frac{2}{4}$ gekuppelte Schnellzuglokomotiven innerhalb zwölf Minuten zu heben. Dabei sind zur Bedienung einschließlich des Versetzens und des Wiederaufstellens der Böcke nur zwei Mann erforderlich.

1) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 230.

Der Stromverbrauch beträgt 35 bis 38 Amp. beim Heben, 20 bis 25 Amp. beim Senken bei 110 Volt Spannung.

Fig. 661.

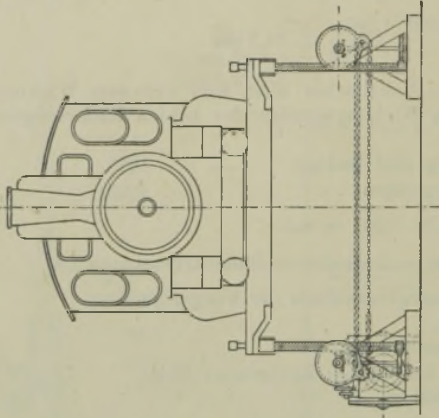
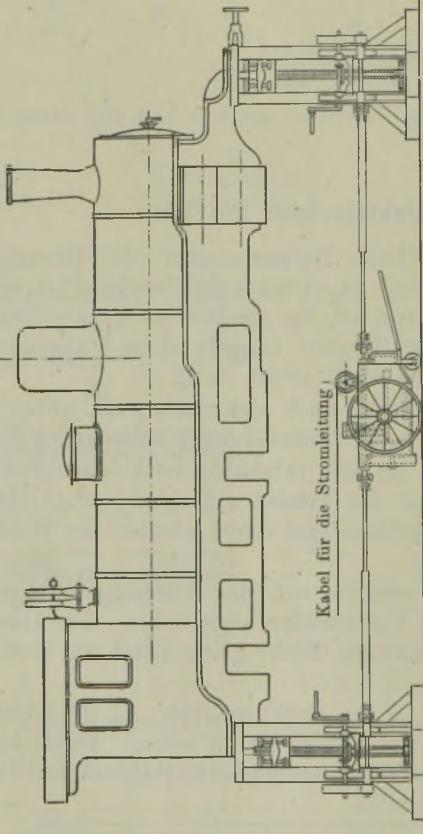


Fig. 660.



Kabel für die Stromleitung

Hebeböcke mit elektrischem Antrieb.

Bei neueren Ausführungen erhält jeder Bock an der oberen Seite einen Motor, welcher mittels Schneckengetriebes und Ritzel das Stirnrad der Spindel antreibt. Je zwei Böcke werden durch eine gemeinschaftliche Walze gesteuert. Ein 20-t-Lokomotiv-Hebebock wird z. B. mit einem 6-PS-Motor ausgerüstet¹⁾.

Druckwasser-Hebeböcke.

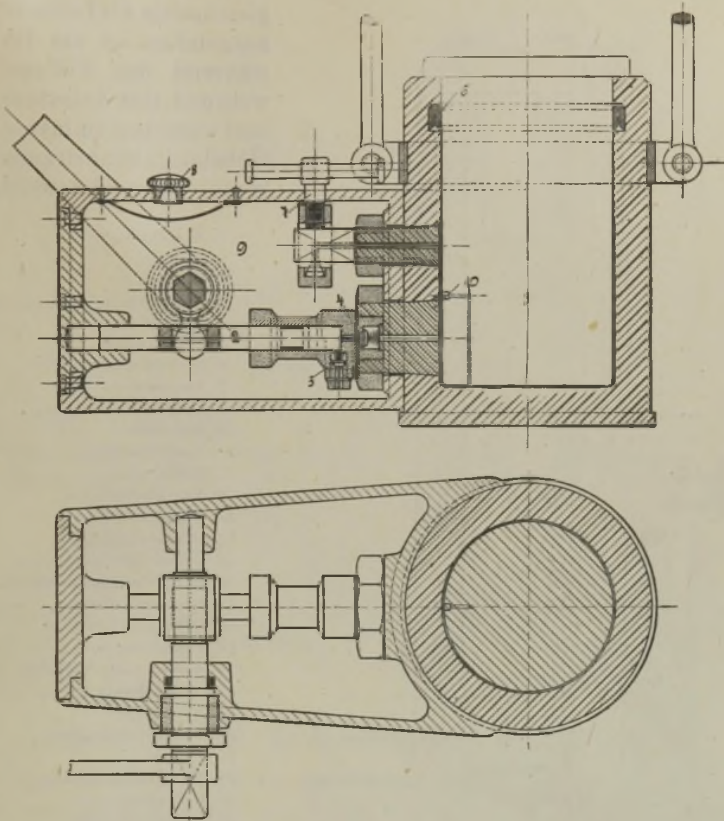
Während sich Zahnstangen- und Schraubwinden vorteilhaft, d. h. ohne ihre Transportfähigkeit auszuschließen, nur bis zu einer Tragkraft von 2000 kg konstruieren lassen, bietet der Druckwasser-Hebebock das Mittel, mit geringen Abmessungen und Gewichten eine Kraftentfaltung bis zu 300000 kg zu erreichen.

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.

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

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 87.

Fig. 662 u. 663.



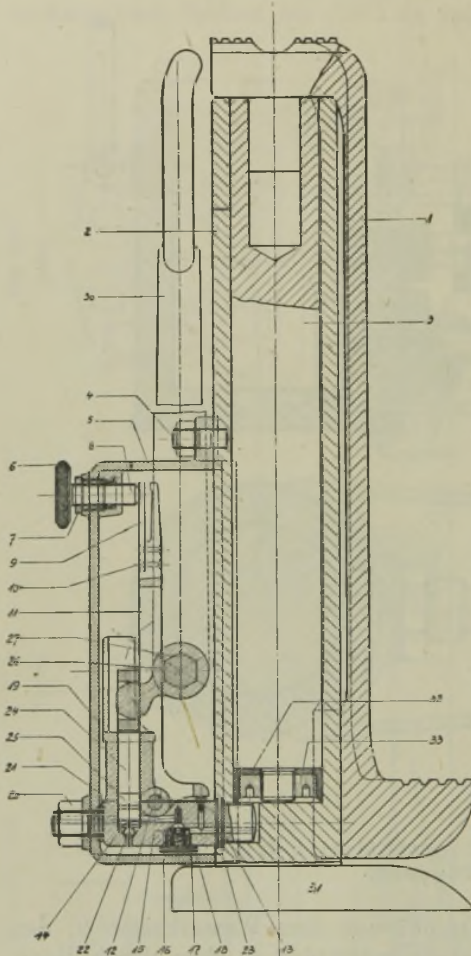
Druckwasser-Hebebock (D. R.-P.) von Heinrich de Fries, G. m. b. H.,
Düsseldorf.

Düsseldorf besteht nach der Fig. 662 aus dem Wasserkasten 9, dem Hubzylinder mit Stempel 5 und Stulpdichtung 6, dem durch Handhebel betätigten Pumpenkolben 2, Ansaugventil 3 und Druckventil 4.

Arbeitsvorgang: Vorwärtsbewegen des Hebels hat Zurückziehen des Plungers 2 und damit Ansaugen durch Ventil 3 zur Folge. Rückwärtsbewegen des Hebels hat Vorschieben des Plungers und damit gleichzeitiges Schließen des Ansaugventils 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.

Fig. 664.



Druckwasser-Lokomotivhebebock
von Heinrich de Fries, G. m. b. H., Düsseldorf.

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 Hebebocke können auch horizontal verwendet werden.

1. Klauenträger.
2. Zylinder.
3. Kolben.
4. Wasserkasten - Befestigungsschraube.
5. Wasserkasten.
6. Ventilstellschraube.
7. Stopfbüchse.
8. Stopfbüchsenpackung.
9. Blattfeder.
10. Blattfedernieten.
11. Ventilhebel.
12. Ventilhebelbolzen.
13. Ablassventilkegel.
14. Druckventilkegel.
15. Druckventillederscheibe.
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.

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. 664 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.

Einteilung nach Bauart, Antrieb oder Verwendung.

Nach der Form der Krangerüste unterscheidet man:

1. Krane mit Ausleger (Drehkrane und Wippkrane).
2. Krane mit Bühne (Laufkrane und Brückenkrane).

Nach der Art des Antriebes hat man Handkrane, Dampfkranne, elektrische Krane, hydraulische Krane, letztere immer mehr durch den elektrischen Antrieb verdrängt, der gegenüber den anderen Antriebsarten große Vorzüge hat.

Grundsätze für die Gerüstberechnung der Krane.

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_s , k_b für Krangerüste sind daher bei maschinellm Antrieb im allgemeinen niedriger zu wählen als bei Handbetrieb.

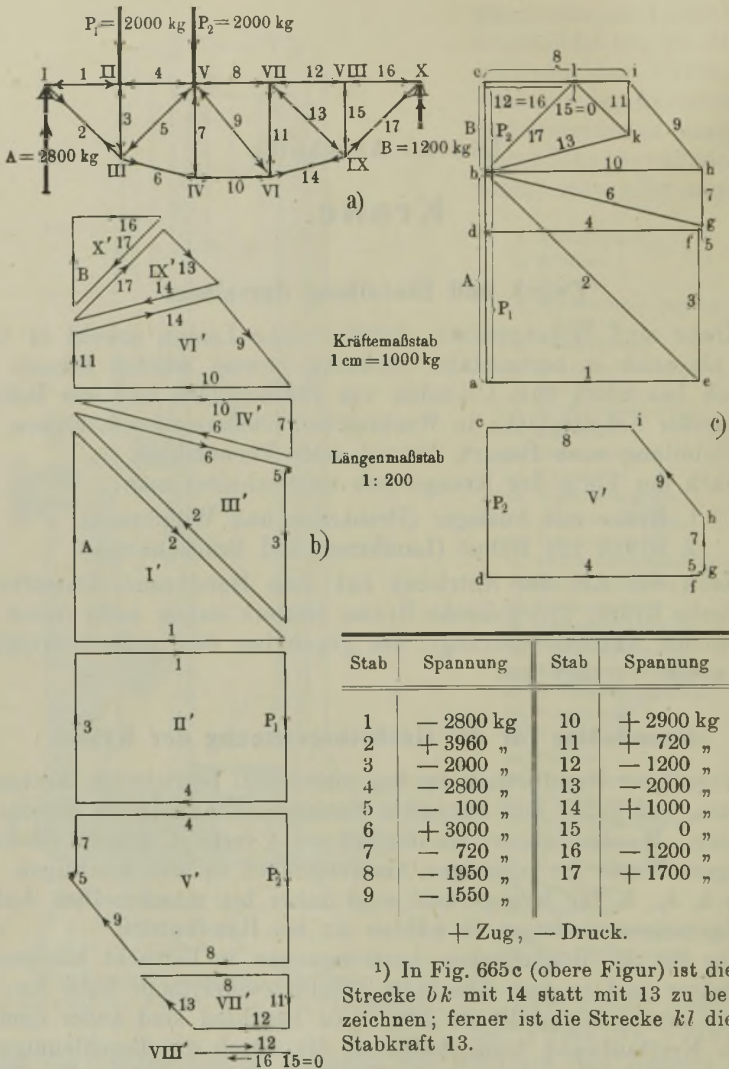
Die für die dynamischen Anstrengungen in Betracht kommenden Grundsätze sind in dem Abschnitt Trägheitswiderstände beim An- und Auslauf zusammengestellt (S. 228). Zu beachten sind außer dem erhöhten Kraftaufwand beim Anfahren die durch die Beschleunigungskräfte erhöhte Seilspannung und die seitliche Beanspruchung der Träger durch dieselben.

Die Berechnung der Kranträgerbeanspruchungen erfolgt teils graphisch, teils rechnerisch.

1. Bestimmung der Stabspannungen in einem Fachwerke (durch Kräftepläne).

Ein Fachwerk ist im Gleichgewicht, wenn an jedem Knotenpunkte Gleichgewicht zwischen daselbst wirkenden Kräften (äußeren Belastungen und inneren Stabspannungen) besteht. Gleichgewicht besteht,

Fig. 665 a bis c ¹⁾.



Ermittlung von Stabspannungen durch Kräftepläne.

wenn sämtliche an einem Knotenpunkt wirkenden Kräfte im gleichen Pfeilsinn aneinandergesetzt 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 durch Zeichnen eines Kräftezuges bestimmen.

Verfahren: Nachdem die angreifenden äußeren Kräfte P und die Auflagerwiderstände A und B angebracht sind, nummeriere man sämtliche Stäbe (1, 2, 3 usw.) und Knotenpunkte (I , II , III usw.). Man

beginne die Berechnung bei einem Knotenpunkte, an dem höchstens zwei unbekannte Spannungen angreifen, hier I (oder X), Fig. 665a.

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 Druckspannung, 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. 665 b), kann man alle Züge zu einer Figur, dem Cremonaplan (Fig. 665 c) vereinigen. Bei seiner Konstruktion sind folgende Regeln zu beachten:

1. Auf der Kraftlinie (\overline{ac}) dürfen nur äußere Kräfte (Belastungen), keine Stabspannungen aufgetragen werden.
2. Jedem Knotenpunkt im Fachwerke (Fig. 665 a) entspricht im Kräfteplan (Fig. 665 c) 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. Im Fachwerk (Fig. 666) sind die Stabspannungen zu bestimmen.

Aus der Belastung $P = 3000$ kg werden die Auflagerwiderstände $A = 1000$ kg, $B = 2000$ kg berechnet und angetragen.

Dem Knoten I entspricht Kräfteplan abd ; A , 1 und 2 stehen an I im Gleichgewicht. $\overline{ab} \parallel A$ aufgetragen; $\overline{ad} // 1$, $\overline{bd} // 2$ gezogen, dann ist $\overline{ad} = 1$, $\overline{bd} = 2$. 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 $\overline{de} // 3$, $\overline{be} // 6$, 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, $\overline{ef} // 5$, $\overline{af} // 4$ 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).

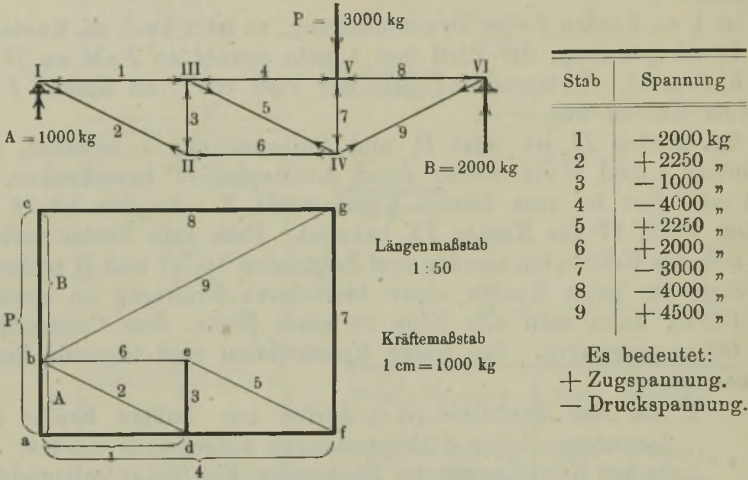
Knoten IV: $6 = \overline{be}$ und $5 = \overline{ef}$ bekannt, Parallele \overline{fg} zu 7 und \overline{bg} zu 9 geben 7 und 9. Pfeil rechtsum.

Knoten V: $P = ca$, $4 = \overline{af}$, $7 = \overline{fg}$ bekannt, Parallele \overline{cg} zu 8 gibt 8. Pfeil linksrum.

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 bestehenden Tabelle sind die gefundenen Stabspannungen zusammengestellt.

Fig. 666 u. 667.



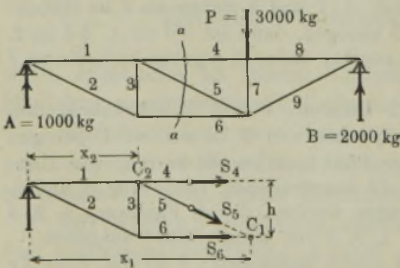
Stabspannungen durch Kräfteplan bestimmt.

2. 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 Momenten-

Fig. 668 u. 669.



Rittersche Schnittmethode.

gleichung 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:

$$S_4 \cdot h + A \cdot x_1 = 0, \text{ also } S_4 = -\frac{A \cdot x_1}{h}.$$

Das Minuszeichen deutet an, daß S_4 eine Druckspannung ist, keine Zugspannung, wie eingezeichnet. Die Änderung des Vorzeichens bedeutet also, daß die Stabkraftrichtung falsch angenommen war.

Zur Bestimmung von S_6 wird der Schnitt C_2 von S_4 und S_5 als Drehpunkt gewählt.

Momentengleichung:

also:

$$-S_6 \cdot h + A \cdot x_2 = 0,$$

$$-S_6 = -\frac{A \cdot x_2}{h}$$

(Zugbeanspruchung; Vorzeichen hat sich nicht geändert).

Beispiel. Das Fachwerk Fig. 670 soll berechnet werden. Durch Zeichnen von Kräfteplänen ist das Fachwerk zunächst nicht bestimmbar, da von jedem Knotenpunkt drei unbekannte Stabspannungen ausgehen.

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.

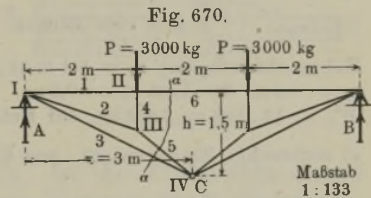
Momentengleichung:

also

$$S_6 \cdot h + A \cdot x - P \cdot 1 = 0,$$

$$S_6 = \frac{-A \cdot x + P \cdot 1}{h} = \frac{-3000 \cdot 3 + 3000 \cdot 1}{1,5}$$

$$= -4000 \text{ kg (Druck).}$$



Rittersche Schnittmethode.

Nun läßt sich Knoten II graphisch berechnen (P und 6 bekannt, 1 und 4 unbekannt), dann Knoten I, III, IV .

3. Ruhende und bewegliche Last.

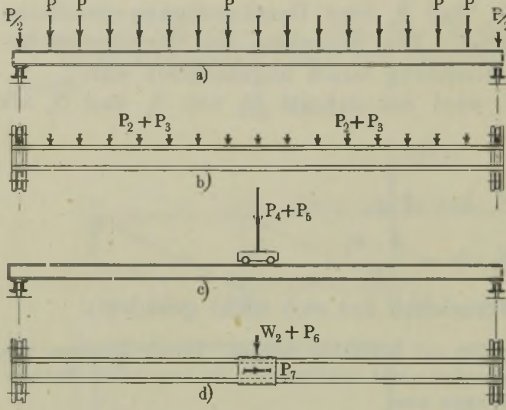
Die ruhende Last eines Kranträgers besteht in Eigengewicht in senkrechter Richtung, in wagerechter Richtung in Winddruck und in den beim Anfahren und Bremsen auftretenden Massendrücken. Die durch sie erzeugten Beanspruchungen bestimmt man beim Vollwandträger durch Momentengleichungen, bei Fachwerkträgern durch Kräftepläne 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 Massendrücken 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 S. 493 und 511.)

Bei Vollwandträgern kann die Last an jeder Stelle auf den Träger übertragen werden, bei Fachwerkträgern nur in den Knotenpunkten.

Fig. 671 bis 674.



Skizze zum Beispiel.

Der Massendruck P berechnet sich, wenn m die zu bremsende Masse, v die Fahrgeschwindigkeit, s der Bremsweg, t die Bremszeit ist, zu:

$$P = \frac{m v^2}{2s} \text{ oder } P = \frac{m \cdot v}{t}$$

Beispiel. Es sollen die sämtlichen belastenden Kräfte bestimmt werden bei einem Laufkran von 16 m Spannweite, 16 Feldern, $G_1 = 10\,000$ kg Eigengewicht, $G_2 = 3\,000$ kg Katzensgewicht, $G_3 = 5\,000$ kg Nutzlast. Fahrgeschwindigkeit $v_1 = 1,3$ m/sk, Katzensgeschwindigkeit $v_2 = 0,5$ m/sk,

Hubgeschwindigkeit $v_3 = 0,1$ m/sk, 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: $W_1 = 12 \cdot 150 = 1\,800$ kg, auf Katze und Last (etwa $6\frac{1}{2}$ qm) $W_2 = 1\,000$ kg.

a) senkrecht: Eigengewicht, pro Knoten $P_1 = \frac{10\,000}{16} = 625$ kg,

b) wagerecht: Winddruck, pro Knoten $P_2 = \frac{W_1}{16} = \frac{1\,800}{16} = 112,5$ kg,

b) wagerecht: Massendruck, „ „ $P_3 = \frac{m_1 v_1^2}{2 s_1 \cdot 16} = \frac{10\,000 \cdot 1,3^2}{g \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 16} = 35,8$ kg, (durcha Eigengewicht)

Gewicht von Katze + Last $P_4 = 8\,000$ kg,

c) senkrecht: Massendruck beim Heben $P_5 = \frac{m_3 v_3^2}{2 s_3} = \frac{5\,000 \cdot 0,1^2}{g \cdot 2 \cdot 0,2} = 12,7$ kg,

d) wagerecht: Winddruck $W_2 = 1\,000$ kg,

Massendruck $P_6 = \frac{(m_2 + m_3) v_2^2}{2 s_2} = \frac{8\,000 \cdot 1,3^2}{g \cdot 2 \cdot 1,5} = 457$ kg. (durch Katze und Last)

In der Längsrichtung wirkt der Massendruck:

$$P_7 = \frac{(m_2 + m_3) v_2^2}{2 s_2} = \frac{8\,000 \cdot 0,5^2}{g \cdot 2 \cdot 0,6} = 170 \text{ kg.}$$

4. Verbindung der Trägerteile.

Die Verbindung mehrerer Teile miteinander erfolgt fast ausschließlich durch Nietten; durch Schrauben nur dann, wenn Nietten 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 und beim Anschluß von Gußeisenteilen.

Übliche Nietdurchmesser	13	16	20	23	26 mm
meist verwendet bei Blechstärken von 6 ~ 7	8 ~ 9	10 ~ 11	12 ~ 13	13	„ u. mehr
Nietteilung etwa	50	60	70	80	90

Die Berechnung der Nietverbindungen erfolgt auf Abscheren, nur lange Bolzen rechnet man auf Biegung. Als zulässige Scherspannung gilt meist $k_s = \frac{3}{4} k_z$.

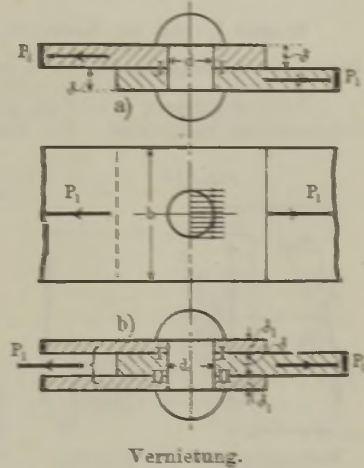
Man verwendet ein- oder mehrschnittige Vernietung; Fig. 675 zeigt eine einschnittige, die im Querschnitt *II* abgesichert wird, Fig. 677 eine zweischnittige mit den Abscherquerschnitten *II* und *III*.

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 $\frac{P}{n} = P_1$.

Fig. 675 bis 677.



a) Einschnittige Vernietung (Fig. 675). Ist die Eisenstärke δ und der Nieldurchmesser 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. 677). Es wird ausgeführt $\delta_1 \geq \frac{\delta}{2}$; 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. $P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l$, 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.

Nietzahl $n = \frac{P}{P_{1s}}$ (bzw. $n = \frac{P}{P_{1l}}$).

Beispiel 1. Zwei Flacheisen 70×10 mm sind einseitig 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 ein Knotenblech 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.

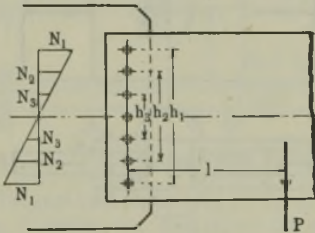
Nietdurchmesser $\delta = 2$ cm gewählt, dann ist $d > 1,25 \delta$, also ist der Lochleibungsdruck maßgebend. Ein Niet überträgt eine Kraft:

$$P_{1l} = d \cdot \delta \cdot k_l = 2 \cdot 1,4 \cdot 1500 = 4200 \text{ kg,}$$

also Nietzahl

$$n = \frac{P}{P_{1l}} = \frac{6500}{4200} \sim 2 \text{ Stück ausgeführt.}$$

Fig. 678.



Nietverbindung auf Biegung.

2. Nietverbindung rein auf Biegung beansprucht (Fig. 678).

Geht die die Nietung beanspruchende Kraft P nicht durch den Schwerpunkt der Vernietung, sondern im Abstand l vorbei, so wird die Nietung durch ein Biegemoment $M = P \cdot l$ beansprucht.

Je weiter die Nieten von der neutralen Achse XX wegliegen, desto größer ist die sie belastende Kraft N . Für Gleichgewicht muß das Biegemoment gleich dem Nietmoment sein, also:

$$M = N_1 \cdot h_1 + N_2 \cdot h_2 + N_3 \cdot h_3 + \dots \dots \dots 1)$$

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):

$$M = N_1 \cdot h_1 + \left(N_1 \frac{h_2}{h_1} \right) \cdot h_2 + \left(N_1 \frac{h_3}{h_1} \right) \cdot h_3 + \dots$$

$$= N_1 h_1 \left[1 + \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^2 + \left(\frac{h_3}{h_1} \right)^2 + \dots \right]$$

$$M = N_1 h_1 \left[\frac{(n-1)^2}{(n-1)} + \frac{(n-3)^2}{(n-1)} + \frac{(n-5)^2}{(n-1)} + \dots \right] = N_1 h_1 \cdot c \quad 2)$$

Bei der für derartige Verbindungen angewandten doppelschnittigen Nietung ist fast immer der Lochleibungsdruck maßgebend, deshalb darf die größte Nietkraft höchstens sein: $N_1 = d \delta k_l = d \delta (2k_s)$. Hiermit lautet Gleichung 2):

$$M = (d \delta 2k_s) \cdot h_1 \left[\frac{(n-1)^2}{(n-1)} + \frac{(n-3)^2}{(n-1)} + \frac{(n-5)^2}{(n-1)} \right] = 2d \cdot \delta \cdot k_s \cdot h_1 \cdot c \quad 3)$$

Der berechnete Wert c ist nachstehenden Tabellen zu entnehmen:

Tabelle 68 zu Fig. 679.

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			

Tabelle 69 zu Fig. 680.

Es ist nun bei Anordnung der Nieten nach Skizze

	Fig. 679 (Reihen versetzt)	Fig. 680 (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 $a_1 \leq 3d, a_2 = 4 \sim 5d$.

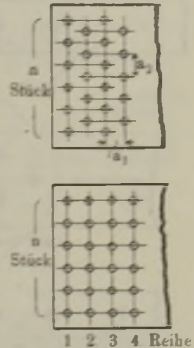
Beispiel. Eine Nietverbindung erleidet ein Biegemoment von $M = 600000$ kgcm; Blechstärke $\delta = 1,3$ cm, Nietdurchmesser $d = 2$ cm gewählt, Abstand der Außennieten $h_1 = 70$ cm möglich.

Aus Formel 3) folgt:

$$c = \frac{M}{2 d \delta h_1 \cdot k_s} = \frac{600000}{2 \cdot 2 \cdot 1,3 \cdot 70 \cdot 750} = 2,2$$

Man müßte also entweder 11 Nieten in eine Reihe anordnen ($c = 2,2$), oder in zwei Reihen, z. B. 6 Stück in der ersten, 5 in der zweiten ($c = 2,2$).

Fig. 679 u. 680.



Außer dem Biegemoment haben derartige Verbindungen oft noch Querkräfte zu übertragen, z. B. beansprucht in Fig. 678 die Kraft P alle Nieten gleichförmig auf Lochleibungsdruck mit der Beanspruchung σ_q . Für die äußersten Nieten ist der Lochleibungsdruck σ_s aus dem Biegemoment mit σ_q zusammzusetzen, die resultierende Beanspruchung σ_{res} soll $\leq k_s$ sein.

Beispiel. Ist in obigem Beispiele $M = P \cdot l = 3000 \cdot 200$ kgcm und ausgeführt zwei Reihen mit 7 Nieten in der ersten ($c = 2,53$), so berechnet sich der Lochleibungsdruck aus dem Biegemoment

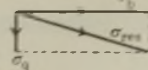
$$\sigma_b = \frac{M}{d \delta h_1 c} = \frac{600000}{2 \cdot 1,3 \cdot 70 \cdot 2,53} = 1304 \text{ kg/qcm,}$$

der Lochleibungsdruck aus der Querkraft P bei 13 Nieten zu

$$\sigma_q = \frac{P}{13} \cdot \frac{1}{d \delta} = \frac{3000}{13 \cdot 2 \cdot 1,3} = 89 \text{ kg/qcm,}$$

daraus $\sigma_{res} = \sqrt{1304^2 + 89^2} = 1308 \text{ kg/qcm, also } < k_s \text{ (siehe Fig. 681).}$

Fig. 681.



Skizze zum Beispiel.

Etwaige Schraubenverbindungen werden in derselben Weise wie Vernietungen berechnet.

3. Anordnung der Niete.

Es ist der Abstand der Niete (Fig. 682)

1. in der Krafrichtung: voneinander $t_{min} = 3d$, $t_{max} = 6$ bis $8t$, vom Rande $a = 2d$, mindestens $= 1,5d$;
2. senkrecht zur Krafrichtung: vom Rande $a_1 = 1,5d$ bis $2d$.

Ist die Blechbreite $b > 4d$, so wird mehrreihige Nietung ausgeführt (Fig. 683). Dabei ist die Teilung schräg gemessen $t = 3d$, angegeben

wird t_1 , in der Krafrichtung gemessen (abgerundet). In die erste Nietreihe kommt möglichst nur ein Niet, damit bei Zugbeanspruchung nur ein Nietabzug erforderlich ist.

Bei Winkeleisen (Fig. 684) setzt man die Niete in der Entfernung

(Wurzelmaß) $w = \frac{b}{2} + (2,5 \text{ bis } 5 \text{ mm})$.

Sind in beiden Schenkeln Niete, so versetzt man sie, wobei $t_{min} = 4d$ 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 Niete

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 $k = 1000 \text{ kg/qcm}$.

Der eine Flansch mit $8 \cdot 0,8 = 6,4 \text{ qcm}$ genügt zur Kraftübertragung, da

$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{6000}{6,4} = 940 \text{ kg/qcm}$ wird. Nietdurchmesser $d = 2 \text{ cm}$ 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
$$n = \frac{P}{P_1} = \frac{6000}{2350} = 3 \text{ Stück.}$$

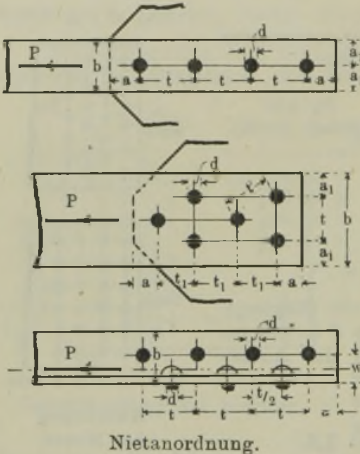
Teilung $t = 3d = 3 \cdot 2 = 6 \text{ cm}$, Abstand vom Rande $a = 2d = 4 \text{ cm}$,

$$\text{Wurzelmaß } w = \frac{b}{2} + 5 \text{ mm} = 4,5 \text{ cm.}$$

2. Ein \square NP 14 ist mit 16000 kg gezogen. Zulässig sei $k_s = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Fig. 685). Einschnittige Niete von $d = 1,6 \text{ cm}$ mit $P_1 = \frac{1,6^2 \pi}{4} \cdot 750 = 1510 \text{ kg}$ verwendet; mindestens

$$n = \frac{P}{P_1} = \frac{16000}{1510} = 11 \text{ Stück}$$

Fig. 682 bis 684.



Beispiel. Ein Träger (I-Eisen) von $l = 4$ m Stützweite ist mit $Q = 6000$ kg gleichförmig belastet. Welches Profil ist erforderlich?

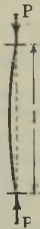
$$M = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{6000 \cdot 400}{8} = 300000 \text{ kgcm.}$$

Erforderlich $W = \frac{M}{k_b} = \frac{300000}{1000} = 300 \text{ cm}^3$, gewählt I NP 24 mit $W = 353 \text{ cm}^3$,

$$\text{also Beanspruchung } \sigma = \frac{M}{W} = \frac{300000}{353} = 851 \text{ kg/qcm.}$$

4. Auf Knickung: Die knickende Kraft P wirkt in der Schwerpunktsachse des Stabes, die Stabenden werden geführt, aber drehbar angenommen.

Fig. 687.



Knickbeanspruchung ist bei langen schlanken Stäben ausschlaggebend, Druckbeanspruchung bei kurzen, im Zweifelsfalle rechnet man beide Beanspruchungen nach.

Die Berechnung erfolgt nach der Eulerschen Formel:

$$P = \frac{\pi^2 EJ}{l^2 \mathfrak{S}},$$

Knickung. 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:

$$J_{(\text{cm}^4)} = c \cdot P_{(t)} l_{(m)}^2,$$

wobei c aus folgender Tabelle zu entnehmen ist.

Tabelle 70. Koeffizienten c für Knickung.

Sicherheitsgrad \mathfrak{S}	4	5	6	8	10	12	Sicherheitsgrad
Gußeisen ($E = 1000000$ kg/qcm) . .	4	5	6	8	10	12	$\mathfrak{S} = \frac{J}{Pl^2}$
Schweißeisen ($E = 2000000$ kg/qcm)	2	2,5	3	4	5	6	$\mathfrak{S} = 2 \frac{J}{Pl^2}$
Flußeisen ($E = 2150000$ kg/qcm) . .	1,86	2,33	2,79	3,72	4,65	5,58	$\mathfrak{S} = 2,15 \frac{J}{Pl^2}$

(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. 520.

Zur Nachprüfung der Knicksicherheit eines gedrückten Stabes, dessen Abmessungen bekannt sind, eignen sich die Tetmajerschen Formeln (siehe Hütte). Eine direkte Ermittlung des erforderlichen Querschnittes ermöglichen sie nicht.

Beispiel. 1. Ein Stab von $l = 2\text{ m}$ Länge ist mit $P = 2t$ auf Druck belastet. Welches L-Profil ist erforderlich, damit er nicht ausknickt? Sicherheit mindestens fünffach.

$$J = 2,33 Pl^3 = 2,33 \cdot 2 \cdot 4 = 18,6 \text{ cm}^4.$$

Gewählt L 75 × 75 × 8 mit $J_{min} = 24,4 \text{ cm}^4$ und $F = 11,5 \text{ qcm}$.

Die vorhandene Sicherheit ist

$$\mathcal{S} = 2,15 \frac{J}{Pl^3} = 2,15 \frac{24,4}{2 \cdot 4} = 6,56 \text{ fach.}$$

Die Druckbeanspruchung ist

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{2000}{11,5} = 174 \text{ kg/qcm},$$

also ist keine Knickgefahr vorhanden.

2. Ein I NP 16 ist mit $P = 23t$ belastet. Stablänge $l = 1\text{ m}$, Querschnitt $F = 22,8 \text{ qcm}$, $J_{min} = 54,5 \text{ cm}^4$.

Auf Druck entsteht eine Beanspruchung

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{23000}{22,8} = 1010 \text{ kg/qcm},$$

die gerade noch zulässig ist.

Auf Knickung ist die Sicherheit

$$\mathcal{S} = 2,15 \frac{J}{Pl^3} = 2,15 \frac{54,5}{23 \cdot 1} = 5,1 \text{ fach.},$$

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 Biegemoment M (kgcm), so tritt eine Beanspruchung ein:

$$\text{durch den Zug (oder Druck) } \sigma_1 = \frac{P}{F},$$

$$\text{durch das Biegemoment } \sigma_2 = \frac{M}{W},$$

$$\text{also insgesamt } \sigma = \sigma_1 \pm \sigma_2 = \frac{P}{F} \pm \frac{M}{W}.$$

Für auf Biegung und Druck beanspruchte, zusammengesetzte Fachwerkstäbe (z. B. Obergurtstab eines Kranträgers, bei welchem der Obergurt zugleich Fahrbahn für die Katze ist) läßt sich zur Vermeidung des wiederholten Probierens aus der Gleichung $\sigma_{max} = \frac{P}{F} + \frac{M_b}{W}$ eine Beziehung für einen brauchbaren Grundquerschnitt ermitteln.

P = Stabkraft in kg,

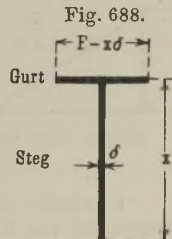
F = Gesamtfläche in qcm,

δ = gleichbleibende Dicke von Gurt und Steg,

M_b = Biegemoment in kgcm

(man rechnet gewöhnlich in den Knotenpunkten sogenannte halbe Einspannung: $M_b = \frac{Pl}{6}$),

W = Widerstandsmoment.



Unter Vernachlässigung des Gurtes bei Ermittlung der Schwerpunktslage und des Trägheitsmomentes des Gurtes in bezug auf dessen eigene Achse ergibt sich nach entsprechender Entwicklung¹⁾ unter Zuhilfenahme der Differentialrechnung mit $F = f \cdot \delta$

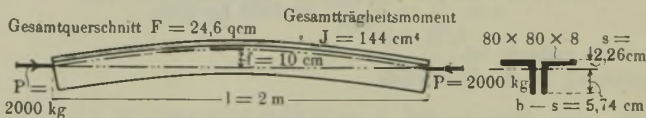
Steghöhe = 2 · Gurtbreite und

$$F = \frac{P + \sqrt{18 M_b \cdot \delta \cdot \sigma + P^2}}{2 \sigma} \quad \text{oder} \quad f = \frac{P + \sqrt{18 M_b \delta \cdot \sigma + P^2}}{2 \delta \cdot \sigma}$$

f ist demnach = Gurtbreite + Steghöhe, oder da $\frac{\text{Steghöhe}}{\text{Gurtbreite}} = 2$, so wird Gurtbreite = $\frac{f}{3}$ und Steghöhe = 2 · Gurtbreite.

Beispiel 1. Der Obergurt eines Fachwerks ist gebogen ausgeführt nach Fig. 689/690. Welche größte Spannung tritt ein?

Fig. 689 u. 690.



Skizze zum Beispiel 1.

Widerstandsmomente:

$$W_u = \frac{J}{b - s} = \frac{144}{5,74} = 25,1 \text{ cm}^3, \quad W_o = \frac{J}{s} = \frac{144}{2,26} = 63,8 \text{ cm}^3.$$

Druckspannung $\sigma_1 = \frac{P}{F} = \frac{2000}{24,6} = 81,5 \text{ kg/qcm}.$

Biegungsspannung $\sigma_2 = \frac{P \cdot f}{W_u} = \frac{2000 \cdot 10}{25,1} = 798 \text{ kg/qcm}$ Druck auf der Unterseite.

„ $\sigma'_2 = \frac{P \cdot f}{W_o} = \frac{2000 \cdot 10}{63,8} = 314 \text{ kg/qcm}$ Zug auf der Oberseite.

Gesamtspannung unten $\sigma_1 + \sigma_2 = 81,5 + 798 = 879,5 \text{ kg/qcm}$ (Druckspannung),

„ oben $\sigma_1 - \sigma_2 = 81,5 - 314 = -232,5 \text{ kg/qcm}$ (Zugspannung).

Beispiel 2. Im Stabe 0 ergibt sich aus der graphischen Berechnung eine Druckspannung $Q = 4000 \text{ kg}$; außerdem biegt die bewegliche Last $P = 2000 \text{ kg}$ den Stab. Wie ist er auszuführen? Zulässige Beanspruchung sei $k = 800 \text{ kg/qcm}$.

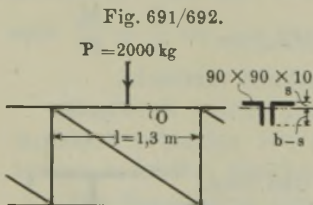
Gewählt $\square 90 \times 90 \times 11$ mit $J = 276 \text{ cm}^4$, $s = 2,62 \text{ cm}$, also

$$W_o = \frac{J}{s} = 105,2 \text{ cm}^3, \quad W_u = \frac{J}{b - s} = 33 \text{ cm}^3,$$

$$F' = 37,4 \text{ qcm};$$

dann ist auf der Oberseite die Druckbeanspruchung

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F'} = \frac{4000}{37,4} = 107 \text{ kg/qcm},$$



Skizze zum Beispiel 2.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 1094, Dr.-Ing. Pirnsch, Beitrag zur Berechnung von Kranträger-Obergurtstäben.

die Biegebungsbeanspruchung $\sigma'_2 = \frac{P \cdot l}{4 \cdot W_o} = \frac{2000 \cdot 130}{4 \cdot 105,2} = 618 \text{ kg/qcm}$; also Gesamtspannung oben

$$\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma'_2 = 107 + 618 = 725 \text{ kg/qcm, d. i. } < k = 800 \text{ kg/qcm.}$$

Auf der Unterseite dagegen

$$\sigma_1 = 107 \text{ kg/qcm, } \sigma_2 = \frac{Pl}{4 W_u} = \frac{2000 \cdot 130}{4 \cdot 33} = 1970 \text{ kg/qcm;}$$

also Gesamtspannung unten $\sigma_u = \sigma_1 - \sigma_2 = 107 - 1970 = -1863 \text{ kg/qcm Zug}$, 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, $k_z = k = k_b = 600 \div 800 \text{ kg/qcm}$.

Für Vernietungen: $k_s = \frac{3}{4} k_z$, $k_l = 2 k_s = 1,5 k_z$.

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 der Art der Lagerung des drehbaren Teiles,
- b) nach der Art der Veränderung der Ausladung.

Feststehende Krane haben den Vorzug der Billigkeit und des geringen Raumbedarfes. Laufschiene 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 Stirnvorgelege. Das Motorvorgelege läuft in einem geschlossenen, gußeisernen Kasten im Ölbad. 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 Differentialbremsen 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 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 Zahnkranz wird von der Deutschen Maschinenfabrik ein C-Eisen und bei schweren Kranen ein aus Walzeisen genietetes C-förmiger Ring verwendet, in welche gedrehte Stahlbolzen als Triebstöcke eingepaßt werden. Diese Triebstockkranze sind zwar kostspieliger als gegossene Zahnkranze, 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 sk.

Die **Fahrwerke** erhalten für die **Abbremsung** der Fahrbewegung ebenfalls Ankerkurzschlußbremsung, bei größeren Lasten und Geschwindigkeiten eine elektromagnetisch betätigte Bremse.

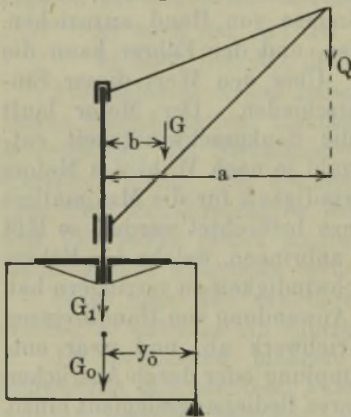
Stromzuleitung.

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 Kabeltrommel 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

Fig. 693.



Stabilität des Fundamentes.

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 Kabeltrommeln 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 in Rechnung gesetzt werden. Es muß also mit anderen Worten die Resultierende aller Vertikalkräfte innerhalb der Kippkante fallen.

Nach Fig. 693 ist, wenn Q die Nutzlast, G das Eigengewicht des Auslegers, G_1 das Gewicht des Stützgerüsts 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 .

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 $R = a \cdot b \cdot k$.

Ist hingegen die Belastung eine exzentrische, dann ist die Kanten-
 pression maßgebend.

Nach Fig. 694 ist für Kante AB , wenn die Grundfläche des Funda-
 ments $a \cdot b$ und $\frac{b a^2}{6}$ deren Wider-

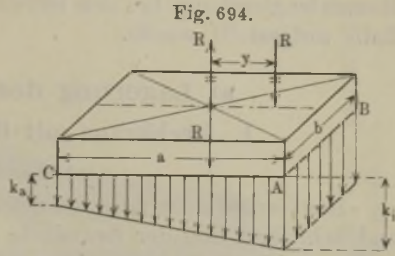
standsmoment ist,

$$k_i = k_b + k = \frac{Ry}{b \cdot a^2/6} + \frac{R}{a \cdot b},$$

$$k_i = \frac{R}{a \cdot b} \left(\frac{6y}{a} + 1 \right),$$

für Kante CD

$$k_a = k_b - k = \frac{R}{a \cdot b} \left(\frac{6y}{a} - 1 \right).$$



Flächenpression zwischen Mauerwerk
 und Erdboden.

Die größte Pressung tritt an der dem Ausleger zunächst liegenden
 Kante auf. Als zulässige **Bodenpression** ist bei gleichmäßiger Ver-
 teilung und als **Kantenpression** 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 Drehscheibenkrane 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.

Fig. 695.

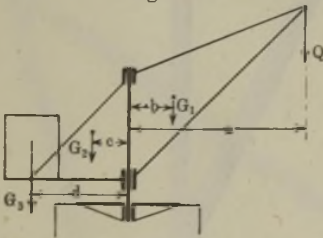
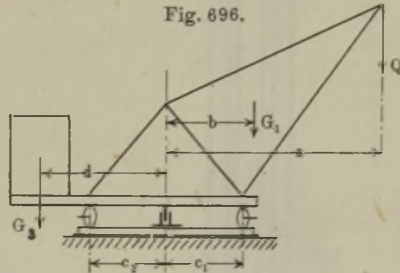


Fig. 696.



Ermittlung des Gegengewichtes.

Ist wieder Q die Nutzlast, G_1 und G_2 das Eigengewicht des drehbaren
 Teiles, G_3 das Gegengewicht, so muß nach Fig. 695 die Bedingung er-
 füllt sein:

$$G_3 \cdot d + G_2 c = \frac{Q a + G_1 b}{2}.$$

Hieraus ergibt sich das Produkt $G_3 \cdot d$, dessen Verteilung auf die
 beiden Faktoren beliebig erfolgen kann.

Für den Kran nach Fig. 696 müssen die Bedingungen erfüllt sein

$$\frac{Q a + G_1 b - G_3 \cdot d}{Q + G_1 + G_3} < c_1, \quad \frac{G_3 \cdot d - G_1 b}{G_1 + G_3} < c_2,$$

worin c_1 und c_2 die Entfernungen der vordersten und hintersten Rollen von der Kranachse bedeuten und das eine Mal die Momentengleichung für Vollast mit Kippunkt an der vorderen Rolle, das andere Mal die Momentengleichung für den leeren Haken mit Kippunkt an der hinteren Rolle aufgestellt wurde.

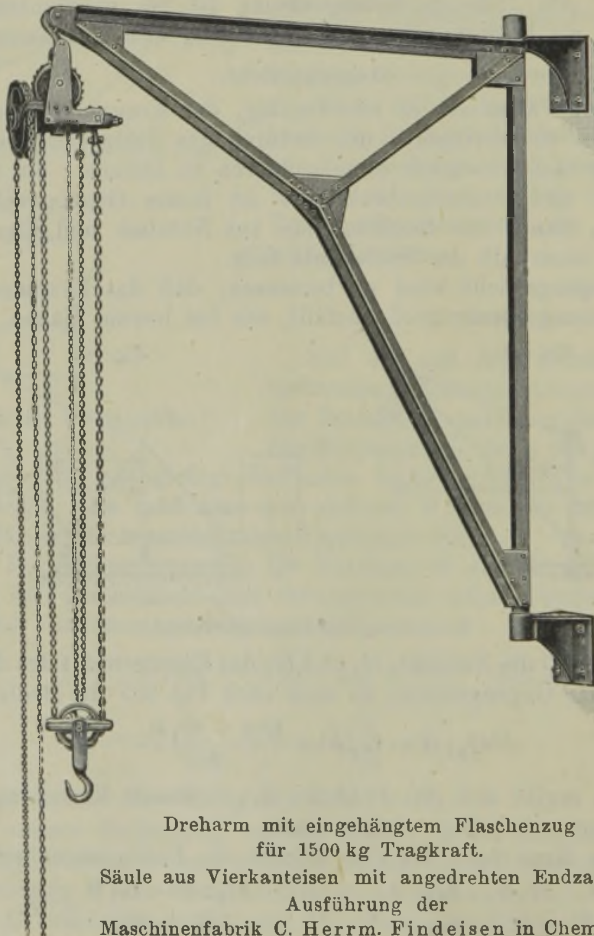
a) Lagerung des drehbaren Teiles.

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. 697). Diese Lager sind hier an einer genügend starken Mauer befestigt. Kranmoment nicht über 5 tm.

Fig. 697.



Dreharm mit eingehängtem Flaschenzug
für 1500 kg Tragkraft.
Säule aus Vierkanteisen mit angedrehten Endzapfen.
Ausführung der
Maschinenfabrik C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

Fig. 698.

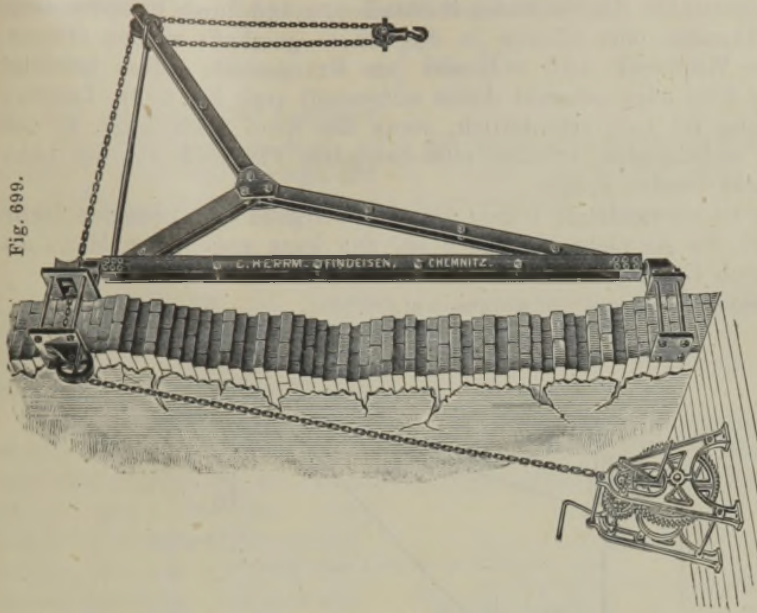
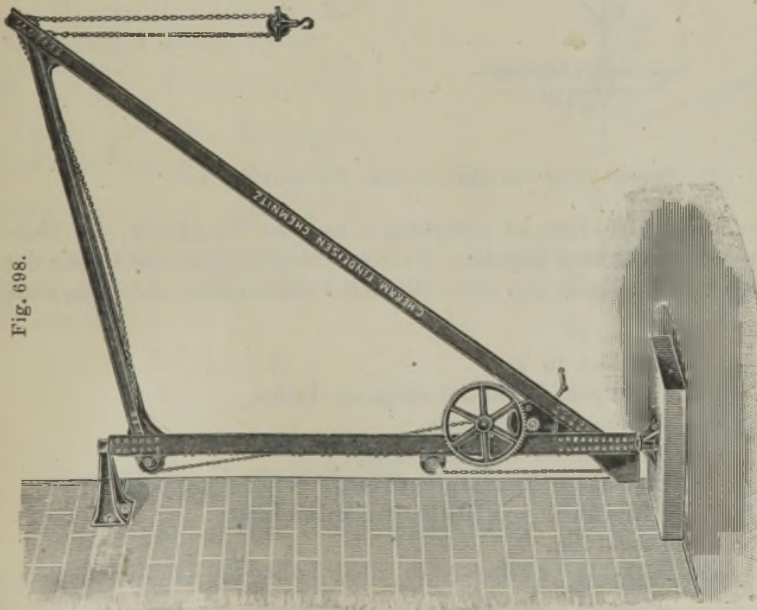


Fig. 699.



Magazindrehkran in Verbindung mit einer innerhalb des Gebäudes aufgestellten Bockwinde. Ausführung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

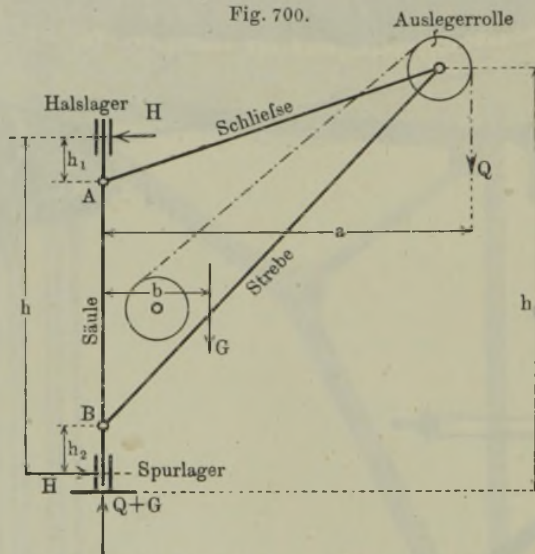
Wanddrehkran für 1000 kg Tragkraft mit loser Rolle, Kettennuß und Kettenkasten. Ausführung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz.

Verwendung in Speichern, Magazinen, Werkstätten, ferner da, wo Waren außerhalb des Gebäudes hochziehen und durch entsprechende Maueröffnungen oder Lücken in das Innere geschafft werden müssen.

Das Windwerk wird entweder am Krangestelle selbst befestigt (vgl. Fig. 698) oder getrennt davon aufgestellt (vgl. Fig. 699). 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 mußte.

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.

Berechnung des Windwerkes wie früher.



Schematische Darstellung eines Wanddrehkranes.

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 Zapfendrucke,

V den vertikalen Spurzapfendruck,

h die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager,

a die Ausladung,

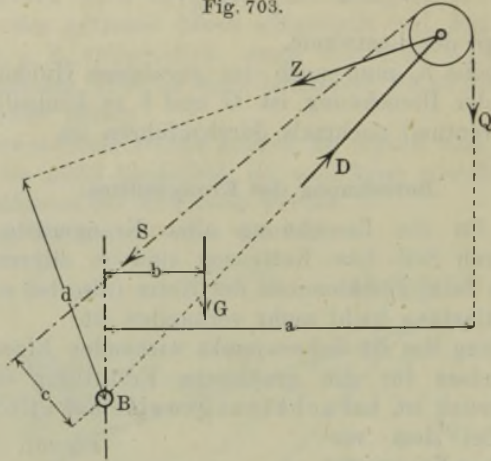
h_0 die Höhe der Auslegerrolle über Fußboden (Rollenhöhe),

so ist $h \sim a$, sofern h nicht durch die Örtlichkeit bedingt ist.

Schließenkraft Z ermittelt sich nach Fig. 703 aus Momentengleichung um B

$$-Zd + Q \cdot a + G \cdot b - S \cdot c = 0.$$

Fig. 703.



Berechnung der Schließenkraft.

Hier ist $-S \cdot c$ zu vernachlässigen, also $Z = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{d}$.

Z ist Zugkraft, weil das Moment $Z \cdot d$ negativ ist.

Kransäulenkräfte. Es wirken (Fig. 704):

1. Im Hals- und im Fußlager die Horizontalkräfte H ,
2. zwischen II und III die Vertikalkraft V_1 , $V_1 = Z \cdot \sin \alpha_1$ ¹⁾,
3. in III die gesamten Vertikalkräfte $Q + G$.

Der horizontale Zapfendruck, welcher im oberen und unteren Lager gleich groß ist, bestimmt sich aus der Momentengleichung für das untere Lager als Drehpunkt $Q \cdot a + G \cdot b = H \cdot h$,
woraus

$$H = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{h}.$$

Der vertikale Druck im unteren Teile der Säule unterhalb III ist

$$V = Q + G.$$

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 $D (= 2)$.

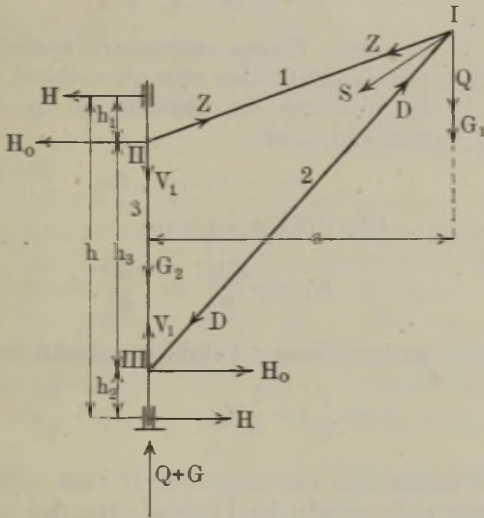
¹⁾ $\alpha_1 =$ Winkel, welchen die Schließe mit der Horizontalen einschließt.

Vor der Behandlung der Knoten *II* und *III* müssen die Halslagerdrücke *H* auf die Knoten reduziert werden. Es ist

$$H \cdot h = H_0 h_3, \text{ also } H_0 = \frac{H \cdot h}{h_3}.$$

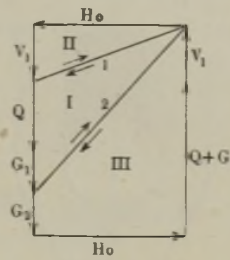
Im Knoten *II* greifen an *Z*, *H*₀ und *V*₁. Wir finden also *H*₀ auch durch Zeichnung. *V*₁ wirkt als Zugkraft in der Säule zwischen *II* und *III*.

Fig. 704.



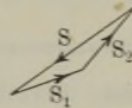
Graphische Ermittlung der Stabkräfte.

Fig. 705.



Kräfteplan für Last- und Eigengewicht.

Fig. 706.



Kräfteplan für den Seilzug.

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. 380):

$$-V_1 + V_2 + G_2 = Q + G.$$

Die **belastenden** Stabkräfte des zweiten Kräfteplanes sind zu den Stabkräften des ersten Kräfteplanes für Nutzlast und Eigengewicht zu addieren.

c) Festigkeitsberechnung der Stäbe.

Schließe. Berechnung auf Zug mit der Kraft *Z*. Es ist bei Vorhandensein von zwei Zugstangen

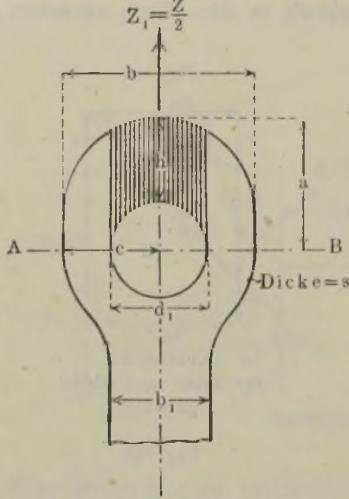
$$Z = 2fk_Z,$$

wenn *f* den tragfähigen Querschnitt eines Stabes bedeutet, und *k*_Z die zulässige Zugsanstrengung 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, besondere Beachtung zu schenken. Der nur auf Zug beanspruchte Querschnitt AB (Fig. 707) muß der Gleichung

Fig. 707.



Zugstangenauge.

genügen. Wegen ungleicher Verteilung der Zugkraft über den Querschnitt ist k_z niedriger zu nehmen als in der Schließe selbst

$$Z_1 = (b - d_1) s \cdot k_z$$

$$k_z \sim 1/2 \div 2/3 k_z.$$

Die Höhe h ist aus

$$M_b = \frac{Z_1 d_1}{8} = \frac{s \cdot h^2}{6} \cdot k_b$$

zu berechnen. Erfahrungsgemäß ist

$$a = \frac{1}{2} s + \frac{7}{6} d_1; \quad c = \frac{1}{2} s + \frac{5}{6} d_1.$$

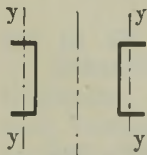
Strebe. Berechnung auf Zerknicken mit der Kraft D nach S. 364. Es ist $J = c \cdot P \cdot l^2$, womit sich mittels der Profiltabellen das entsprechende Profil ergibt.

Hierbei sind folgende Fälle zu unterscheiden:

- a) Die Säule besteht aus zwei nicht miteinander verstrebtten Γ -Eisen. Ein Γ -Eisen muß dann $\frac{J}{2}$ für die Y -Achse aufweisen (Fig. 708).
- b) Die Strebe besteht aus zwei miteinander verstrebtten Γ -Eisen. Zunächst muß J für beide Γ -Eisen in bezug auf die X - und Y -Achse dem geforderten J genügen (Fig. 709).

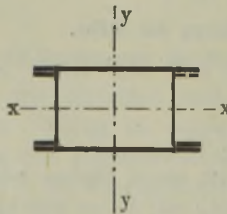
Außerdem müssen die Γ -Eisen zwischen ihren Querverbindungen gegen Ausknicken gesichert sein. Es muß also das kleinste J eines

Fig. 708.



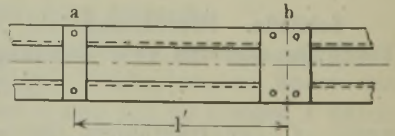
Strebe ohne Querverbindung.

Fig. 709.



Strebe mit Querverbindung.

Fig. 710.



Querverbindung.

C-Eisens noch genügende Größe besitzen. Man berechnet zu diesem Zwecke die zulässige Entfernung l' der Querverbindungen nach der Gleichung (Fig. 710):

$$l'_{(m)} = \sqrt{\frac{J}{c \cdot P_{(t)}}}$$

Die in Fig. 710a gezeichnete Querverbindung schützt nicht genügend gegen Knickung. Nötig sind zwei Niete nach b oder besser Diagonalverband.

Kransäule. Beanspruchung zwischen Hals- und Fußlager durch die Horizontalkräfte H auf Biegung, wobei die größten Biegemomente nach Fig. 704 in *II* und *III* auftreten. Hierzu tritt noch zwischen *II* und *III* eine Zugbeanspruchung, hervorgerufen durch die Vertikal-komponente V_1 , der Schließkraft Z und außerdem im Säulenfuß unterhalb *III* eine Druckbeanspruchung durch Nutzlast und Eigen-gewicht.

Die Berechnung erfolgt in der Weise, daß man zunächst das ent-sprechende Profil nur aus der Biegungsgleichung ermittelt.

Für Punkt *II* (Fig. 704) ist $H \cdot h_1 = W \cdot k_b$.

Für Punkt *III* ist $H \cdot h_2 = W \cdot k_b$.

Der größte Wert für $M_b = Hh_1$ oder Hh_2 ist maßgebend.

Hierauf ist die größte aus Biegung und Zug sich ergebende Gesamt-anstrengung in *II* bzw. *III* zu kontrollieren nach der Gleichung

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

$$\sigma_{max II} = \frac{Hh_1}{W} + \frac{V_1}{2f} \text{ bzw. } \sigma_{max III} = \frac{H \cdot h_2}{W} + \frac{V_1}{2f},$$

wenn f den Querschnitt eines Säulen-C-Eisens und W das Wider-standsmoment beider Säulen-C-Eisen ist.

Ferner die größte aus Biegung und Druck sich ergebende Gesamt-anstrengung im Punkte *III* nach der Gleichung $\sigma_{max III} = \sigma_b + \sigma$ oder

$$\sigma_{max III} = \frac{H \cdot h_2}{W} + \frac{Q + G}{2f} \leq k_b.$$

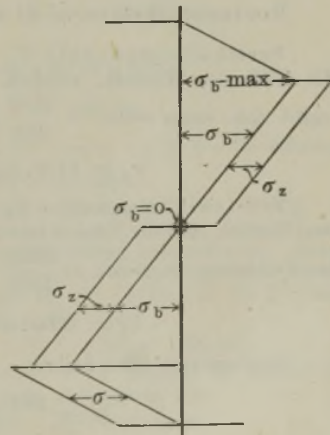
Die einzelnen Stäbe sind unter sich und mit der Kransäule durch Knotenbleche zu verbinden, für deren Dimensionierung und Nietberechnung die auf S. 358 ge-machten Angaben maßgebend sind.

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 Halszapfenhalbmesser, —
- r_2 den Spurzapfenhalbmesser, —

Fig. 711.



Beanspruchung der Kransäule.

so ist das Gesamtreibungsmoment in bezug auf die Säulenachse

$$M = \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Halszapfen}} + \underbrace{\mu(Q + G) \frac{r_2}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Seitenreibung}}$$

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. 712 bis 724.)

a) Ermittlung der Stabkräfte durch Rechnung.

Wir wählen $G = Q = 2000$ kg, $b = \frac{a}{4} = \frac{3000}{4} = 750$ mm, die Seilspannung $S \sim 1100$ kg bei 3 Proz. Verlust in der losen Rolle und 4 Proz. in der Auslegerleitrolle.

Strebenkraft. Momentgleichung um A nach Fig. 702: mit $a = 3$ m, $b = 0,75$ m, $g = 0,75$ m.

$$D = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0,75 + 1100 \cdot 0,75}{1,04} = 8000 \text{ kg.}$$

Schließenkraft. Momentgleichung um B nach Fig. 703:

$$Z = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0,75}{1,57} = 5470 \text{ kg.}$$

Säulenkräfte. Zapfendrucke: Momentgleichung um das Fußlager

$$H = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0,75}{2} = 3750 \text{ kg.}$$

Horizontalkräfte in II und III (Fig. 704): $H_0 = \frac{3750 \cdot 2}{1,7} = 4410$ kg.

Vertikalkomponente V_1 . Z zerlegt sich im Knoten II in V_1 und in H_0 . Mit Hilfe des Winkels, welchen die Schließen mit der Horizontalen einschließt, ergibt sich, wenn $\sin a_1 = \frac{2150}{3690} = 0,583$,

$$V_1 = 5470 \cdot \sin a_1 = 5470 \cdot 0,583 = 3190 \text{ kg.}$$

Vertikalkomponente V_2 . D_0 zerlegt sich im Knoten III in H_0 und V_2 . Der Winkel, den die Strebe mit der Horizontalen einschließt, ergibt sich mit aus der Zeichnung zu $\sin a_2 = \frac{3850}{4880}$. Damit wird

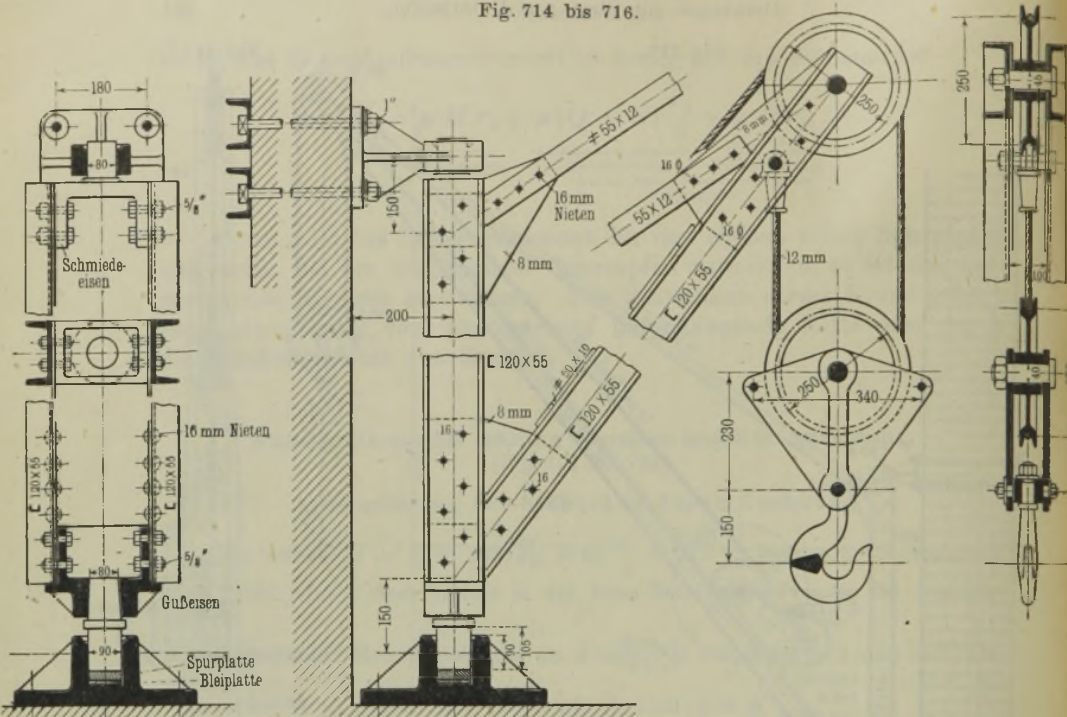
$$V_2 = 7200 \cdot \sin a_2 = 7200 \cdot \frac{3850}{4880} = 5660 \text{ kg.}$$

Strebenkraft ohne Seilzug

$$D = \frac{2000 \cdot 3 + 2000 \cdot 0,75}{1,04} = 7200 \text{ kg.}$$

Druckbelastung im Säulenfuße: $V = Q + G = 4000$ kg.

Fig. 714 bis 716.

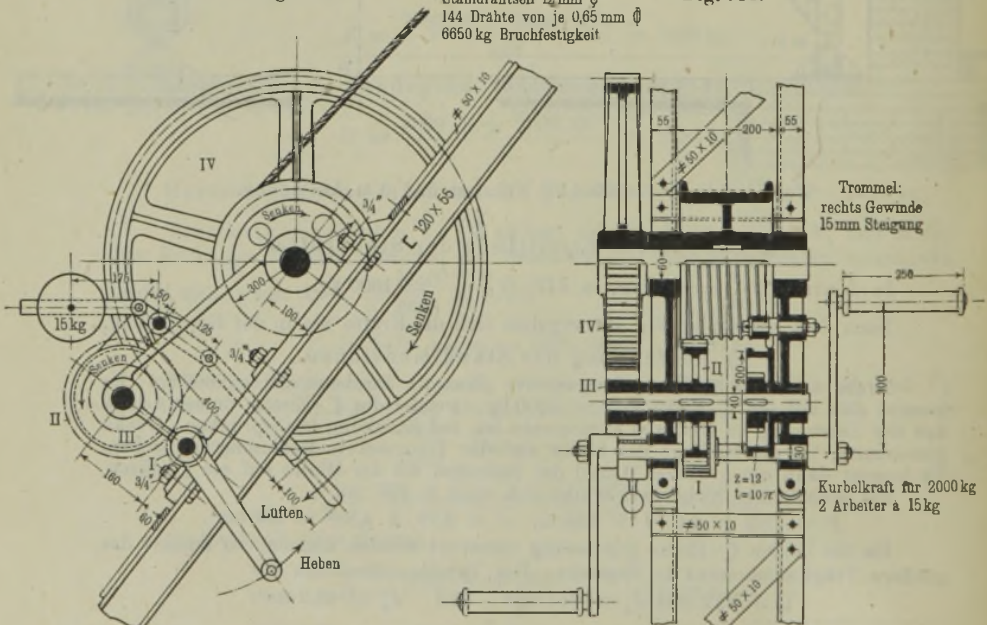


Knotenpunkte des Wandrehkranes für 2000 kg Nutzlast und 3 m Ausladung.

Fig. 717.

Stabdrahtseil 12 mm ϕ
 144 Drähte von je 0,65 mm ϕ
 6650 kg Bruchfestigkeit

Fig. 718.



Windwerk zum Wandrehkran für 2000 kg Nutzlast.

Es ist nun noch der Abstand der Querverstrebungen zu berechnen. Nach S. 379 ist

$$v = \sqrt{\frac{J}{c \cdot P}} = \sqrt{\frac{43,2}{2,79 \cdot 4}} = 1,97 \text{ m,}$$

so daß also eine Einteilung in $\frac{l}{v} = \frac{4,88}{1,97} \sim 3$ Felder genügen würde.

Schließen aus Flacheisen mit Knotenblechanschluß. Auf ein Flacheisen kommt $\frac{Z}{2} = \frac{5470}{2} = 2735 \text{ kg}$. Mit $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ ergibt sich aus

$$\frac{Z}{2} = f k_z, \quad f = \frac{2735}{600} = 4,56 \text{ qcm.}$$

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 .

Säule aus zwei \square -Eisen zusammengesetzt.

Biegemoment in *II* und *III* für ein \square -Eisen:

$$M_b = \frac{H h_1}{2} \quad \text{bzw.} \quad \frac{H h_2}{2} = \frac{3750 \cdot 15}{2} = 28125 \text{ kgcm;}$$

Zugkraft $V_1 = 3190 \text{ kg}$;

Druckkraft im Säulenfuß $Q + G = 4000 \text{ kg}$.

Mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ wird für ein \square -Eisen $W = \frac{28125}{600} = 46,8 \text{ cm}^3$.

Dem entspricht ein \square *NP12* mit $W = 60,7 \text{ cm}^3$.

Die größte im Knotenpunkt *II* auftretende, aus der Biegung und dem Zuge sich ergebende Gesamtanstrengung ist demnach mit dem vorher für *II* ermittelten Biegemoment $M_b = 28125 \text{ kgcm}$ für ein \square -Eisen, dem Widerstandsmoment $W = 60,7 \text{ cm}^3$, der Zugkraft $V_1 = 3190 \text{ kg}$ und dem Gesamtquerschnitt $F = 2 \cdot 17 = 34 \text{ qcm}$:

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma_z = \frac{M_b}{W} + \frac{V_1}{F} = \frac{28125}{60,7} + \frac{3190}{34} = 558 \text{ kg/qcm.}$$

Im Säulenfuß wird die Gesamtanstrengung

$$\sigma_{max} = \sigma_b + \sigma = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{F} = \frac{28125}{60,7} + \frac{4000}{34} = 582 \text{ kg/qcm.}$$

Halszapfen. Beanspruchung auf Biegung. Bei kurzer Lagerlänge $l = d$ wird der Hebelarm der Biegung etwa $x = d$, also $M_b = 3750 \cdot d$; mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ für Flußeisen wird

$$3750 \cdot d = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600; \quad \text{also} \quad d = \sqrt[3]{\frac{3750 \cdot 10}{600}} = 7,9 \sim 8 \text{ cm.}$$

Mit $l = 80 \text{ mm}$ wird die spezifische Seitenpressung

$$k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{3750}{8 \cdot 8} = 58,6 \text{ kg/qcm,}$$

ein bei der langsamen Drehung sehr geringer Wert.

Spurzapfen. Wählen wir den Durchmesser desselben mit Rücksicht auf den außer der Biegung noch hinzutretenden Druck um 10 mm größer als den Halszapfen, also $d = 90 \text{ mm}$, so wird die vorhandene Gesamtanstrengung bei einem Biegemoment $M_b = 3750 \cdot 9$

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{d^2 \pi/4} = \frac{3750 \cdot 9}{0,1 \cdot 9^3} + \frac{4000}{9^2 \pi/4} = 526 \text{ kg/qcm.}$$

Seitenpressung: $k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{3750}{9 \cdot 9} = 46 \text{ kg/qcm,}$

Pressung in der Spurfäche: $k = \frac{Q + G}{d^2 \pi/4} = \frac{4000}{9^2 \pi/4} = 63 \text{ kg/qcm.}$

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 $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$ wählt.

Für die Strebe ergibt sich bei der halben Strebenkraft von 4000 kg

$$\text{der erforderliche Nietquerschnitt } f = \frac{4000}{600} = 6,6 \text{ qcm,}$$

$$\text{und mit 16 mm Nieten die Nietzahl } \frac{6,6}{2} = 3,3 \sim 4 \text{ Nieten.}$$

Die Nietteilung kann zu $t = 5d = 80 \text{ mm}$ angenommen werden.

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 $R = 2100 \text{ kg}$. Diese Resultierende

Fig. 719.

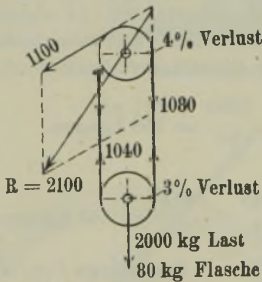
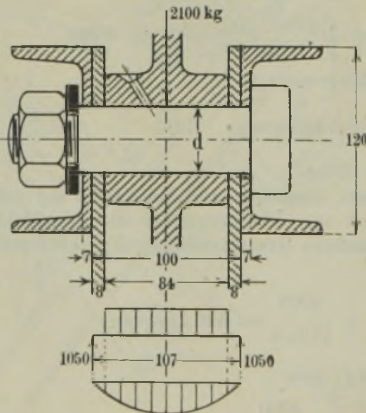
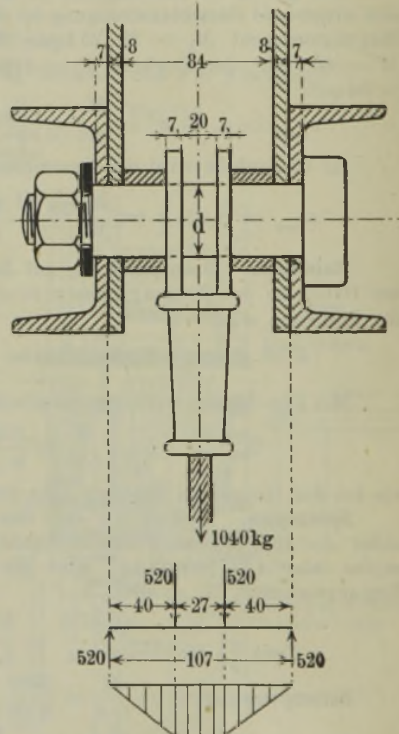


Fig. 722 u. 723.



Bolzen der Auslegerrolle.

Fig. 720 u. 721.



Aufhängebolzen des Seiles.

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 (S. 202).

Dieses Moment, welches den Bolzen in geringem Maße auf Torsion beansprucht, und die Beschleunigungskraft, die den Seilzug etwas erhöht, sind für die praktische Rechnung unbedeutend und deshalb zu vernachlässigen.

Es ist, von Mitte bis Mitte Auflager gerechnet:

$$\frac{Rl}{8} = \frac{1}{10} d^3 k_b; \quad \frac{2100 \cdot 10,7}{8} = \frac{1}{10} d^3 \cdot 600,$$

also $d = 3,6$ cm, ausgeführt mit 45 mm.

Aufhängebolzen des Seiles (vgl. Fig. 720)

$$520 \cdot 4 = \frac{1}{10} d^3 600, \quad d = \sqrt[3]{\frac{520 \cdot 4 \cdot 10}{600}} = 3,26 \text{ cm,}$$

ausgeführt mit 40 mm.

Spezifische Pressung im Seilösenauge

$$P = kld, \quad k = \frac{520}{0,7 \cdot 4} = 186 \text{ kg/qcm, also sehr gering.}$$

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 Biegemoment $M_b = 3750 \cdot 20$ zu kontrollieren (Fig. 724).

Halslagerschrauben. Die vier Befestigungsschrauben des Lagerbockes sind in der ausgeschwenkten Kranstellung mit 3750 kg und in der eingeschwenkten Kranstellung mit $\frac{3750 \cdot 20}{18} = 4166$ kg auf Zug beansprucht.

Auf eine Schraube entfällt demnach im ersten Falle $\frac{3750}{4} = 937$ kg.

Im letzten Falle muß die Kraft 4166 kg von zwei Schrauben aufgenommen werden. Es ist demnach der Kerndurchmesser des Gewindes aus der Gleichung $4166/2 = \frac{1}{4} \pi \cdot d_i^2 600$ zu berechnen. Gewählt sind 1" Schrauben.

Schwenkkraft am Auslegerkopf. Soll das Schwenken des Kranes durch das Trageil an der Auslegerspitze erfolgen, und erfolgt der Zug unter einem Winkel von 45° , so ist nach S. 380

$$M = 0,1 \cdot 3750 \cdot 4 + 0,1 \frac{4000 \cdot 4,5}{2} + 0,1 \cdot 3750 \cdot 4,5 = 4087 \text{ kgcm,}$$

und der schräge Zug $Y_1 = \frac{M}{a \cdot \cos 45^\circ} = \frac{4087}{300 \cdot 0,7} = 19,4$ kg.

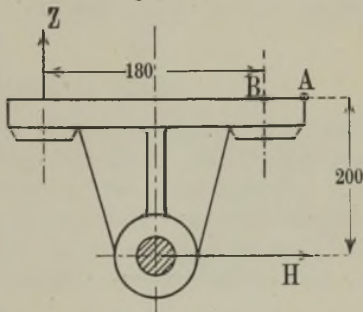
Es ist somit keine besondere Schwenkvorrichtung erforderlich.

Die Berechnung der Winde hat nach den im Abschnitt Winden gemachten Angaben zu erfolgen.

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. 725 und 726 verwendet werden.

Fig. 724.



Berechnung der Ankerkräfte.

Fig. 726.

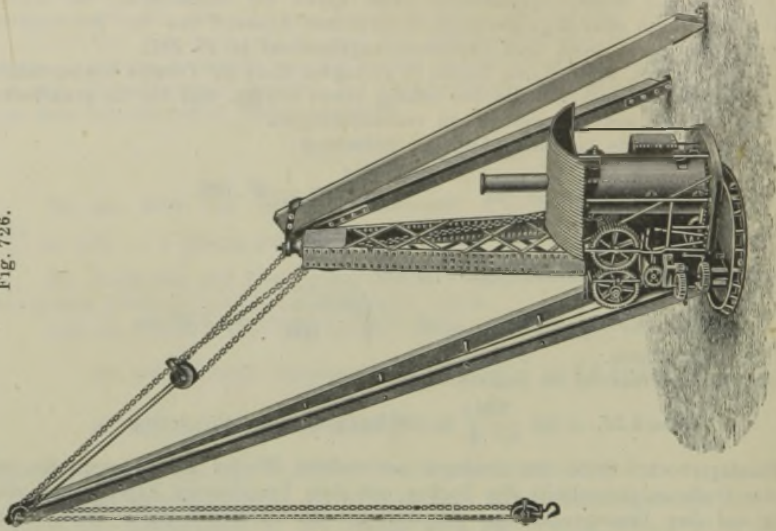
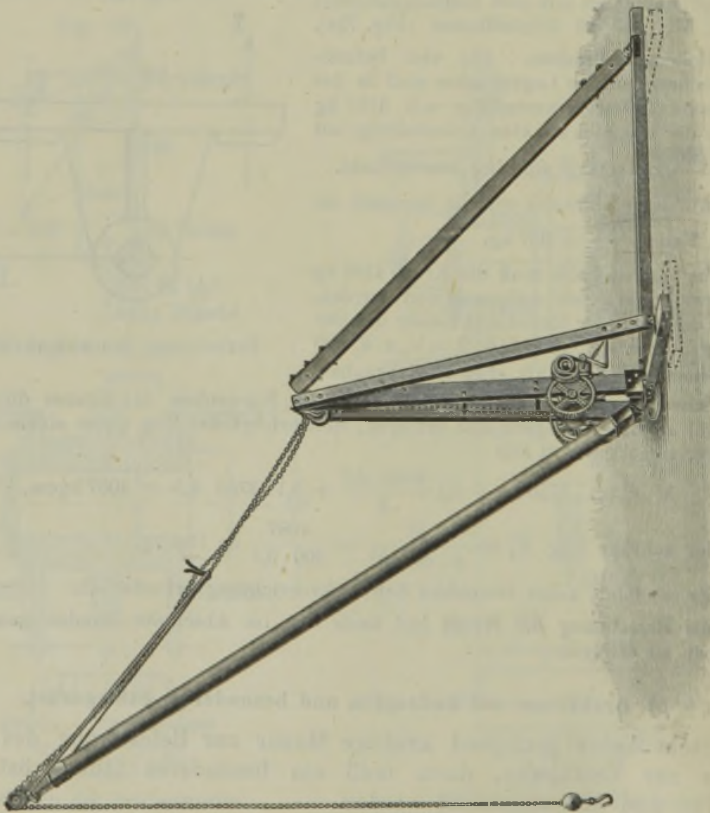


Fig. 725.



Drehkrane mit Endzapfen und besonderem Stützgerüst (Derrickkrane).

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 Grundswellen 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 Grundswellen gelagert sind. Die Grundswellen bilden einen Winkel von 90° , weshalb die Drehung des Auslegers auf höchstens 270° beschränkt ist.

Die Veränderung der Ausladung ist auf S. 425 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 Schwenkung von 360° möglich wird. Kleine Ausführungen erhalten bis zu einem Kranmoment von etwa 20 tm volle Stahlsäule, größere hingegen Fachwerksäule, um zu große Säulendurchmesser zu vermeiden.

Krane, bei denen das Stützgerüst aus einem gemauerten Schacht besteht, werden jetzt nicht mehr ausgeführt. Sie sind durch die zweckmäßigere Konstruktion ersetzt, weil das tiefe Fundament zu kostspielig wird.

Hammerkrane mit drehbarer Säule.

Der Einbau der Schraubenwellen, Schraubenflügel, Kessel, eisernen Masten, Panzerplatten und Geschützrohre in die modernen Schnelldampfer und Kriegsschiffe bedingt eine Tragkraft der Krane bis 250 t, Ausladungen bis 60 m und Höhen des Auslegerkopfes bzw. der Fahrbahn über Kaikante bis 50 m und mehr.

Für derartige Anforderungen genügen die bisherigen Kranformen nicht. Es entstanden seit 1899 die hier beschriebenen Hammerkrane und die auf S. 455 genannten Hammerwippkrane.

Hammerkrane mit drehbarer Säule bestehen aus einem standfesten Stützgerüst, in welchem sich der hammerförmig gestaltete Ausleger bei unbestimmtem Schwenkwinkel dreht.

Stützgerüst. Ausführung in Form einer sich nach oben verjüngenden drei- oder vierseitigen Pyramide¹⁾. Die dreiseitige Pyramide ermöglicht einen geringeren Abstand von der Kalkante und geringere Gründungskosten. Die Eisenbahngleise können unmittelbar neben dem Spurlager vorbeigeführt werden. Berechnung des Stützgerüsts derart, daß das Kranmoment mit Sicherheit aufgenommen werden kann.

Ausleger. Der drehbare Ausleger besteht aus dem Schaft, dem horizontalen Lastausleger und dem kürzeren Gegengewichtsausleger. Dieser ist deshalb kürzer, um die Beschleunigungskräfte zu verringern und den Schwenkweg auf der Gegengewichtsseite frei zu halten. Das auf der Lastauslegerseite vorhandene überschüssige Winddruckmoment wird durch Verkleidung des Gegengewichtsauslegers verringert.

Lagerung des Auslegers im Stützgerüst. Das untere Stützlager wird bei den großen Werftkranen als Rollenspurlager mit einer größeren Anzahl konischer Rollen und mit Königszapfen ausgebildet. Das obere Halslager ist ebenfalls ein Rollenlager mit Rollen bis zu 1 m Durchmesser.

Triebwerk. Anfangs legte man sämtliche Triebwerke für Heben und Katzenfahren in die Laufkatze und erreichte bei dem durchweg gebräuchlichen elektrischen Antrieb Einfachheit und Übersichtlichkeit. Für kleinere Lasten wurde eine schnellere Gangart eingebaut. Nachteil dieser Anordnung: großes Katzensgewicht. Später verlegte man das gesamte Triebwerk auf den Gegengewichtsausleger, um eine Verringerung des Gegengewichtes zu erzielen. Nachteil hierbei: Vergrößerung der Reibungswiderstände. Für kleinere Lasten wurde erst ein besonderes Hilfswindwerk, dann eine besondere Laufkatze und schließlich ein Drehlaufkran (Fig. 737, S. 394) angeordnet. Um für letzteren oben auf dem Ausleger Platz zu schaffen, wird die Laufbahn für die Schwerlastkatze in den Ausleger hinein verlegt.

Der Antrieb der Schwenkvorrichtung erfolgt bei den Hammerkranen mit drehbarer Säule 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.

Der Arbeitsbedarf für das Schwenken berechnet sich unter Berücksichtigung der Reibungsmomente, der Beschleunigungsmomente und der Momente des Winddruckes nach den auf S. 235, 242 und 249 (Beispiel) angegebenen Grundsätzen.

Der auf 1 qm Fläche senkrecht zur Windrichtung entfallende Winddruck ist nach der Formel $p = 0,112 v^2$

zu berechnen, worin v die Windgeschwindigkeit in m/sk. Es ist

bei schwachem Wind mit $v = 5,8$ m/sk	$p = 4$ kg pro qm
„ starkem „ „ $v = 15$ „	$p = 28$ „ „ „
„ Sturm „ „ $v = 25$ „	$p = 75$ „ „ „
„ Orkan „ „ $v = 40$ „	$p = 195$ „ „ „

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 Werftkranen.

Die Beschleunigungsmomente sind nach Gleichung auf S. 231 zu ermitteln.

$$M = \frac{\omega}{t} \cdot J.$$

J ist das Massenträgheitsmoment des Auslegers mit Gegengewicht und angehängter größter Last, bezogen auf die Drehachse. Die Trägheitsmomente berechnen sich nach der Gleichung

$$J = \frac{1}{g} \Sigma G \cdot r^2,$$

worin die auf die Knotenpunkte verteilten Gewichte G in t, deren Abstände r in m einzusetzen sind. Man erhält dann M in tm.

Gründung: Abhängig von den Bodenverhältnissen. In der Regel Pfahlrost, oben verholmt, darauf Eisenbetonklotz versteift durch eingebettete und miteinander verbundene Schienen. In dem Betonklotz sind die Füße des Stützgerüsts tief eingelassen und verankert.

Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m größter Ausladung für die Kruppsche Germaniawerft in Kiel.

Ausgeführt von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. (Fig. 727.)

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 = 100 t.

Unteres Stützlager: Rollenkranz mit Königszapfen. 28 konische Rollen von 300 mm mittlerem Durchmesser. Gesamtbelastung derselben mit größter Nutzlast und Schneelast = 585 t.

Fig. 727.

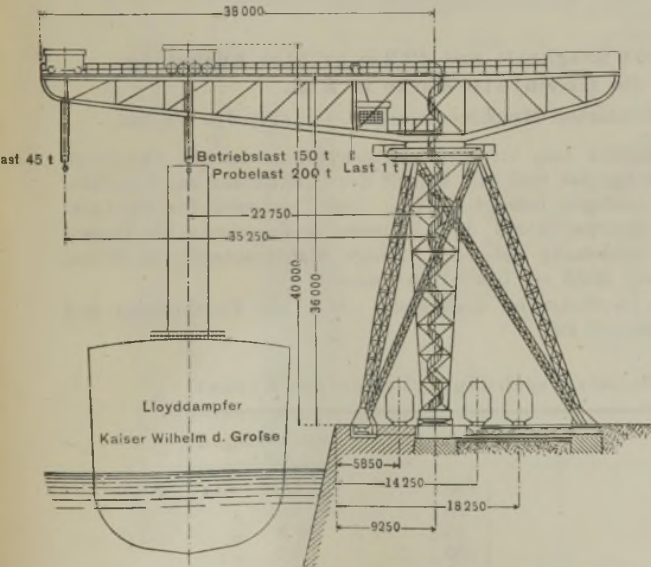
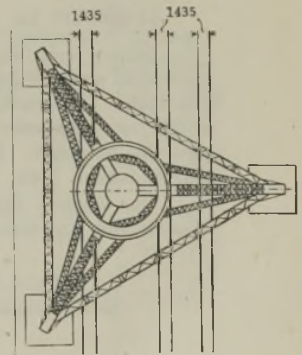


Fig. 728.



Hammerkran von 150 t Tragkraft und 35,25 m Ausladung.

Grundriß zu Fig. 727.

Elektrischer Antrieb.

Hubwerk: Zwei voneinander abhängige 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/sk. $n = 0,136$.

Reibungswiderstände:

Im Spurlager: Zapfenreibung am Königszapfen, rollende Reibung der Druckrollen und gleitende Reibung an den Spurzapfen dieser Rollen 8,32 tm

Im Halslager: rollende Reibung der Laufrollen, Zapfenreibung an den Achsen 9,18 tm

Beschleunigungswiderstände: Es ist $J = 20000$ tmsk². Bei einer Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 0,136}{60} = 0,0142 \text{ m/sk}$$

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

$$M = \frac{\omega \cdot J}{t} = \frac{0,0142 \cdot 20000}{10} \dots \sim 28,5 \text{ tm}$$

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. 729 bis 733.)

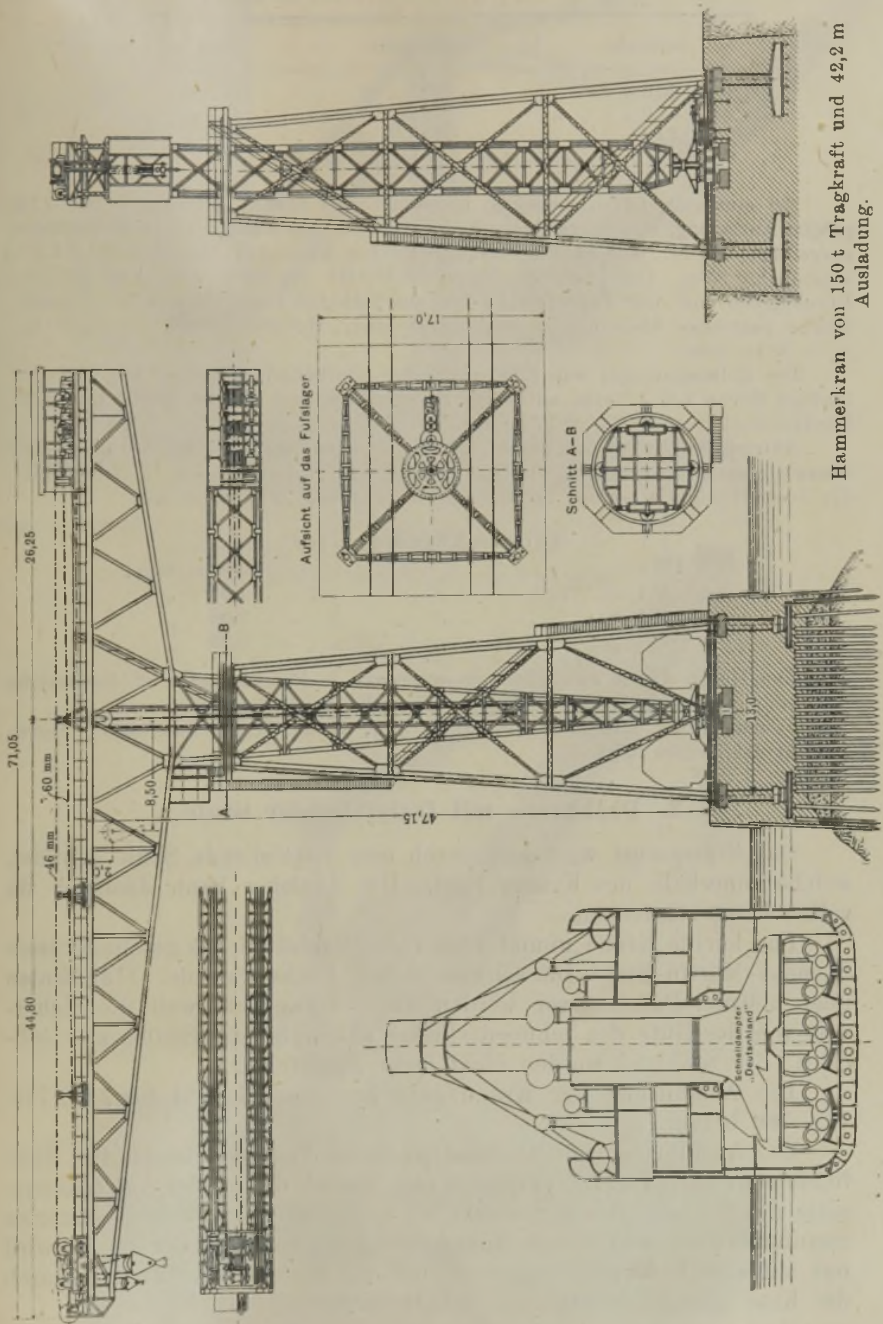
Dieser Kran unterscheidet sich von dem vorigen durch das als vierseitige Pyramide ausgebildete Stützgerüst und den Angriff des Drehwerkes am Kranfuß. Die Höhe bis Oberkante Ausleger beträgt 47,15 m. Das Triebwerk für die Lastwinde ist getrennt vom Laufwagen auf dem hinteren Auslegerarme als Gegengewicht montiert. Der Flaschenzug hat acht Stränge Stahldrahtseil von 60 mm Durchmesser. Zum Antrieb dient ein 70 PS-Elektromotor.

Das Zugseil für die Laufkatze ist dreirümic mit 46 mm Durchmesser und wickelt sich auf einer Trommel auf.

Tabelle 71. 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	

Fig. 729 bis 733.



Hammerkran von 150 t Tragkraft und 42,2 m Ausladung.

Tabelle 72. 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.

Bei einem Drehkran derselben Konstruktion¹⁾ 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 ($k = 38 \text{ kg/qcm}$).

Das Rollenspurlager von 2,2 m mittlerem Laufbahndurchmesser hat 35 kegel-förmige Rollen von 175 mm mittlerem Durchmesser und 250 mm Breite (gesamter Vertikaldruck = 530 t, $k = 37 \text{ kg/qcm}$).

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 $v = 7,9 \text{ m/min}$, Motor 26 PS und 550 n , Eigengewicht des Kranes 375 t.

3. Drehkrane mit feststehender Säule.

Das Stützgerüst wird hier durch eine feststehende Säule gebildet, welche innerhalb des Kranes liegt. Der Ausleger kann demnach im vollen Kreis schwenken.

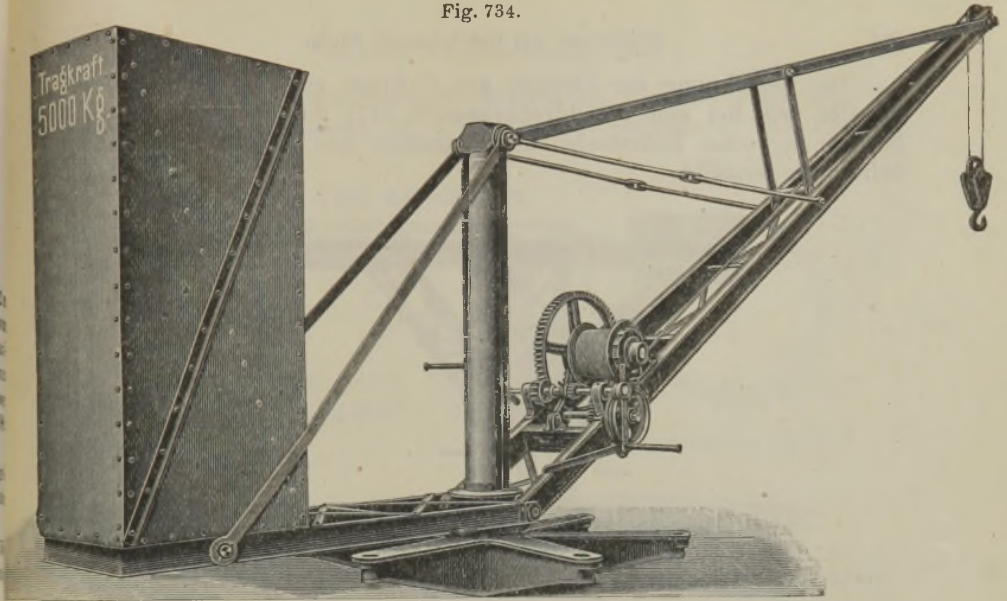
Für leichte Krane nimmt man volle Stahlsäule aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl, für schwere Krane Fachwerksäule. Stahlsäulen über 300 mm Durchmesser werden nicht verwendet, weil die Sicherheit von der Güte des Schmiedestückes abhängig ist. Säulen aus Gußeisen oder Stahlguß werden nicht mehr ausgeführt.

Die Ausführung der Krane geht aus den Fig. 734 bis 737, 770, 782, 786 hervor.

Die Ausführung mit schmiedeeisernem Fundamentstern für Kiesfundament nach Fig. 735 empfiehlt sich überall da, wo der Aufstellungsplatz des Kranes öfter 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.

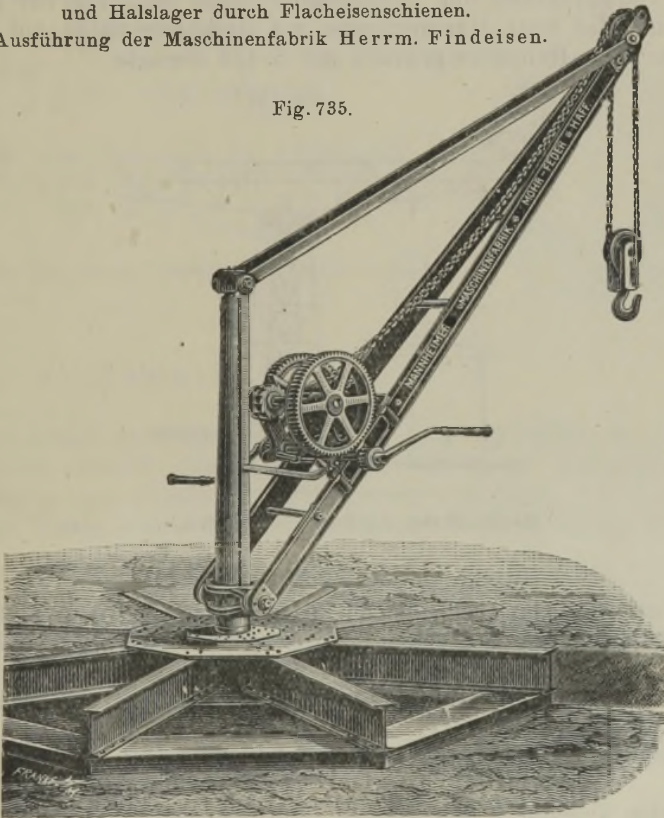
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 1481

Fig. 734.



Drehkran mit feststehender Säule und Gegengewicht. Verbindung von Stützlager und Halslager durch Flacheisenschienen.
Ausführung der Maschinenfabrik Herrm. Findeisen.

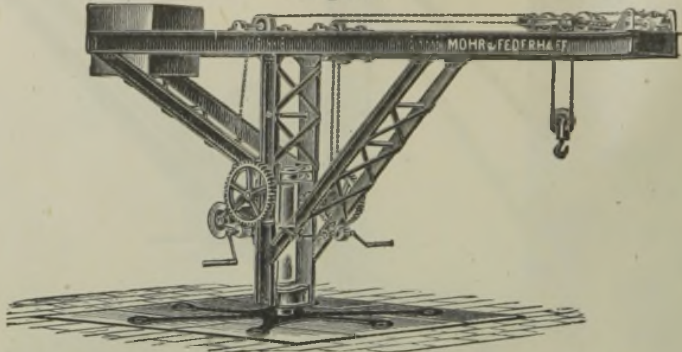
Fig. 735.



Drehkran mit feststehender Säule und schmiedeeisernem Fundamentstern.
Mannheimer Maschinenfabrik.

. Die Berechnung der Streben aus C-Eisen und der Schließen ist dieselbe wie bei den Wanddrehkranen S. 377; durchgeführt wird die Berechnung einer Rohrstrebe, der Kransäule und der Lagerung nebst Schwenkwiderstand.

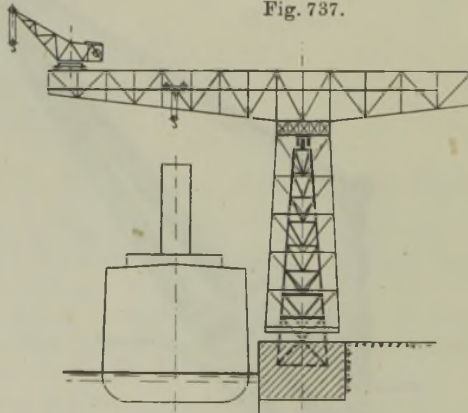
Fig. 736.



Drehkran mit feststehender säule, verschiebbarer Laufkatze und Gegengewicht.

Für Hammerkrane mit feststehender Säule nach Fig. 737 gilt im allgemeinen das über Hammerkrane mit drehbarer Säule auf S. 387, ferner das über Hammerwippkrane auf S. 455 Gesagte.

Fig. 737.



Hammerkran mit feststehender Säule.

1. Strebe aus genietetem Blechrohr.

Das erforderliche Trägheitsmoment berechnet sich nach S. 364 aus der Knickgleichung

$$J_{(\text{cm}^4)} = c \cdot P_{(t)} \cdot l_{(m)}^2.$$

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 Rohrhalmmesser bedeutet.

Um eine gefällige Form des Rohres zu erzielen, wählt man den äußeren Rohrdurchmesser im Verhältnis zur Rohrlänge, und zwar ist der übliche Wert

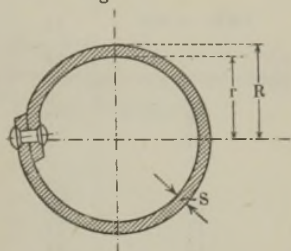
$$R = 0,015 l \text{ bis } 0,02 l.$$

Damit wird der innere Rohrhalbmesser

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}}.$$

Die Differenz der beiden Halbmesser $R - r$ ist die Blechstärke s des Auslegerrohres.

Fig. 738.



Blechrohrquerschnitt.

Näherungswert für das Trägheitsmoment.

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

$$J = \frac{(D^4 - d^4) \pi}{64}$$

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:

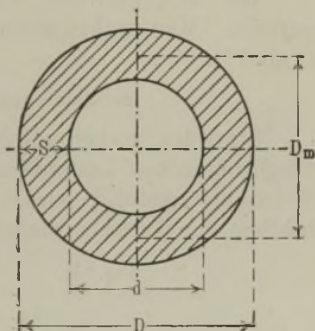
$$\frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} = D_m \pi s.$$

Für den zweiten Faktor kann man setzen

$$\frac{D^2 + d^2}{16} = \frac{D_m^2}{8},$$

folglich $J = \frac{\pi}{8} D_m^3 \cdot s = 0,4 D_m^3 s.$

Fig. 739.



Die Länge der Schüsse richtet sich nach der Größe der Blechtafeln. Sie werden entweder überlappt genietet oder stumpf aneinandergestoßen und durch eine ringförmige Blechlasche verbunden. Im letzten Falle sind die Niete entlastet. Nietdurchmesser und Nietteilung nach S. 358.

Fig. 740.

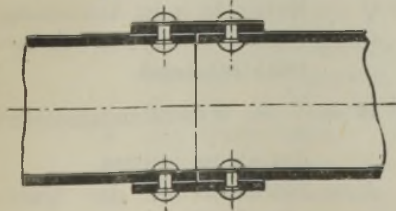
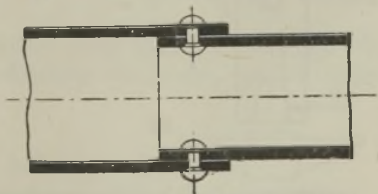


Fig. 741.



Verbindung der Rohrschüsse.

Tabelle 73. Nahtlose Stahlrohre (Mannesmannrohre).

Dicke in mm	Außerer Durchmesser in mm							
	51	76	102	127	152	178	203	229
	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	g
5	6	9	12	15	18	21	—	—
6	7	10	14	18	21	25	29	—
7	8	12	17	20	25	29	34	38
8	8	13	19	23	28	33	38	41
9	9	15	21	26	31	37	43	48
10	10	16	23	29	35	41	47	54
11	11	17	25	31	38	45	52	59
12	11	19	27	34	41	49	56	64
13	—	20	29	36	44	52	61	69
14	—	—	—	—	—	—	65	74

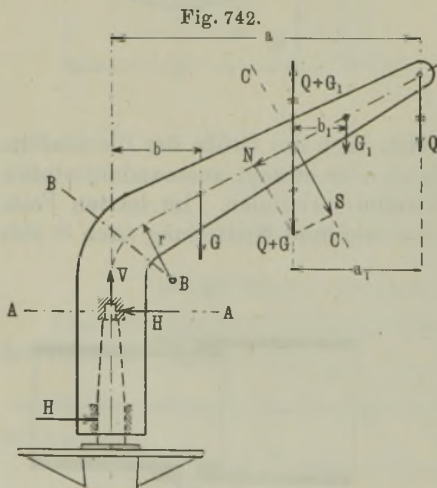
Die ungefähren Gewichte sind für einen Meter Länge angegeben.
Rohrlängen: 4 bis 6 m. Material: Martin- und Tiegelstahl.

Das Auslegerrohr kann nach den beiden Enden hin auf $\frac{3}{4}d$ verjüngt werden, wenn d den äußeren Durchmesser in der Mitte des Rohres bedeutet.

Die Auslegerrohre werden vielfach auch aus einem Stück hergestellt. Man wählt dann Mannesmannrohre oder geschweißte Rohre (Tab. 73).

2. Ausleger als gekrümmter Blechträger.

Statt der Streben und Schließen wendet man häufig einen gekrümmten Blechträger von kastenförmigem Querschnitt an, der drehbar über die Kransäule gestülpt wird. Der Ausleger besteht dann aus den Seitenblechen, den Gurtungswinkeleisen und den Gurtungsblechen oder Lamellen.



Berechnungsskizze für den gekrümmten Ausleger.

Der Träger ist zunächst nach Gefühl aufzuzeichnen, wobei die größte Querschnittshöhe $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$ der Ausladung gewählt werden kann. Von der Krümmung bis zum Auslegerkopf ist der Träger zu verjüngen.

Die einzelnen Querschnitte sind nun wie folgt beansprucht:

a) Querschnitt \overline{AA} (Fig. 742).

Q = Nutzlast; a = Ausladung,
 G = Eigengewicht; b = Schwerpunktsabstand,

$W = \frac{J}{e}$ = Widerstandsmoment
des Querschnittes.

F = Flächeninhalt des Querschnittes."

Der Querschnitt wird durch das Moment

$$M_b = Q \cdot a + G \cdot b$$

auf Biegung und durch die Vertikalkraft

$$V = Q + G$$

auf Druck beansprucht. Nach Fig. 743 subtrahieren sich links die Druckspannungen von den Biegungszugspannungen, auf der rechten Seite addieren sich Biegungszugspannungen und Druckspannungen.

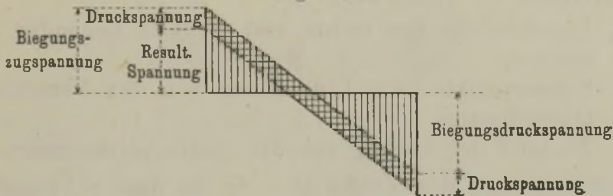
Größte Spannung auf der inneren Seite

$$\sigma_i = \sigma_b + \sigma = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} + \frac{Q + G}{F}$$

Größte Spannung auf der äußeren Seite

$$\sigma_a = \sigma_b - \sigma = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} - \frac{Q + G}{F}$$

Fig. 743.



Spannungsverteilung im Säulenschaft.

b) Querschnitt \overline{BB} . Im Querschnitt dicht über dem Beginn der Krümmung ist das Biegemoment 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 Biegemoment, 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

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e}{1 + \frac{e}{r}}$$

Die größte Druckspannung auf der Innenseite ist

$$\sigma_i = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}},$$

und die größte Zugspannung auf der Außenseite

$$\sigma_a = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1 + \frac{e_a}{r}}$$

c) Querschnitt \overline{CC} (Fig 742).

- 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 die Biegung erzeugenden Kräftepaare $Q \cdot a_1 + G_1 b_1$ und die Einzelkraft $Q + G_1$, welche abwärts gerichtet ist.

Diese zerlegt sich in zwei Seitenkräfte: in die Normalkraft N senkrecht zum Querschnitt und in die Schubkraft S parallel zum Querschnitt.

Durch das Moment $Q \cdot a_1 + G_1 b_1$ entsteht in den äußersten Fasern eine Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{Q a_1 + G_1 b_1}{W},$$

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

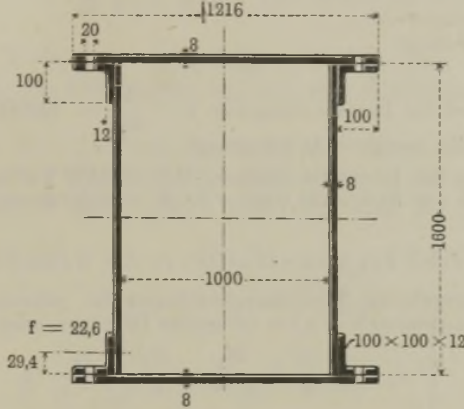
$$\alpha_0 = \frac{k}{1,3k}$$

Bei Blechträgern kann $\alpha_0 = 1$ gesetzt werden.

Beispiel. Für den Ausleger eines Kranes von 15 t Tragkraft und 10 m Ausladung sei für den senkrechten Schaft einschließlich Krümmung der Querschnitt Fig. 744 gewählt.

Die Rechnung soll, wie dies bei Eisenkonstruktionen durchweg der Fall ist, statt mit kgcm mit tem durchgeführt werden. Es werden also die Kräfte und Spannungen (k_b , σ_b) in t, die Hebelarme in cm eingesetzt.

Fig. 744.



Das Trägheitsmoment dieses Querschnittes, bezogen auf die Neutralachse, hat dann annähernd folgende Größe:

J der beiden Seitenbleche	$2 \cdot \frac{0,8 \cdot 160^3}{12}$	= 546 133 cm ⁴
J der beiden Gurtbleche	$2 \cdot 121,6 \cdot 0,8 \cdot 80,4^2$	= 1 257 894 "
J der vier Winkeleisen	$4 \cdot 22,6 \cdot 77^2$	= 535 972 "
		= 2 339 999 cm ⁴
ab für Nietlöcher	$4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 79,8^2$	= 101 888 "
	Trägheitsmoment J	= 2 238 111 cm ⁴

Widerstandsmoment $W = \frac{J}{e} = \frac{2238111}{80,8} \sim 27\,700 \text{ cm}^3$.

Querschnitt:

Seitenbleche	$2 \cdot 0,8 \cdot 160,0$	= 256,0 qcm
Gurtbleche	$2 \cdot 0,8 \cdot 121,6$	= 194,6 "
Winkeleisen	$4 \cdot 22,6$	= 90,4 "
		541,0 qcm
ab für Nietlöcher	$4 \cdot 2 \cdot 2$	= 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 Abstände des Auslegerschwerpunktes von 5 m das für den Querschnitt in Betracht kommende Biegemoment zu

$M_b = 16 \cdot 1000 + 2,4 \cdot 500 = 17\,200 \text{ tem.}$

$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{17\,200}{27\,700} \sim 0,621 \text{ t/qcm.}$

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 einschließlich Flasche	~ 1 t
" Gewicht der Lastwinde	~ 1 t
" Schaftgewicht	~ 1 t
von der Nutzlast	~ 15 t
	20 t

Damit wird die Druckanstrengung $\sigma = \frac{10}{525} \sim 0,038 \text{ t/qcm}$.

Es ist somit die resultierende Spannung

$$\begin{aligned} \text{an der Innenseite } & 0,621 + 0,038 = 0,659 \text{ t/qcm,} \\ \text{an der Außenseite } & 0,621 - 0,038 = 0,583 \text{ t/qcm.} \end{aligned}$$

Kontrolle des Querschnittes in der Krümmung.

Nach den angegebenen Näherungsgleichungen für gekrümmte Träger wird bei einem Krümmungsradius $r = 2,2 \text{ m}$ die größte Druckspannung an der Innenseite

$$\begin{aligned} \sigma_i &= -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} - \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_i}{1 + \frac{e_i}{r}} \\ &= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \cdot 220} - \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80,8}{1 + \frac{80,8}{220}} = 0,5 \text{ t/qcm,} \end{aligned}$$

und die größte Zugspannung an der Außenseite

$$\begin{aligned} \sigma_a &= -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F \cdot r} + \frac{M_b}{J} \cdot \frac{e_a}{1 + \frac{e_a}{r}} \\ &= -\frac{20}{525} + \frac{17\,200}{525 \cdot 220} + \frac{17\,200}{2\,238\,111} \cdot \frac{80,8}{1 + \frac{80,8}{220}} = 0,73 \text{ t/qcm.} \end{aligned}$$

3. Kransäule.

Die Kransäule wird in die Nabe der Fundamentplatte mit konischem Fuße ($\text{tg } \alpha = \frac{1}{15} \div \frac{1}{25}$) eingesetzt (Fig. 749, 770, 782).

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. 745 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.

Die Nebenkräfte H_1 finden wir mittels der Momentengleichung um D nach Fig. 746

$$H \cdot (h + h_1 + h_2) - H (h_1 + h_2) - H_1 \cdot h_1 = 0,$$

also

$$H h = H_1 h_2; \quad H_1 = \frac{Hh}{h_1}.$$

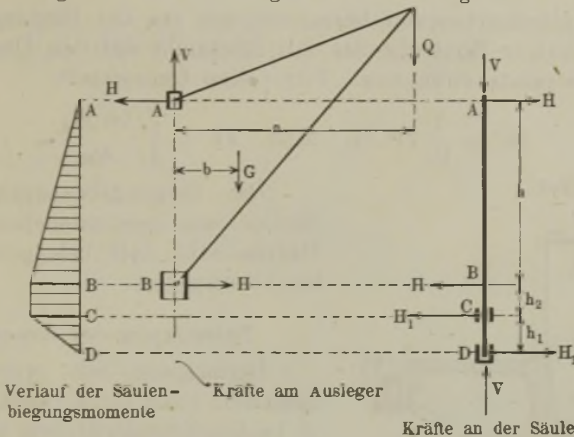
Da wieder $\Sigma(H_1) = 0$ sein muß, so ist H_1 oben = H_1 unten und wir haben in H_1 ein Kräftepaar, welches dem Kräftepaar H das Gleichgewicht hält.

Betrachten wir die Beanspruchung der Säule mit diesen Kräften, so ist nach Fig. 747 das Biegemoment bei $A = 0$; es wächst von A bis B , ist von B bis C gleich groß und wird bei D wieder = 0.

Fig. 747.

Fig. 745.

Fig. 746.



Wird die Säule unterhalb des Halslagers etwas abgesetzt, so ist der gefährliche Querschnitt in dem Halslager.

Für diesen Querschnitt beträgt daher die Biegeanstrengung

$$\sigma_b = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W},$$

wenn W das Widerstandsmoment des Querschnittes ist. Die Druckanstrengung ist

$$\sigma = \frac{Q + G}{F},$$

wenn F die Querschnittsfläche in qcm bedeutet.

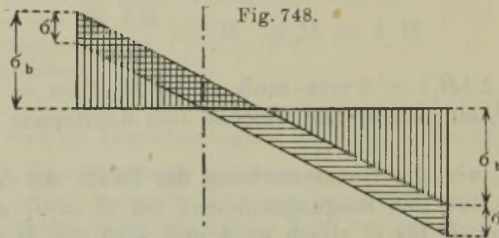
Die Biegeanstrengung tritt an der inneren nach der Last gerichteten Seite als Druck, an der äußeren hingegen als Zug auf.

Die noch hinzutretende Druckanstrengung, herrührend von $Q + G$, addiert sich daher auf der inneren Seite und subtrahiert sich auf der äußeren Seite (Fig. 748).

Die größte resultierende Anstrengung auf der inneren Seite ist

$$\sigma_{max} = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{W} + \frac{Q + G}{F}.$$

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.

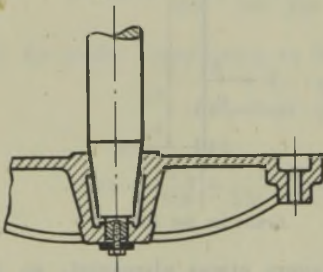


Anstrengung im Säulenquerschnitt.

Der Säulendurchmesser berechnet sich aus der Biegungsgleichung unter nachheriger Kontrolle der mit Rücksicht auf den Druck hervorgerufenen Gesamtanstrengung. Für vollen Querschnitt

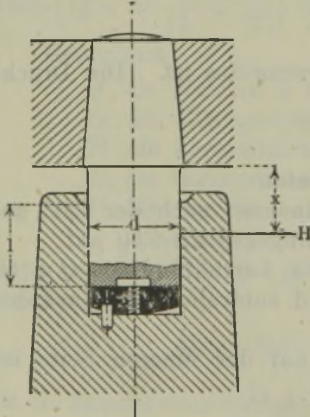
$$M_b = \frac{1}{10} D^3 \cdot k_b, \text{ also } D = \sqrt[3]{\frac{10 M_b}{k_b}}.$$

Fig. 749.



Befestigung feststehender Säulen.

Fig. 750.



Stützzapfen.

Die Biegungsbeanspruchung für Säulen aus geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl darf betragen $k_b = 800$ bis 1000 kg/qcm.

Befestigung der Kransäule.

Befestigung mit zylindrisch abgesetztem Fuße nicht zweckmäßig, weil in beiden Zylinderflächen kein dichter Schluß erhalten wird und allmähliches Ausweiten der Bohrung erfolgt.

Deshalb entweder vollständig kegelförmigen Fuß mit $\text{tg } \alpha = \frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{25}$, oder Ausführung nach Fig. 749. Die vorgeschraubte Gegenplatte soll die Säule bei der Montage halten. Die konische Ausführung gestattet ein leichtes Einführen der Säule in die Nabe.

4. 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 Biegemoment nach Fig. 750:

$$M_b = H \cdot x = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b, \text{ woraus } k_b = \frac{H \cdot x}{0,1 d^3}.$$

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

$$V = \frac{\pi d^2}{4} k \sim 0,8 d^2 k, \text{ woraus } k = \frac{V}{0,8 d^2}.$$

Diese Druckspannung addiert sich auf der nach der Last hin gerichteten Zapfenseite zu der Biegedruckspannung, 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

$$d = \sqrt{\frac{8 H + V}{0,8 \cdot k_{max}}}.$$

Stellt man den Zapfen aus Stahl her, so kann man mit der Beanspruchung bis

$$k_{max} = 1000 \text{ kg/qcm und sogar } 1200 \text{ kg/qcm bei Handbetrieb und } k_{max} = 800 \text{ kg/qcm bei Maschinenantrieb gehen.}$$

Außerdem ist die spezifische Flächenpressung zwischen Zapfen und Spurplatte und in den Seitenflächen zu untersuchen.

$$\text{Für die volle Spurfläche}^1) \text{ ist } V = 0,8 d^2 \cdot k.$$

$$\text{Für die Seitenpressung } H = k \cdot l \cdot d.$$

$$\text{Es ist } k = 130 \text{ kg/qcm in den Gleitflächen bei Handbetrieb und } k = 100 \text{ kg/qcm bei Maschinenantrieb.}$$

Die Spurplatte wird entweder im Säulenkopfe nach Fig. 750 oder in der Traverse nach Fig. 760 angeordnet.

Bei neueren Ausführungen wird meist letztere Anordnung bevorzugt, weil die Ausführung leichter ist. Der Vorwurf, daß bei oben befindlichem Spurkopf 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 untenliegender Spurplatte noch unberücksichtbare Verdrehungsspannungen auftreten.

¹⁾ Bei den Spurzapfen der Drehscheiben beträgt die zulässige Belastung (nach Fränkel) 1200 kg/qcm bei Flußstahl, 700 kg/qcm bei Schweiß-, Fluß- oder Gußeisen.

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. 750 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 der Reibfläche entgegengesetzten Seite schwach oder man legt eine Lederscheibe unter.

5. Hals- und Rollenlager.

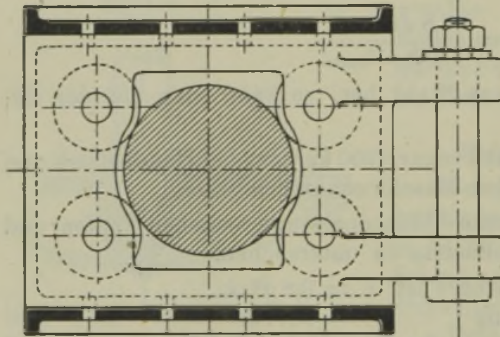
Ist das untere Lager ein gewöhnliches, die Säule umschließendes Halslager, so besteht dasselbe aus einer Traverse, an welche beide Kranschilde angeschraubt sind.

Die Lagerhöhe l ist mit Rücksicht auf die durch die Horizontalkraft H hervorgerufene spezifische Pressung bestimmt durch die Gleichung

$$H = kld,$$

Fig. 751.

$$\text{woraus } l = \frac{H}{k d}.$$



Rollenlager für Drehkrane mit feststehender Säule.

d ist der Säulendurchmesser,

k die zulässige Flächenpressung (obere Grenze 130 bis 150 kg/qcm für gußeiserner Nabe).

Zur Umwandlung der gleitenden Reibung in rollende Reibung wendet man, 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.

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 ($\alpha \sim 60^\circ$), so ist der auf eine Rolle entfallende Druck N nach Fig. 752

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

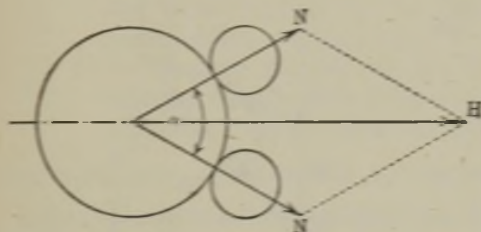
Unter vorläufiger Annahme der Rollenhöhe berechnet sich der auf Biegung beanspruchte Rollenbolzen aus der Biegleichung

$$\frac{N}{2} \cdot \frac{l_1}{2} - \frac{N}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{1}{10} d^3 k_b \text{ zu } d = \sqrt[3]{\frac{10 N \left(\frac{l_1}{4} - \frac{l}{8}\right)}{k_b}}$$

Für Stahl kann $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden.

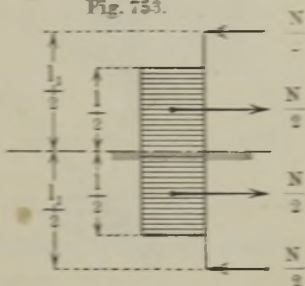
Die spezifische Pressung in der Nabenbohrung ist $k = \frac{N}{ld}$, welcher Wert 130 bis 150 kg/qcm nicht überschreiten soll.

Fig. 752.



Kraftwirkung im Rollenlager.

Fig. 753.



Berechnungsskizze für Rollenzapfen.

Den Rollendurchmesser wählt man $D \sim d$, worauf die Flächeneinheitspressung nach der Gleichung

$$N = k \cdot l \cdot D$$

zu prüfen ist.

Für gußeiserne Rollen soll $k \leq 25 \text{ kg/qcm}$ und für Stahlrollen $k \leq 60 \text{ kg/qcm}$ 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.

Die Schrauben, welche die Kranschilder mit dem Rollenkasten verbinden, sind auf Biegung zu berechnen, falls die Kraft Y (s. graphische Ermittlung) nicht durch angegossene Vorsprünge der Schilder, welche sich auf den Rollenkasten stützen, abgefangen wird.

6. Graphische Ermittlung der im Krangerüst wirkenden Kräfte.

Das durch Schließe, Strebe und Säule gebildete Krandreieck ist durch das theoretische Krandreieck zu ersetzen, welches durch die Verlegung der Strebenrichtung nach dem Berührungspunkte der Rolle und Säule gegeben ist.

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. 375). Die Kraft 3 fällt in die Verbindungslinie von Stützzapfen und Rollenberührungspunkt und beansprucht die beiden Kranschilde, die mit dem Rollenkasten verbunden sind, auf Zug.

Fig. 754.

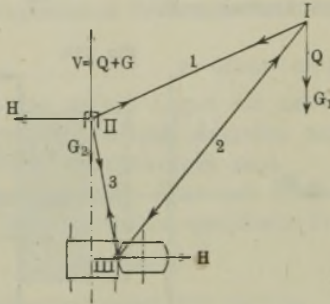
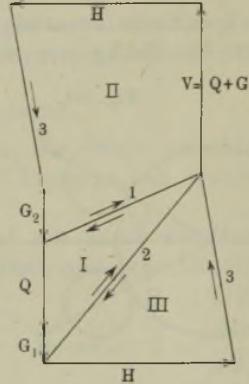


Fig. 755.



Graphische Ermittlung der Gerüstkräfte.

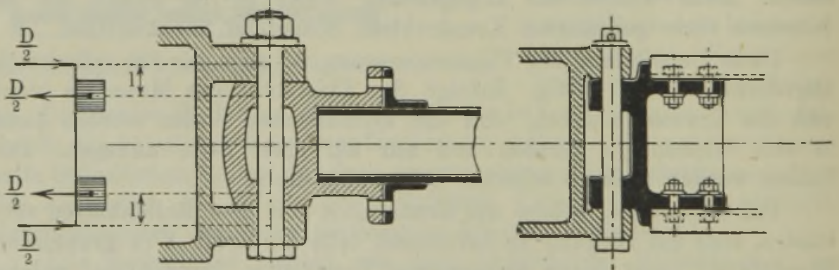
7. Anschlußbolzen für den Ausleger.

Der Auslegerschuh, welcher den Strebenfuß in sich aufnimmt, wird durch einen Bolzen gelenkartig mit dem Rollenkasten verbunden.

Fig. 756.

Fig. 757.

Fig. 758.



Anschluß der Auslegerstrebe.

Der Bolzen ist auf Biegung zu berechnen. k_b bis 1200 kg/qcm für Stahl, weil kleine Durchbiegungen unschädlich sind und nur genügende Sicherheit gegen Bruch erforderlich ist.

Die Biegungsgleichung für Fig. 757 und 758 lautet

$$\frac{D}{2} \cdot l = \frac{1}{10} d^3 k_b.$$

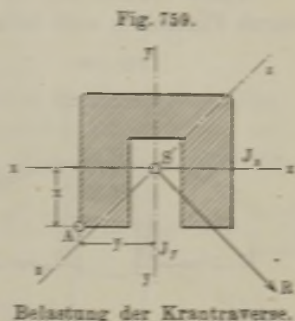
9. Traverse und Kranschilde.

Die Traverse wird durch die Horizontalkraft H und durch die Vertikalkraft V auf Biegung beansprucht. Vereintigt man beide Kräfte zu der Mittelkraft R , so hat man einen auf zwei Stützen ruhenden, in der Mitte durch R belasteten Balken.

Biegungsgleichung: $Rl/4 = W \cdot k_s$, 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 Kraft- richtung R senkrechte Schwerpunkts- achse 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 Kraft- richtung R liegende Neutral- achse Z aus

$$J = J_x \cdot \cos^2 \alpha + J_y \cdot \sin^2 \alpha$$

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. 759 bei A , da hier die Fasern am weitesten von der Neutralen entfernt liegen.

$$M_H = H \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_H = \frac{M_H}{J_y} \cdot y,$$

$$M_V = V \cdot \frac{l}{4} \text{ erzeugt die Spannung } \sigma_V = \frac{M_V}{J_x} \cdot x.$$

Folglich ist die resultierende Biegungsspannung des gewählten Querschnittes $\sigma_s = \sigma_H + \sigma_V \leq k_s$.

Für Stahlguß-Traversen ist $k_s = 500 \div 700 \text{ kg/qcm}$.

Für schmiedeeiserne Traversen ist $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$.

Bei ersteren erfolgt die Befestigung der Kranschilde mittels Schrauben nach Fig. 761, 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. 760).

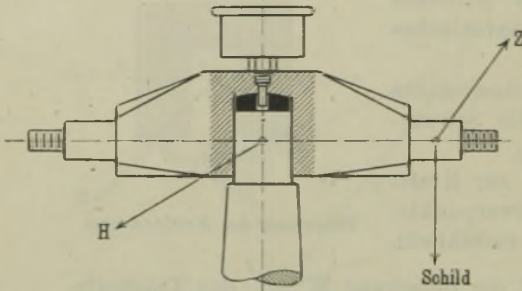
Die Schilde werden durch die nach Fig. 754 zu ermittelnde Kraft 3 , die sich auf beide Schilde verteilt, auf Zug beansprucht. Der kleinste Querschnitt muß also dieser Zugbeanspruchung genügen.

Die Form der Traverse ist nur dann richtig, wenn die Resultierende von V und H durch die Achse der Stützapfen wie in Fig. 760 geht.

Bei der Anordnung Fig. 762 würde das Moment $H \cdot a$ 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. 763) sein.

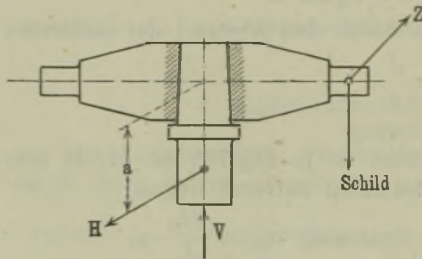
Diese Anordnung ist nur dann möglich, wenn die Übertragung durch Flanschen und Schrauben auf die Schilde wie in Fig. 761 erfolgt.

Fig. 760.



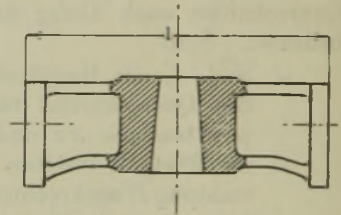
Traverse aus Schmiedeeisen.

Fig. 762.



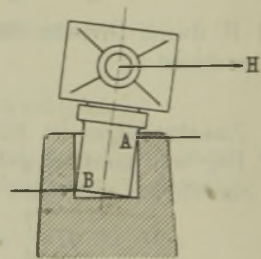
Falsche Traversenanordnung.

Fig. 761.



Traverse aus Stahlguß.

Fig. 763.



9. 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

a den Abstand derselben von der Säulenachse, [des Kranes,

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 Ernst¹⁾

$$W \geq Q \left(\frac{2a}{n \cdot r} + \frac{1}{n} \right) l \cdot k_b.$$

¹⁾ Ernst, Hebezeuge, 3. Aufl.

Das auszuführende Gewicht des Fundaments ist gleich

$$2 G_0 \text{ bis } 3 G_0.$$

Hierbei kann das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk zu 1600 kg angenommen werden.

10. Triebwerk zum Heben und Senken der Last.

Die Krane sind meist mit loser Rolle ausgerüstet. Das Windwerk ist deshalb 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 gewöhnlich direkt in den Kranschilden zu beiden Seiten der Säule gelagert.

Sind die gußeisernen Kranschilder durch einfache Hängeschienen ersetzt, wie in Fig. 734 und 782, so erfolgt die Lagerung des Windwerkes auf den \square -Eisenstreben.

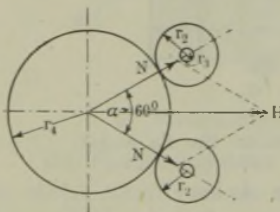
11. Triebwerk zum Drehen des Kranes.

Fall a. Oben Stützlager, unten gewöhnliches Halslager. Gesamtreibungsmoment wie auf S. 380

$$M = \underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seitenreibung}} + \underbrace{\mu H r_2}_{\text{Halslager}}$$

wenn r_1 den Stützzapfenhalbmesser, r_2 den Säulenhalmmesser im Halslager, V den vertikalen und H den horizontalen Lagerdruck bedeutet.

Fig. 768.



Rollenlager.

Fall b. Halslager ersetzt durch ein Rollenlager:

r_1 = Stützzapfenhalbmesser,

r_2 = Rollenhalbmesser,

r_3 = Halbmesser der Rollenachsen,

r_4 = Säulenhalmmesser im Rollenlager,

$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$, der auf eine Rolle entfallende Druck,

f = Hebelarm der rollenden Reibung
(= 0,05 bis 0,08 cm),

Gesamtreibungsmoment ¹⁾ in bezug auf die Säulenmitte

$$M = \underbrace{\mu H r_1}_{\text{Seitenreibung}} + \underbrace{\mu V \frac{r_1}{2}}_{\text{Spurreibung}} + \underbrace{\frac{2 \mu N r_3}{r_2} \cdot r_4}_{\text{Reibung zwischen Achse und Rolle}} + \underbrace{\frac{2 f N}{r_2} \cdot (r_2 + r_4)}_{\text{Reibung zwischen Rolle und Säule}}$$

Für ebene Spurzapfen mit Ringfläche ist $M = \frac{1}{2} \mu \cdot V \cdot (R + r)$, wenn R den äußeren und r den inneren Halbmesser bezeichnet.

¹⁾ Vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 38: Füsgen, Berechnung des Schwenkwiderstandes; ferner ebenda S. 358: Zuschriften.

Fall c. Halslager besteht aus einer Anzahl Wälzrollen, die sich zwischen einer an der Kransäule befestigten Trommel und einem äußeren festgelegten Laufkranz bewegen und untereinander verbunden sind. Moment der Reibung in den vier Berührungstellen im Rollenlager bei jeweilig zwei tragenden Rollen

$$M = 2 \frac{f \cdot N}{r_2} \cdot R,$$

wenn r_2 = Rollenhalbmesser,
 R = Halbmesser der inneren Reibungstahm und N den auf eine Rolle entfallenden Druck bedeutet. Steht der Ausleger zwischen zwei Rollen, so ist bei einem gesamten Horizontallagerdruck H

$$N = \frac{H}{2 \cdot \cos \alpha} \text{ und bei acht Rollen } N = \frac{H}{2 \cdot \cos 22^\circ 30'} = \frac{H}{1,548}$$

Das unbedeutende Reibungsmoment der den Rollenkranz tragenden Laufräder ist hierbei vernachlässigt.

Die erforderliche Übersetzung für Handbetrieb ermittelt sich bei einem Kurbeldruck = P , einem Kurbelarm = a und einem Wirkungsgrade = η für das Schwenktriebwerk zu

$$i = \frac{M}{P \cdot a \cdot \eta}.$$

Bei **Maschinenantrieb** 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 $P = \frac{M}{a} + m \cdot p$, worin m

die Masse der Nutzlast zuzüglich der auf den Auslegerkopf reduzierten Masse des Auslegers und $p = \frac{2v}{i_1}$ (vgl. S. 231 und 242),

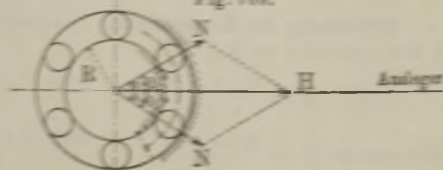
so macht der Ausleger $n = \frac{v}{D \pi}$ Umdrehungen i. d. min.

Ist die Umdrehungszahl der Antriebswelle i. d. min. = n_1 , so wird das Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n}$.

Die zum Schwenken erforderliche Anzahl der Pferdestärken ist

$$N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta}.$$

Fig. 508.



Rollenlager mit größerer Rollenanzahl.
 Zerteilung des Druckes.

12. Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung.

(Fig. 770 bis 780.)

Berechnung des Krangerüstes. Das Seil läuft oberhalb der Schließen. Zugkraft in den Schließen nach S. 376.

$$Z = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{d} = \frac{5000 \cdot 5,5 + 700 \cdot 2,75}{1,35} = 21\,800 \text{ kg,}$$

$$\text{Strebenkraft } D = \frac{Q \cdot a + G \cdot b}{f} = \frac{5000 \cdot 5,5 + 700 \cdot 2,75}{1,3} = 22\,640 \text{ kg,}$$

Schließen aus Rundeisen:

$$f = \frac{Z}{2k_Z} = \frac{21\,800}{2 \cdot 500} \sim 22 \text{ qcm; } d = 50 \text{ mm Durchmesser,}$$

Strebe aus genietetem Blechrohr.

$$\text{Gewählt wird } \begin{cases} R = 0,015 l = 0,015 \cdot 7500 \sim 125 \text{ mm,} \\ \mathfrak{S} = 10, \text{ also nach Tabelle 70 (S. 364) } c = 4,65, \end{cases}$$

$$J = c \cdot P \cdot l^2 = 4,65 \cdot 22,64 \cdot 7,5^2 = 5930 \text{ cm}^4;$$

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4J}{\pi}} = \sqrt[4]{12,5^4 - \frac{4 \cdot 5930}{\pi}} = 11,4 \text{ cm,}$$

$$\text{Blechstärke } R - r = 125 - 114 = 11 \text{ mm.}$$

$$\text{Kransäule } M_b = Q \cdot a + G \cdot b = 5000 \cdot 5,5 + 700 \cdot 2,75 = 2942500 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Druckkraft } V = Q + G = 5000 + 3000 = 8000 \text{ kg.}$$

Für eine Gußstahlsäule¹⁾ mit vollem Querschnitt und $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ ist

$$D = \sqrt[3]{\frac{10 M_b}{k_b}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 2942500}{1000}} = 31 \text{ cm.}$$

Hierfür findet sich im gefährlichen Querschnitt in der Mitte des Rollenlagers 340 mm Durchmesser. Die Gesamtanstrengung beträgt dann nur

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f} = 750 + 9 = 759 \text{ kg/qcm.}$$

$$\text{Stützapfen. } H = \frac{M_b}{h} = \frac{2942500}{145} = 20\,300 \text{ kg.}$$

Mit $l = d$ und $k_{max} = 1000 \text{ kg/qcm}$ wird

$$d = \sqrt[3]{\frac{8H + V}{0,8 \cdot k_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 20\,300 + 8000}{0,8 \cdot 1000}} = 14,6 \text{ cm.}$$

In der Zeichnung findet sich ein Zapfendurchmesser von 125 mm und eine Lagerlänge von 120 mm.

Spezifische Pressung in der ringförmigen Spurlfläche bei 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser $k = \frac{8000}{\pi/4 (12,5^2 - 6^2)} = 85 \text{ kg/qcm.}$

$$\text{Spezifische Pressung in den Seitenflächen } k = \frac{20\,300}{12,5 \cdot 12} = 135 \text{ kg/qcm.}$$

¹⁾ Vgl. die Bemerkung S. 392 über die Anwendung geschmiedeter Säulen aus Siemens-Martin-Stahl.

Zahnrad	Zähnezahl	Teilung	Teilkreise	Zahnbreite
A . . .	12	13 π	156	60
B . . .	12		156	60
C . . .	60		780	60
D . . .	12		156	60
E . . .	72	15 π	936	60
F . . .	10		150	90
G . . .	50		750	90
H . . .	10		150	70
I . . .	30		450	70

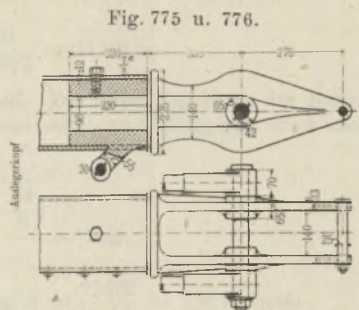


Fig. 770.

Fig. 771.

Fig. 777.

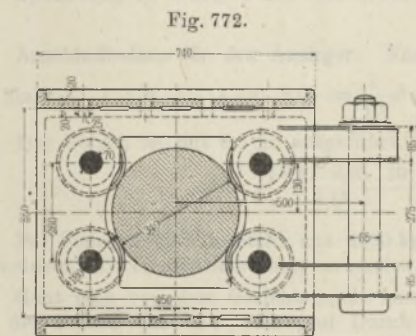
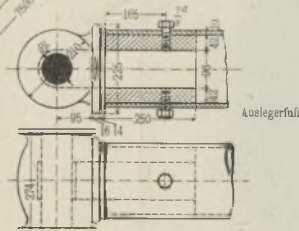


Fig. 772.

Anzahl der Niete im Ausleger = 230 ϕ = 20 mm

Schnitt, b - b

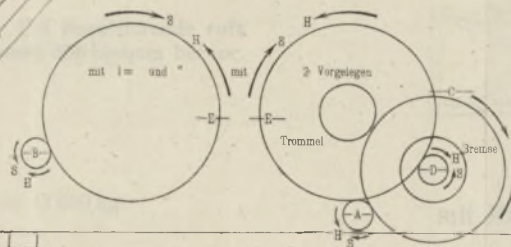
Fig. 773 u. 774.



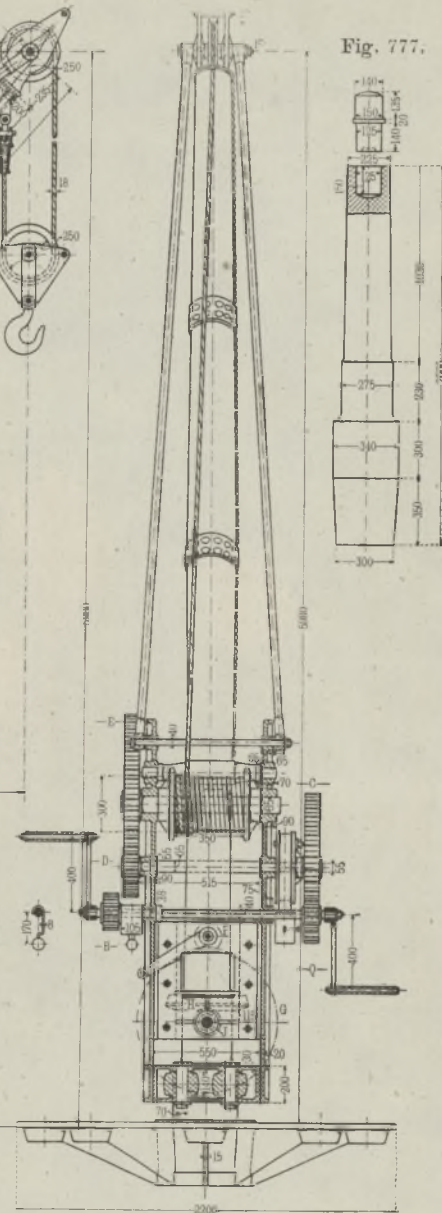
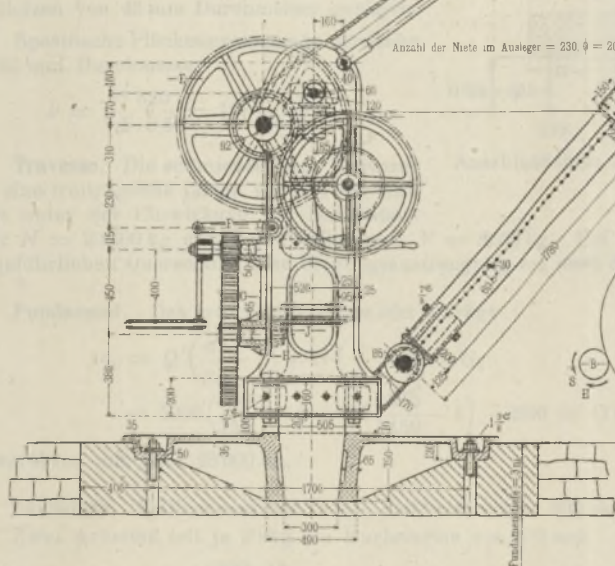
Auslegerfuf

Fig. 778 bis 780.

Antriebschema für das Windwerk



Antriebschema für das Drehen des Kranes mit Vorgelegen



Drehkran mit feststehender Säule für 5000 kg Tragkraft und 5,5 m Ausladung für Handbetrieb.



Rollenlager. Druck auf eine Rolle

$$N = \frac{H}{2 \cdot \cos \alpha/2} = \frac{20\,300}{2 \cdot \cos 60/2} = 11\,730 \text{ kg.}$$

Die Nabenlänge der Rolle beträgt 140 mm. Die halbe Lagerung der Bolzen zu beiden Seiten je 30 mm. Für den Stahlbolzen mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ wird nach S. 405 mit $l_1 = 200 \text{ mm}$ und $l = 140 \text{ mm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 11\,730 \left(\frac{20}{4} - \frac{14}{8}\right)}{1000}} \sim 7 \text{ cm.}$$

Spezifische Pressung in der Nabenbohrung $k = \frac{11\,730}{7 \cdot 14} \sim 120 \text{ kg/qcm.}$

Anschlußbolzen für den Ausleger. Nach Fig. 781 ist mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ für Stahl $M_b = 11\,320 \cdot 8,05 = \frac{1}{10} d^3 1000$ und $d = 9,7 \text{ cm.}$

Der Bolzen ist mit 8,5 cm ausgeführt, folglich wird die Anstrengung

$$\sigma_b = \frac{11\,320 \cdot 8,05 \cdot 10}{8,5^3} = 1484 \text{ kg/qcm.}$$

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 abgesichert werden muß, so würde mit $k_s = 800 \text{ kg/qcm}$ noch ein Bolzen von 43 mm Durchmesser genügen.

Spezifische Flächenpressung in der Nabe bei 85 mm Durchmesser

$$k = \frac{11\,320}{7,5 \cdot 8,5} = 177 \text{ kg/qcm.}$$

Traverse. Die schmiedeeiserne Traverse hat eine freitragende Länge von 515 mm und steht unter der Einwirkung der Horizontalkraft $H = 20\,300 \text{ kg}$ und der Vertikalkraft $V = 8000 \text{ kg}$. Die Resultierende ruft im gefährlichen Querschnitt eine Biegeanstrengung von etwa 650 kg/qcm hervor.

Fundament. Das erforderliche Gewicht beträgt

$$\begin{aligned} G_0 &= Q \left(\frac{a}{y_0} - 1 \right) + G \left(\frac{b}{y_0} - 1 \right) - G_1 \\ &= 5000 \left(\frac{550}{150} - 1 \right) + 700 \left(\frac{275}{150} - 1 \right) - 2300 = 11\,330 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Auszuführen mit etwa $28\,000 \text{ kg.}$

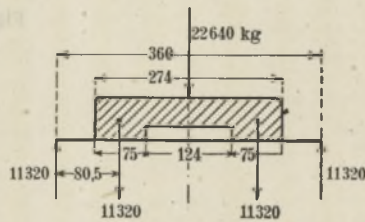
Lastwinde. Seiltrommel bei 18 mm Seildurchmesser 300 mm Durchmesser.

Zwei Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarme von 40 mm. $\eta \sim 0,7.$

$$\text{Übersetzung} = \frac{2500 \cdot 15}{2 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 0,7} = 33, \text{ ausgeführt } 30:1.$$

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 Sperradbremse angeordnet.

Fig. 781.



Anschlußbolzen für den Ausleger.

Schwenkwerk. Das Gesamtriebungsmoment, bezogen auf die Säulenmitte, ist nach der auf S. 410 aufgestellten Formel für Rollenlager zu ermitteln.

Stützapfenhalbmesser $r_1 = 12,5/2 = 6,25$ cm

Rollenhalbmesser $r_2 = 18/2 = 9$ "

Halbmesser der Rollenachsen $r_3 = 7/2 = 3,5$ "

Säulenhalmmesser $r_4 = 34/2 = 17$ "

$$M = 0,1 \cdot 20300 \cdot 6,25 + 0,1 \cdot 8000 \cdot \frac{(6,25 + 3)^1}{2} + \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 11730 \cdot 3,5}{9} \cdot 17 \\ + \frac{2 \cdot 0,05 \cdot 11730}{9} \cdot (9 + 17) = 12687 + 3696 + 15509 + 3378,$$

$M = 35270$ kgcm ohne Massenwiderstand.

Mit zwei Arbeitern zu je 25 kg am Kurbelarm von 450 mm berechnet sich die Übersetzung zu

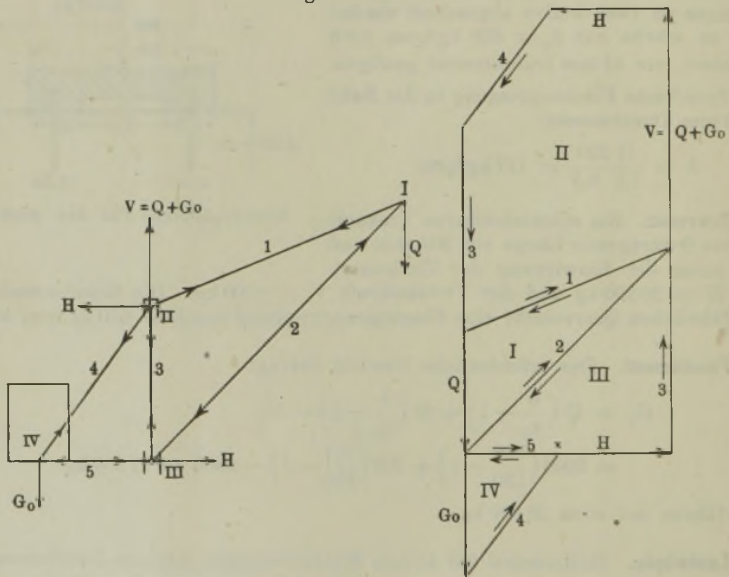
$$i = \frac{35270}{2 \cdot 25 \cdot 45 \cdot 0,8} \sim 19,6, \text{ ausgeführt mit } \frac{50}{10} \frac{30}{10} = \frac{15}{1}.$$

Die Kurbelkraft fällt also etwas größer aus.

13. Freistehender Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 782 und 783 auf Tafel zu S. 414.)

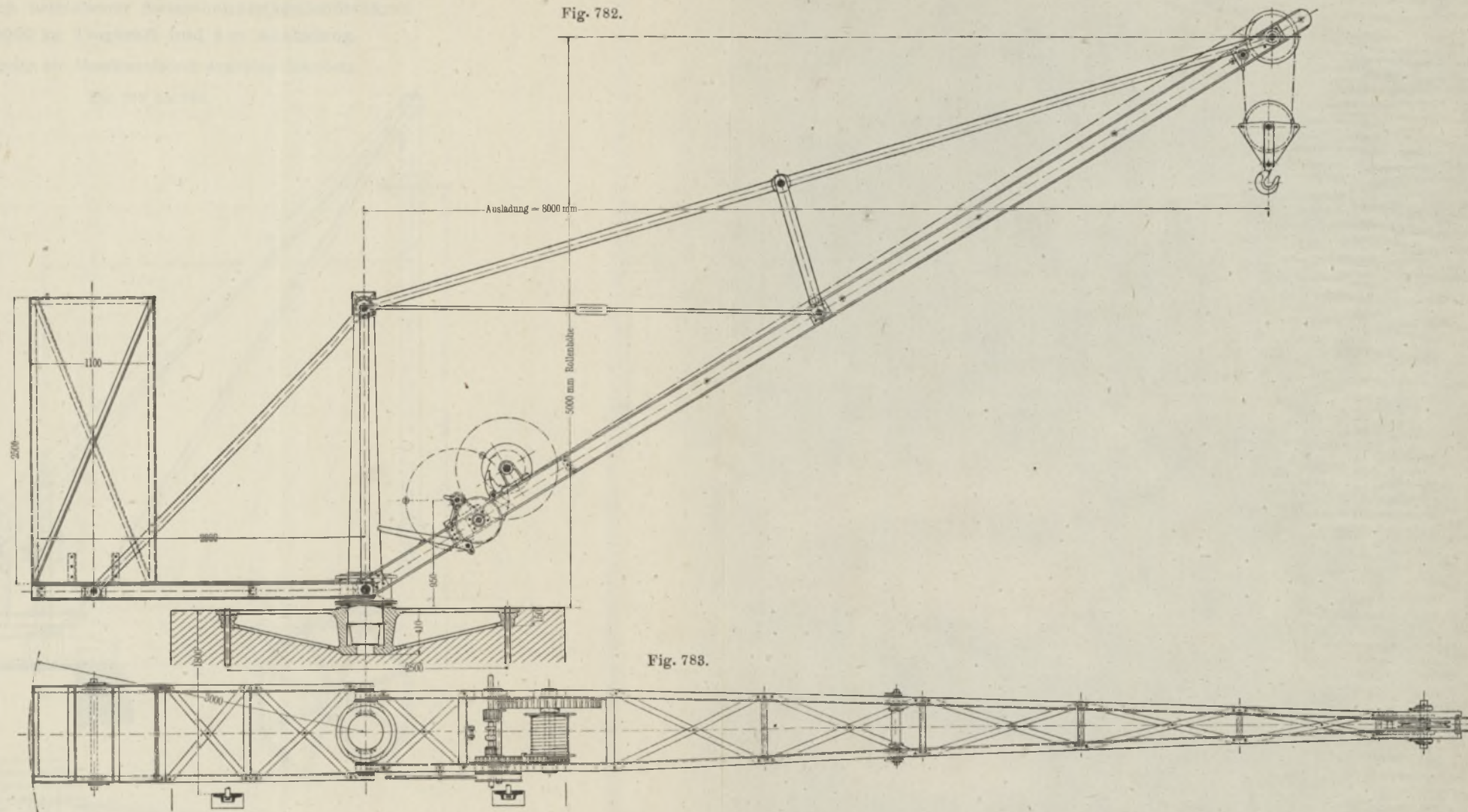
Fig. 784 u. 785.



Graphische Ermittlung der Stabkräfte für einen Drehkran mit freistehender Säule und Gegengewicht.

(Das Eigengewicht ist durch einen besonderen Kräfteplan zu berücksichtigen.)

1) Ringförmiger Stützapfen mit 125 mm äußerem und 60 mm innerem Durchmesser.



Freistehender Säulendrehkran mit Handbetrieb für 5000 kg Tragkraft und 8 m Ausladung

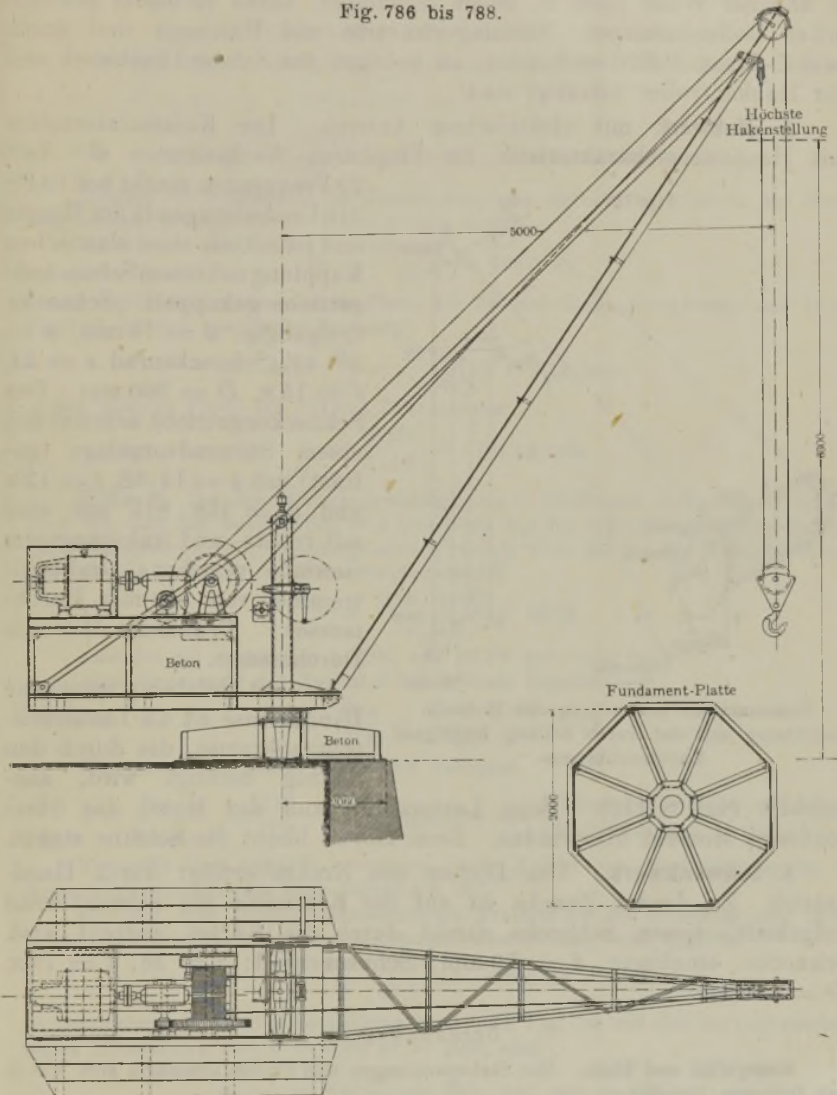
von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Ausleger besteht aus verstrebt \square -Eisen, die vermöge zweier Zugstangen mit Spansschloß und den mit Gelenk versehenen Schließen in der Höhenlage eingestellt werden können. Das halbe Lastmoment wird durch Gegengewicht ausbalanciert. Stütz- und Halslager sind durch Flacheisenschienen verbunden. Das Hubwindwerk enthält getrennte Brems- und Sperranordnung.

14. Elektrisch betriebener feststehender Säulendrehkran
von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Fig. 786 bis 788.



Feststehender Säulendrehkran von 3000 kg Tragkraft und 5 m Ausladung
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 verstrebt \perp -Eisen 117,5.65¹⁾ und zwei Flacheisenzugstangen 80.10 besteht, ist nach rückwärts zu einer Plattform 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 C-Eisen NP20 verbunden, an welchen das Schwenktriebwerk und der Hubkontroller befestigt sind.

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 dreigängig, $d = 76$ mm, $\alpha = 30^\circ 40'$, 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.

Die mit Holzbelag versehene Bandbremse ist als Lastdrucksperrradbremse, die durch den Seilzug betätigt wird, ausgebildet

(vgl. S. 112). 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.

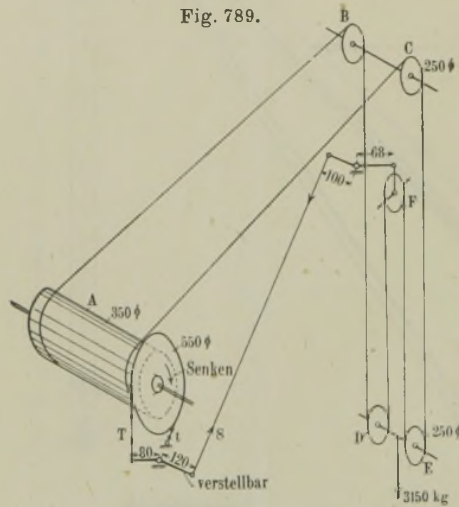
Berechnung.

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

Fig. 789.



Schematische Darstellung der Hubseilordnung und der durch Seilzug betätigten Lastdruckbremse.

¹⁾ Älteres Profil.

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 Biegemoment der Säule bei belastetem Kran

$$M_b = (3150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) - 5500 \cdot 140 = 895000 \text{ kgcm,}$$

bei leerem Haken

$$M_b = 5500 \cdot 140 - (150 \cdot 500 + 450 \cdot 200) = 605000 \text{ kgcm.}$$

Mit dem größeren Moment berechnet sich der Säulendurchmesser aus

$$M_b = \frac{1}{10} d^3 \cdot k_b \text{ mit } k_b = 1000 \text{ kg/qcm zu}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 895000}{1000}} = 20,8 \text{ cm, ausgeführt mit 245 mm.}$$

Beträgt die Nabenhöhe der Fundamentplatte 400 mm, so wirkt in der oberen und unteren Blechplatte der Nabe je eine Kraft

$$H = \frac{895000}{40} = 22375 \text{ kg;}$$

damit ergibt sich in der oberen Platte bei 230 mm Säulendurchmesser und 10 mm Blechstärke eine spezifische Pressung

$$k = \frac{H}{l \cdot d} = \frac{22375}{1,23} = 973 \text{ kg/qcm,}$$

in der unteren Platte bei 130 mm Durchmesser

$$k = \frac{22375}{1,13} = 1721 \text{ kg/qcm.}$$

Hubwerk. Bei einer Hubgeschwindigkeit $v = 0,166 \text{ m/sk}$ und einem Wirkungsgrad von 0,85 der losen Rollen und Leitrollen, 0,8 des Schneckengetriebes und 0,95 des Stirnradvorgeleges, zusammen also $\eta \sim 0,7$, wird die für die Wahl des Motors maßgebende Leistung des Beharrungszustandes

$$N = \frac{3150 \cdot 0,166}{75 \cdot 0,7} = 10 \text{ PS.}$$

Gewählt ein Motor der A. E. G. von 10 PS und $n = 710$.

Umdrehungszahl der Trommel bei 350 mm Durchmesser

$$n = \frac{60 v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 0,166}{0,35 \cdot \pi} = 18.$$

Übersetzung zwischen Motor und Trommel

$$i = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Trommel}}} = \frac{710}{18} \sim \frac{39}{1}; \text{ ausgeführt mit } \begin{cases} \text{Schneckengetriebe} & 8:1, \\ \text{Stirnradpaar} & 38,9:1. \end{cases}$$

Kontrolle der Ankerdrehmomente beim Anlauf mit Berücksichtigung des Ankerträgheitsmomentes nach Beispiel S. 247.

Mit dem hier günstig einzusetzenden Kraftverlust im Rollenzug und in der Trommelwelle ($\eta \sim 0,9$) sind am Brems Scheibenumfang nach Fig. 789

$$\frac{3150}{2} \cdot \frac{17,5}{27,5} \cdot 0,9 = 900 \text{ kg}$$

zu vernichten. Durch den Lastseilzug wird nach Fig. 789 mit den dort eingeschriebenen Hebelarmen und $\mu = 0,25$, $\alpha^0 = 225^0$, also

$$\alpha_{\text{Bogen}} = 2 \pi \frac{225}{360} = 392 \text{ und } e^{\mu \alpha} = 2,66,$$

$$T = \frac{3150}{2} \cdot \frac{68}{100} \cdot \frac{120}{80} = 1610 \text{ kg; } t = \frac{T}{e^{\mu \alpha}} = \frac{1610}{2,66} = 605 \text{ kg.}$$

demnach 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.

Die Kransäule fällt fort und der untere Kranteil ist als Drehscheibe ausgebildet. Auf dieser Drehscheibe, welche aus der Plattform, den Laufrollen und dem Königszapfen besteht, kann der Ausleger und das Windwerk in übersichtlicher Weise montiert werden. Bezüglich der Konstruktion des Auslegers hat man vollkommen freie Hand. Häufig findet man einen gekrümmten Blechsausleger 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.

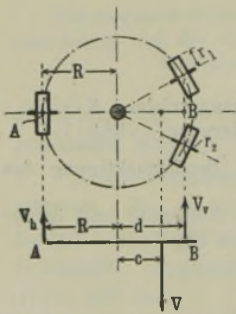
Einer besonderen Berechnung bedarf die Stabilität des Kranes, denn es muß sowohl im belasteten Zustande als auch im entlasteten Zustande Gleichgewicht vorhanden sein.

a) Drehkrane mit Rollendrehscheibe.

Nach der Auslegerseite zu sind zwei Stützrollen, hinten eine Rolle erforderlich. Die Rollen laufen auf Zapfen, die am drehbaren Teil gelagert sind, und bewegen sich auf dem Laufkranz des Unterteiles. Die Rollenzapfen werden stark belastet und vergrößern den Schwenkwiderstand beträchtlich.

Reibungsschwenkwiderstand.

Fig. 790 u. 791.



W = Reibungsschwenkwiderstand, gemessen am Auslegerkopf in kg,

$V = Q + G$, die Resultierende von Nutzlast und Eigengewicht des drehbaren Teiles einschl. Gegengewicht,

r_l = Laufradhalbmesser in cm,

f = Hebelarm der rollenden Reibung = 0,05 cm,

R = Halbmesser des Laufkranzes in cm,

r_s = Rollenzapfenhalbmesser,

μ = Koeffizient der Zapfenreibung,

a = Ausladung.

$$W = \left(\frac{V \cdot f}{r_l} + \frac{V \cdot \mu \cdot r_s}{r_l} \right) \cdot \frac{R}{a}$$

Druck auf ein vorderes Laufrad aus der Momentengleichung um A.

$$V_v = \frac{1}{2} \frac{V(c + R)}{a + R}$$

Druck auf die hintere Rolle aus der Momentengleichung um B.

$$V_h = \frac{1}{2} \frac{V(d - c)}{d + R}$$

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 Krangerüsts und des Triebwerkes zum Schwenken (1,7 m Abstand von der Kippkante A).

7500 kg Gegengewicht, 3,6 m von der Kippkante A entfernt.

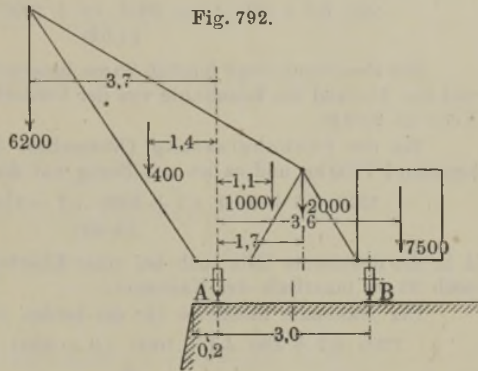


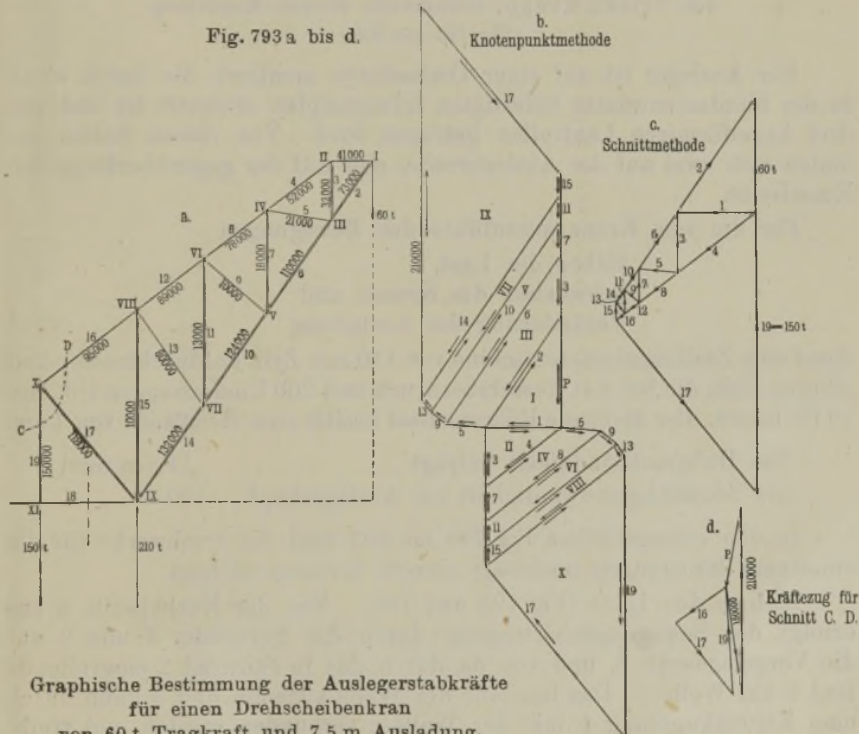
Fig. 792.

Standfestigkeit eines Drehscheibenkranes.

Hiernach besteht mit dem Gesamtgewicht des belasteten Kranoberbaues = 17100 kg für den Abstand x der Resultierenden von der Kippkante A die Beziehung:

$$\frac{7500 \cdot 3,6 + 2000 \cdot 1,7 + 1000 \cdot 1,1 - 6200 \cdot 3,7 - 400 \cdot 1,4}{17100} = 0,46 \text{ m.}$$

Fig. 793 a bis d.



Graphische Bestimmung der Auslegerstabkräfte für einen Drehscheibenkran von 60 t Tragkraft und 7,5 m Ausladung.

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 cm.

Bei unbelastetem Kran rückt die Resultante weiter nach innen und es gilt mit Bezug auf die Kippkante *B*

$$\frac{200 \cdot 6,7 + 400 \cdot 4,4 + 1000 \cdot 1,9 + 2000 \cdot 1,3 - 7500 \cdot 0,6}{11\ 100} = 0,28 \text{ m.}$$

Die Resultante liegt folglich 28 cm innerhalb der Rollenbahn von Klippkante *B* und der Abstand der Resultante von der Vorderkante der Kaimauer bei unbelastetem Kran ist 2,92 m.

Bei der Probelastung (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.

Feststehender Dampfdruckkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub

von Friedr. Krupp, Grusonwerk, Buckau-Magdeburg.

(Fig. 794 bis 805.)

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 i. d. min 23 PS leistet. Der stehende Röhrenkessel besitzt eine Heizfläche von 7 qm.

Die Hubgeschwindigkeit beträgt 11,5 m/min,

die Schwenkgeschwindigkeit am Auslegerkopf . 100 „

In den schematischen Fig. 798 bis 803 sind die Triebwerke für die einzelnen Bewegungen nochmals einzeln herausgezeichnet.

Heben der Last (Fig. 798 und 799). 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

Fig. 795.

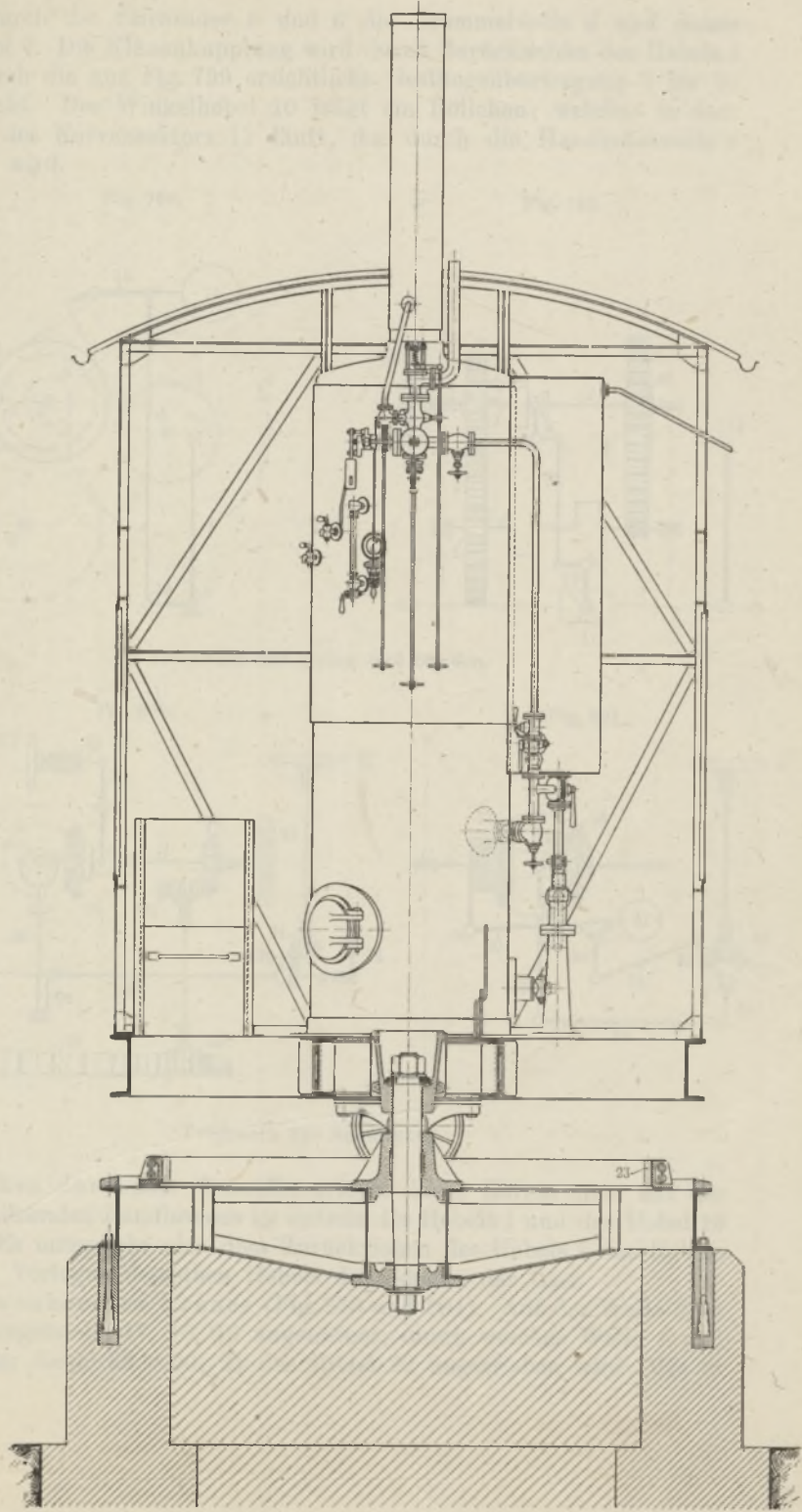
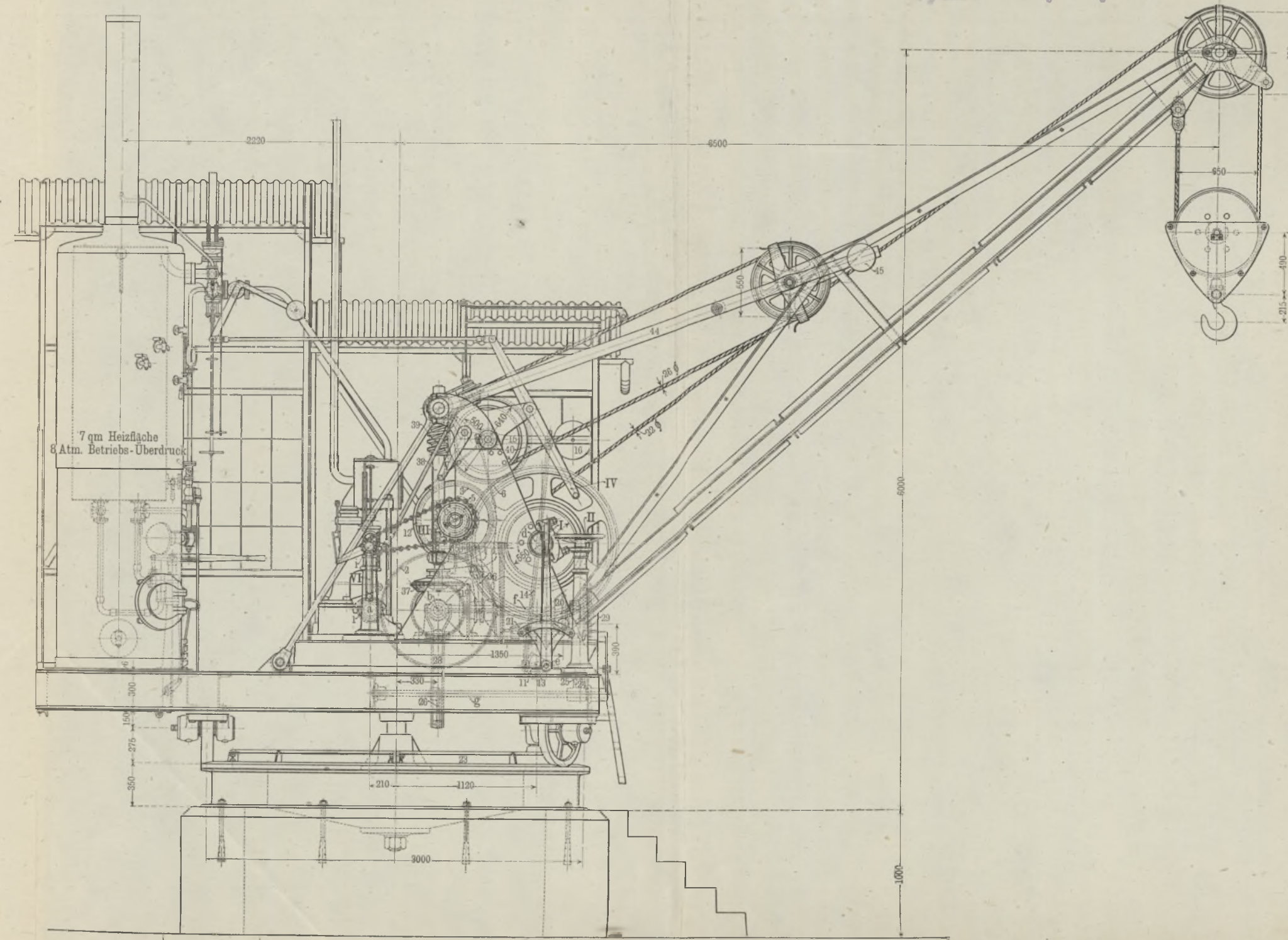


Fig. 794.



Naczelna Dyrekcja Kopalni
Wydział Maszynowy.

Fig. 796.

Zu Seite 420.

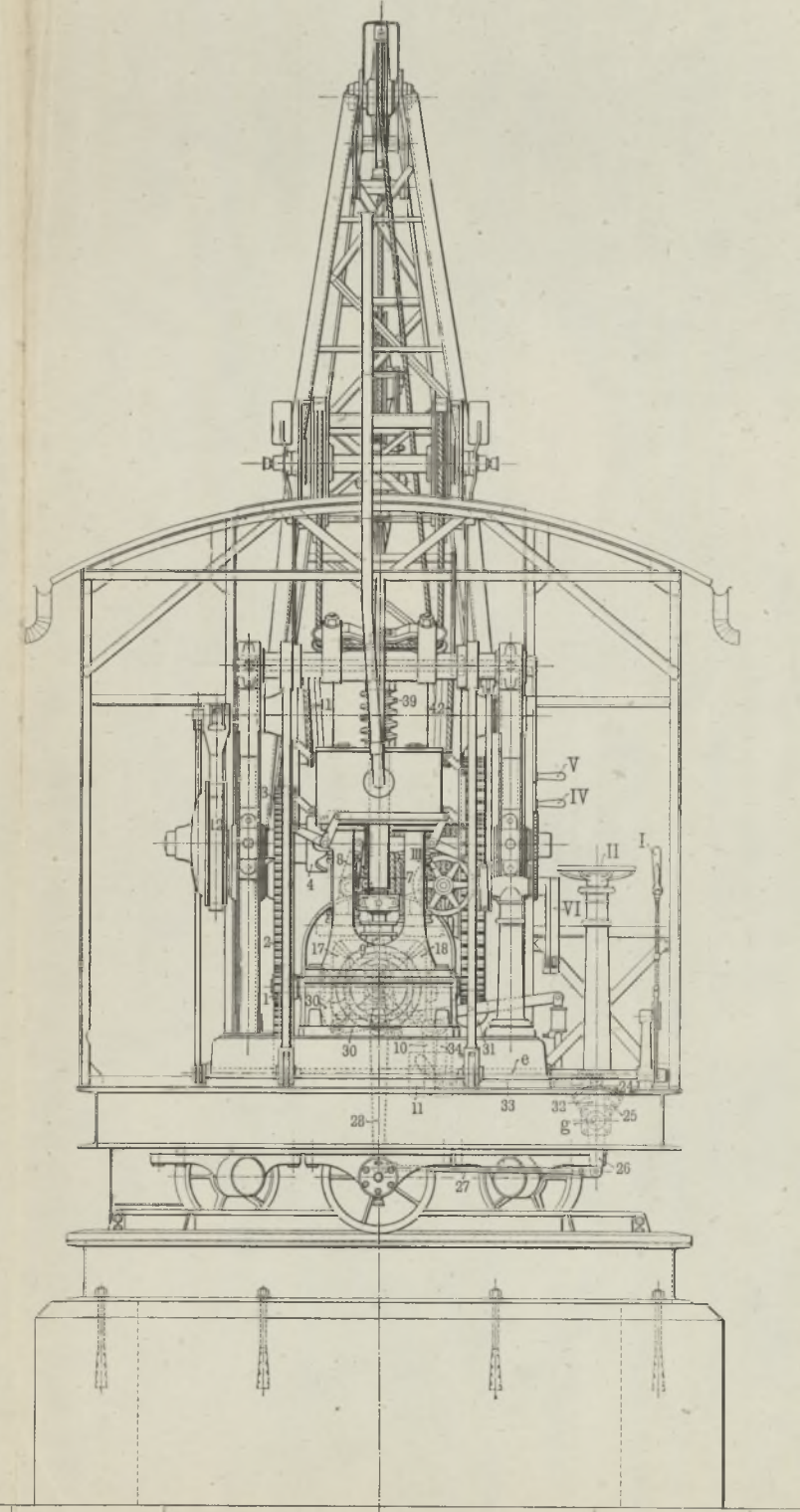
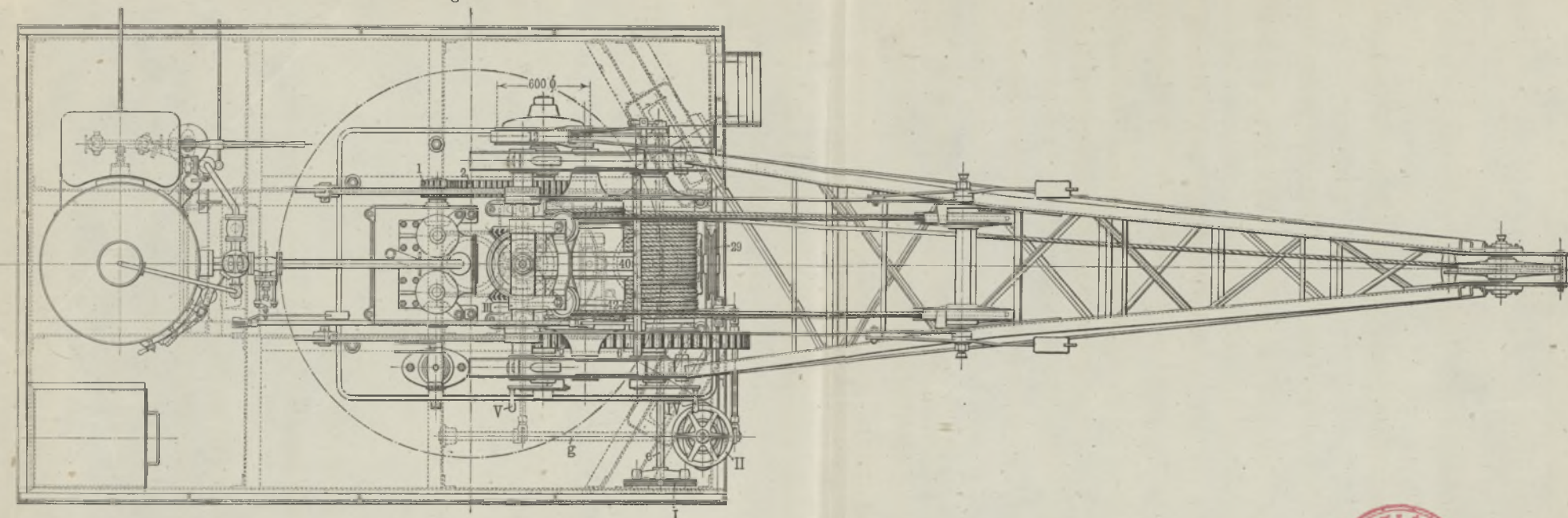


Fig. 797.



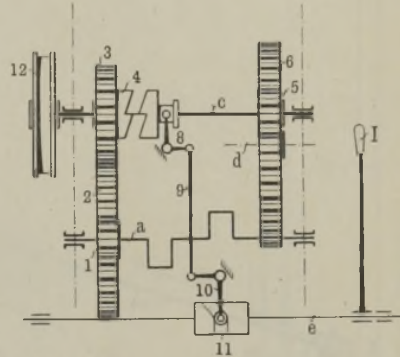
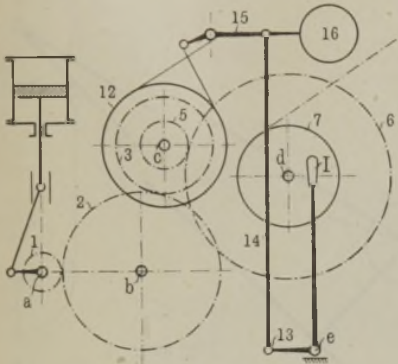
Feststehender Dampfdrehkran von 5000 kg Tragkraft, 6,5 m größter Ausladung und 17 m Hub.



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. 799 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.

Fig. 798.

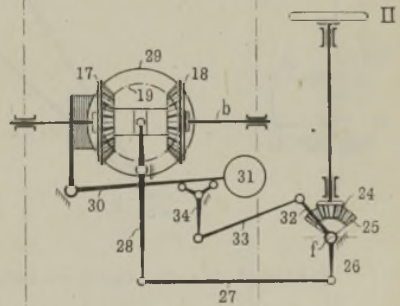
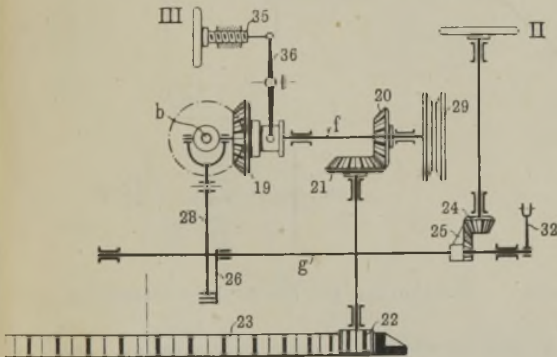
Fig. 799.



Triebwerk für Heben und Senken.

Fig. 800.

Fig. 801.



Triebwerk für Schwenken.

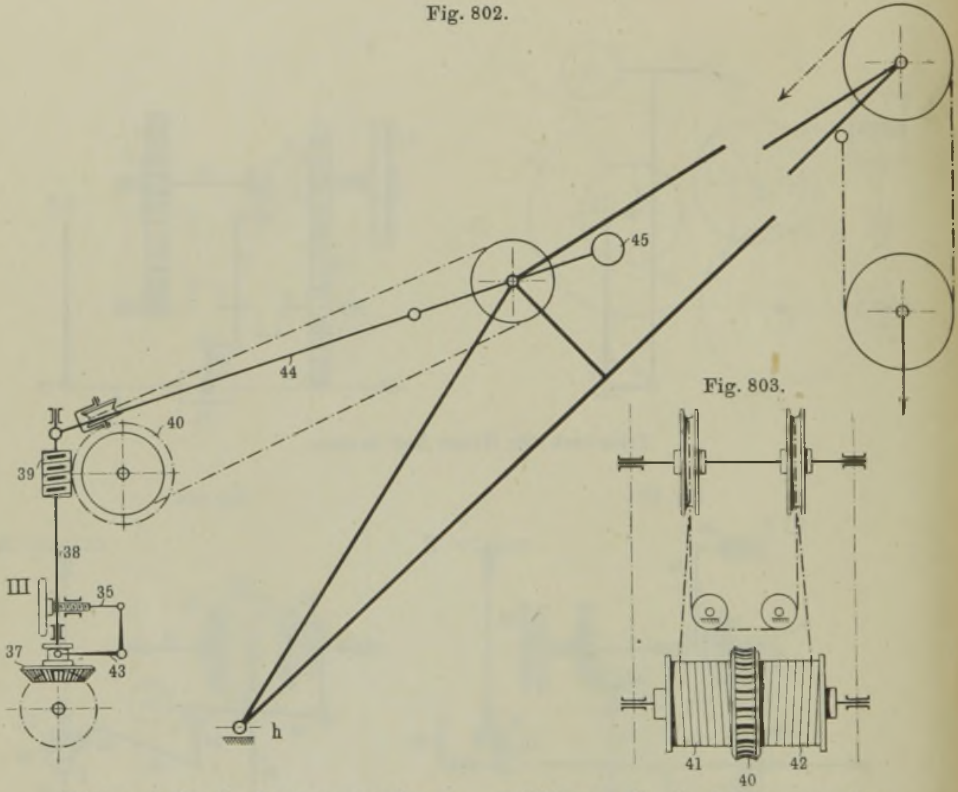
Senken der Last. Dasselbe erfolgt durch Lüften einer auf der Welle *c* sitzenden Bandbremse 12 mittels des Hebels I und der Hebel 13 bis 16. Es entspricht also dem Zurückziehen des Hebels I das Heben, und dem Vorlegen desselben Hebels das Senken der Last.

Schwenken des Kranes (Fig. 800 und 801). 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- und 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

Fig. 802.



Triebwerk für die Auslegerverstellung.

Seilführung für die Auslegerverstellung.

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. 802 und 803). 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 Auslegerveränderung auf- bzw. abwickeln. Das Handrad III gestattet Ausschaltung des Kegelrades 37, sobald das Schwenkwerk in

Fig. 805.

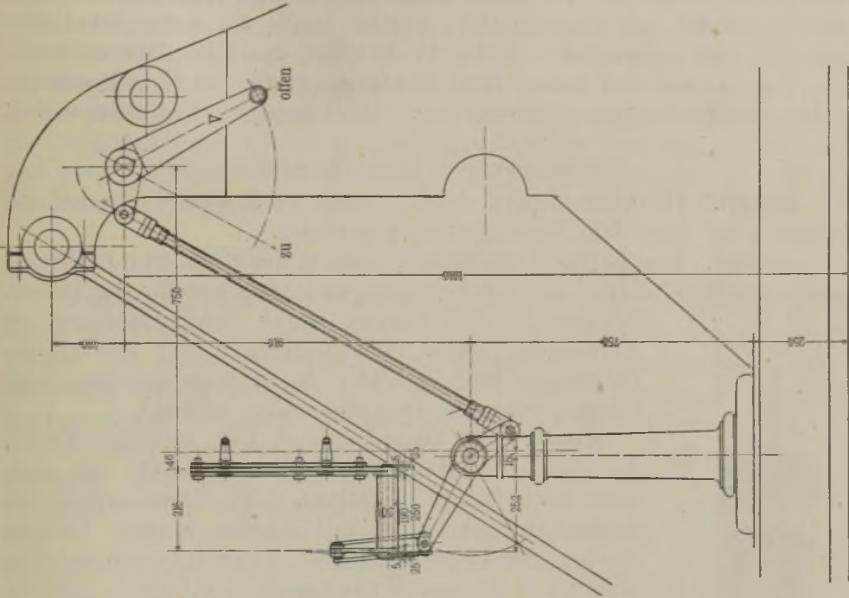
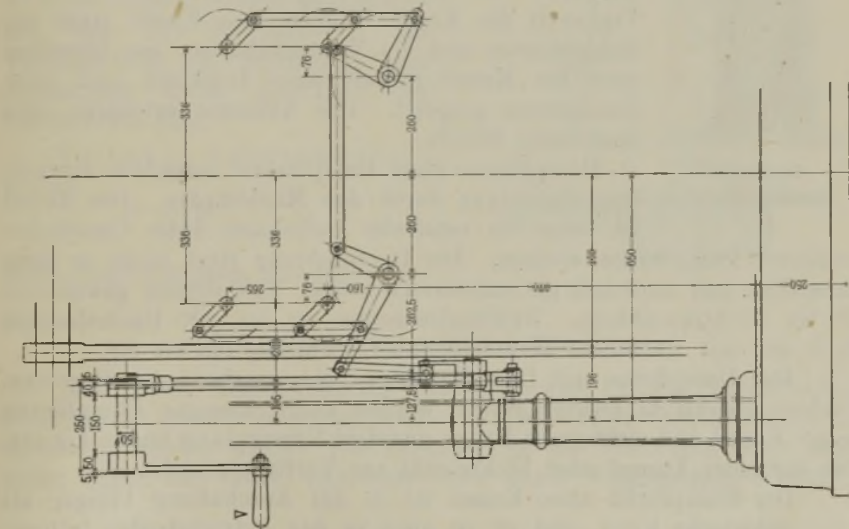


Fig. 804.



Gestänge zur Entwässerungsanlage.

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. 794 bis 797). Auf der durch Handkurbel VI getriebenen Kurbelwelle *i* sitzt ein Kettenrad, welches durch Gliederkette das Kettenrad antreibt. Dieses Rad dreht sich bei Dampftrieb lose auf der Welle *c* und wird erst bei Handtrieb durch eine Schraube mit Flügelmutter, welche durch die Nabe des Rades gesteckt wird, gekuppelt. Hebel IV betätigt das Dampfabsperrentil.

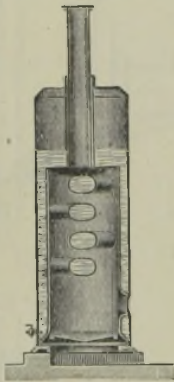
Fig. 804 und 805 stellen noch das Gestänge für die Entwässerungsanlage der beiden Dampfzylinder dar. Hebel V ist der Bedienungshebel.

Allgemeines über Dampfdrehkrane.

Bauart. Dampfdrehkrane werden meist nach dem Drehscheibensystem oder nach dem Säulensystem ausgeführt.

Antrieb. Zum Betriebe des Kranes dient in der Regel eine Zwillingdampfmaschine, welche mit den Bewegungsmechanismen für das Heben, Schwenken und Fahren durch Reibkupplungen in Verbindung steht. Das Umkehren der Bewegungsrichtungen wird entweder durch Wendegetriebe oder Umsteuerung der Dampfmaschine erreicht.

Fig. 806.



Stehender
Querrohrkessel.

Kessel. Die Dampferzeuger sind stehende Kessel, die eine große Heizfläche besitzen müssen, um auch dann noch Dampf zu halten, wenn Massenartikel mit größter Hubgeschwindigkeit gehoben werden. Übliche Größen: $8 \div 12$ qm Heizfläche, $0,25 \div 0,5$ qm Rostfläche und $0,8 \div 1,5$ cbm Wasserinhalt bei $1500 \div 7500$ kg Tragkraft der Kraue. 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 ortsfester und kann unter Umständen mehrere Dampfkrane speisen. Die Dampfleitung darf nicht zu lang ausfallen und muß sich gut entwässern lassen. Kesseldruck gewöhnlich 6 bis 10 Atmosphären. Zwillingmaschine 80 bis 200 Umdrehungen i. d. min 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 Dampftrieb unbequem und auch teurer als der elektrische Betrieb.

Muß man an einem Betriebsorte mehrere Krane aufstellen, so lassen sich die Krane mit Vorteil von einer Zentrale aus betreiben. Für eine Anzahl von Dampfkranen genügt als Zentrale ein größerer Dampfkessel, wogegen für eine Anzahl elektrischer Krane außer dem Dampfkessel auch noch eine größere 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 erstere wählen, wenn die Dampfleitungen sehr lang ausfallen würden, schwer hinzuleiten sind, und wenn die Krane nicht andauernd, sondern nur mit häufigen Unterbrechungen benutzt werden.

b) Drehkran mit Walzendrehscheibe.

Walzendrehscheiben besitzen eine größere Anzahl Walzen zwischen einem Laufkranz der Drehscheibe und einem Laufkranz des drehbaren Teiles. Die große Walzenzahl gewährleistet eine gleichmäßige Druckverteilung auf die Drehscheibe. Leichte Schwenkbarkeit, weil keinerlei Zapfenreibung vorhanden. Besonders geeignet für schwere Lasten.

Ausführung entweder mit unten liegender Drehscheibe, wie bei den Drehkränen mit Rollendrehscheibe, Fig. 792 und 794, oder mit oben liegender Drehscheibe nach Fig. 807.

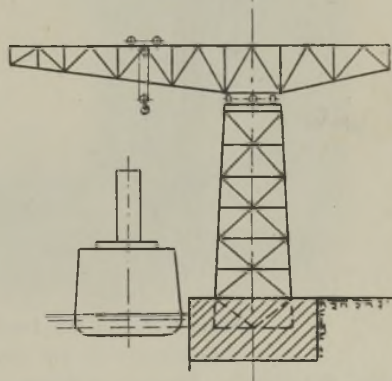
Gewichtsanzordnung wieder derart, daß die Resultierende der Vertikalkräfte bei belastetem und entlastetem Kran innerhalb des Laufkranzes liegt.

Reibungs-Schwenkwiderstand

$$W = 2 \frac{V \cdot f \cdot R}{2 r_1 \cdot a},$$

worin Bezeichnungen, wie auf S. 418.

Fig. 807.



b) Veränderung der Ausladung.

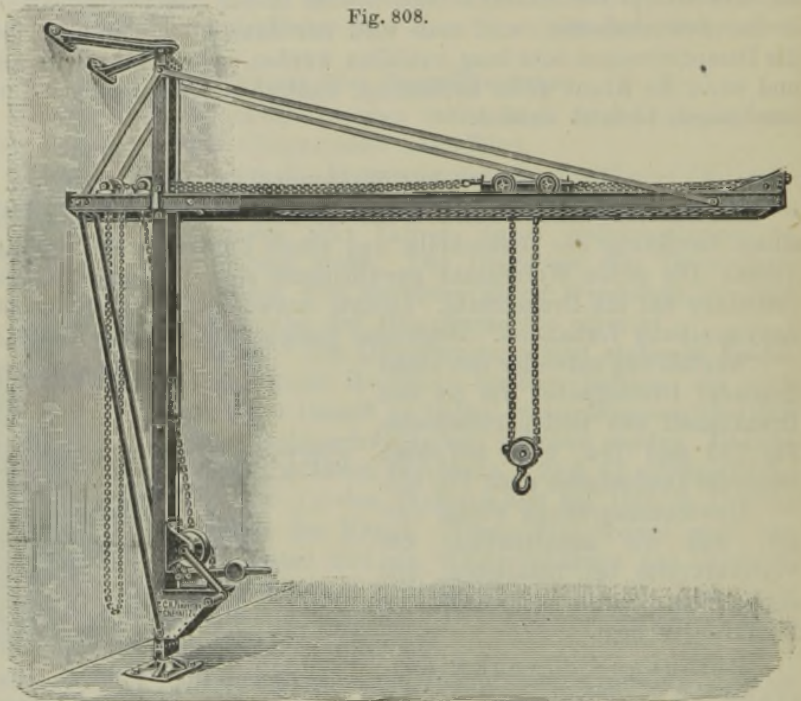
Eine genaue Einstellung der Last, d. h. eine radiale Verschiebung derselben ist dann erforderlich, wenn die Krane zu Montierzwecken verwendet werden sollen. Die Veränderung der Ausladung kann entweder durch Laufkatze, Laufwinde oder durch Wippausleger erfolgen.

1. Wanddrehkrane mit Laufkatze

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 also noch eine

radiale Verschiebung der Last vorhanden, so daß die Last innerhalb eines Kreiszyinders bewegt werden kann.

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



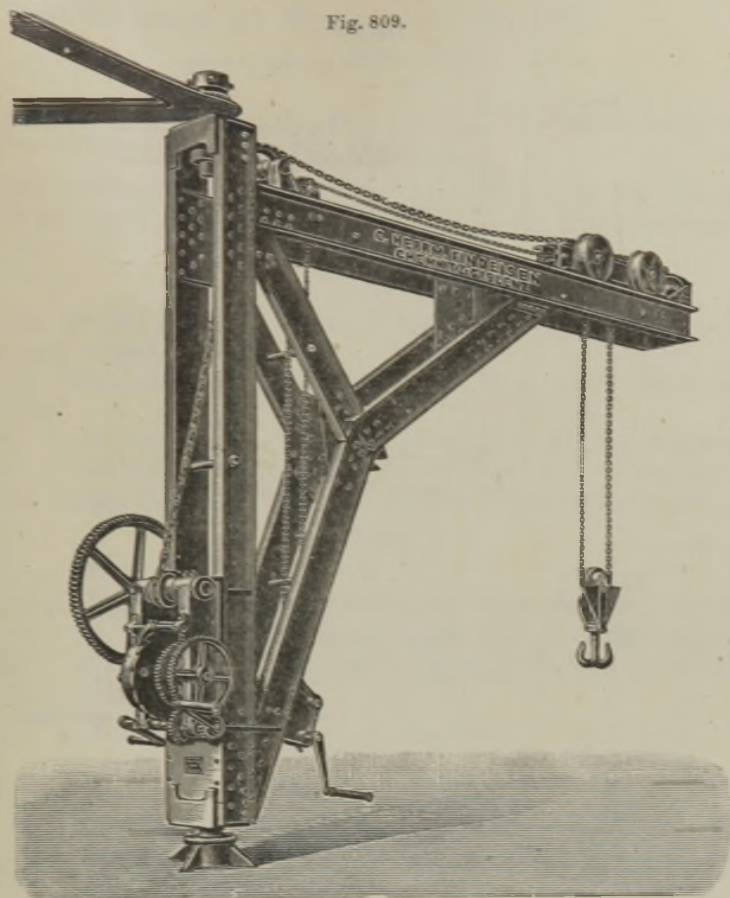
Wanddrehkran mit Laufkatze für 500 kg Tragkraft.

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. 808 bleibt der Raum unterhalb der Laufkatzenträger ganz frei, so daß mit der angehängten Last ungehindert gearbeitet werden kann. Der Antrieb zur Laufkatzenverschiebung geschieht mittels kalibrierter Kette, deren Kettenuß durch Haspelkette von unten angetrieben wird.

Fig. 809. Die Lastverschiebevorrichtung wird hier durch Kurbel von unten angetrieben. Das Senken der Last geschieht mittels Bremsesperre 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.

Fig. 809.



Gießereikran für 7500 kg Tragkraft.

a) Analytische Berechnung des Krangerüstes.

Verteilen wir das Eigengewicht nach Schätzung auf alle drei Knotenpunkte, so erhalten wir nach Fig. 811

$$G = G_A + G_C + G_B.$$

Ist $Q = \text{Nutzlast} + \text{Katzengewicht}$, so wird die Strebekraft D mit der Momentengleichung um A ohne den entlastenden Kettenzug S

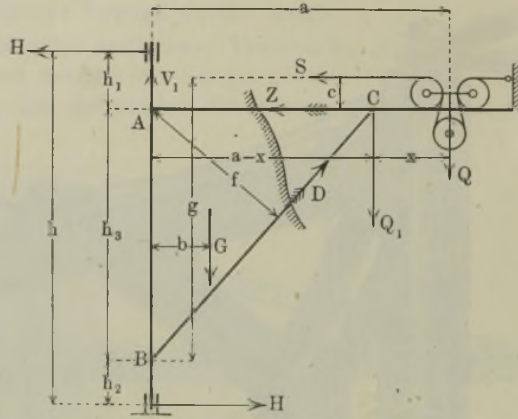
$$D = \frac{Q \cdot a + G_c \cdot (a - x)}{f}.$$

Schließenkraft Z mittels Momentengleichung um B ohne Ketten-
spannung:

$$Z = \frac{Q \cdot a + G_c \cdot (a - x)}{h_3}.$$

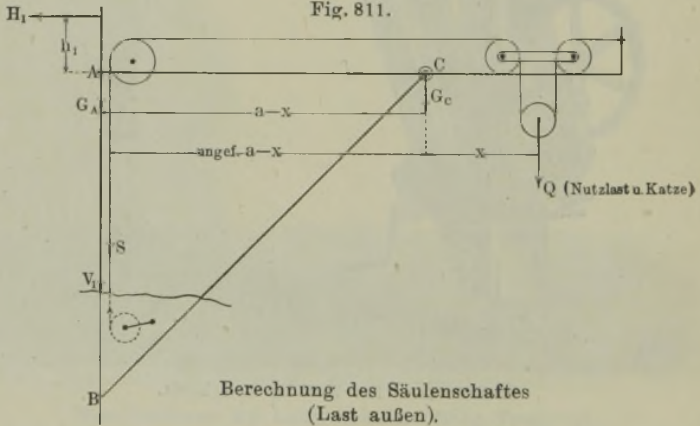
Durch das frei überstehende Ende der Laufkatzenbahn und durch die verschiebbare Laufkatze werden die wagerechten Schließen außerdem noch erheblich auf Biegung beansprucht.

Fig. 810.



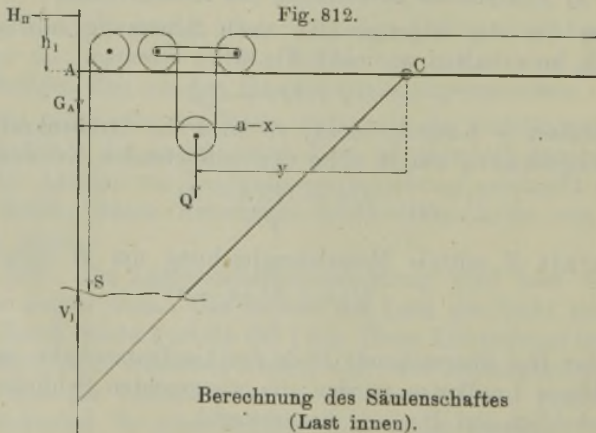
Berechnung der Stabkräfte.

Fig. 811.



Berechnung des Säulenschafte
(Last außen).

Fig. 812.



Berechnung des Säulenschafte
(Last innen).

Steht die Last in der Mitte zwischen AC , so ist

$$M_b = \frac{Q(a-x)^2}{4}.$$

Befindet sich dagegen die Last in der äußersten Stellung auf der rechten Seite, so ist

$$M_b = Q \cdot x.$$

Das größte Biegemoment ist der Berechnung der Träger zugrunde zu legen. Resultierende Anstrengung im Laufkatzenträger

$$\sigma_b + \sigma_r = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{F}.$$

Vgl. die Fig. 817 und 818, 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. 811)

$$H_I = \frac{Qa + G \cdot b}{h}$$

vorhanden, welche die Säule auf Biegung beanspruchen. Außerdem tritt noch eine Vertikalkraft V_1 hinzu, die sich mit Berücksichtigung der Kettenspannung und des Eigengewichtes nach Fig. 811 aus Momentengleichung um C ergibt

$$+ Q \cdot x - S(a-x) - G_A(a-x) - H_I h_1 - V_1(a-x) = 0$$

$$V_1 = \frac{Qx - H_I \cdot h_1}{(a-x)} - S - G_A.$$

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. 812)

$$H_{II} = \frac{Q(a-x-y) + G \cdot b}{h}$$

Die hinzutretende Vertikalkraft wird nach Fig. 812 aus

$$+ V_1(a-x) - H_{II} \cdot h_1 - S(a-x) - G_A(a-x) - Q \cdot y = 0$$

$$V_1 = \frac{H_{II} \cdot h_1 + Q \cdot y}{(a-x)} + S + G_A.$$

V_1 ist hier also stets Druckkraft. Der ungünstigste Fall ist maßgebend.

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

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Q + G}{f} \text{ ist.}$$

1) Das Moment ist nur angenähert richtig. Genaue Feststellung des Momentes unter „Laufkrane“.

b) Graphische Ermittlung der Kräfte.

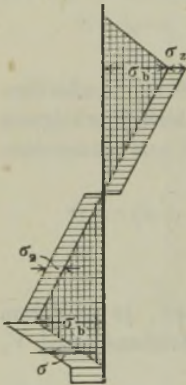
1. Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Die genaue graphische Ermittlung mit Berücksichtigung des Eigengewichtes und der Kettenspannung ist sehr umständlich; man wendet zweckmäßiger die analytische Berechnung an.

Hingegen ist es für Projekte wertvoll, sich schnell durch Zeichnung einen ungefähren Einblick in die Kraftverhältnisse zu verschaffen. Diese überschlägige Ermittlung der Kräfte ohne Berücksichtigung der Kettenspannung kann in folgender Weise geschehen.

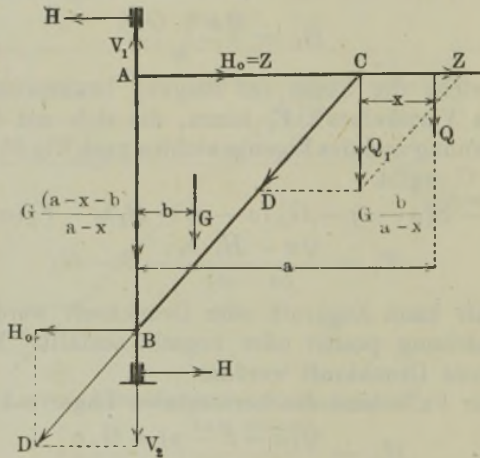
Nach Reduktion der Nutzlast Q auf den Knoten C mit $Q_1 = Q \frac{a}{a-x}$ und nach der rohen Annahme, daß sich das Eigengewicht mit $G \frac{b}{a-x}$ auf C und mit $G \frac{(a-x-b)}{a-x}$ auf B verteilt, zerlegt sich $Q_1 + G \frac{b}{a-x}$

Fig. 814.



Beanspruchung der Säule bei Last in größter Ausladung

Fig. 813.



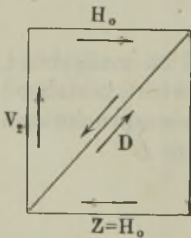
Einfaches Krangerüst ohne Zwischenstäbe.

Fig. 815.



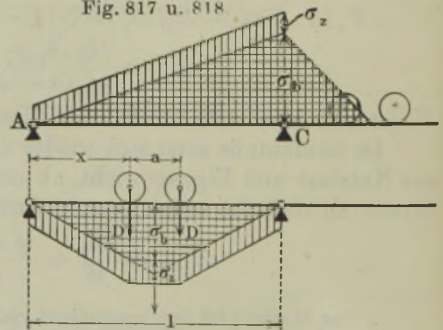
Beanspruchung der Säule bei Last in kleinster Ausladung

Fig. 816.



Kräfteplan.

Fig. 817 u. 818



Beanspruchungen der Fahrbahn.

in Z und D (Fig. 816). Durch weitere Zerlegung der Kraft D in B 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 $H \cdot h_1$ bzw. $H \cdot h_3$ 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. 814).

Zur Momentenfläche in Fig. 818 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.

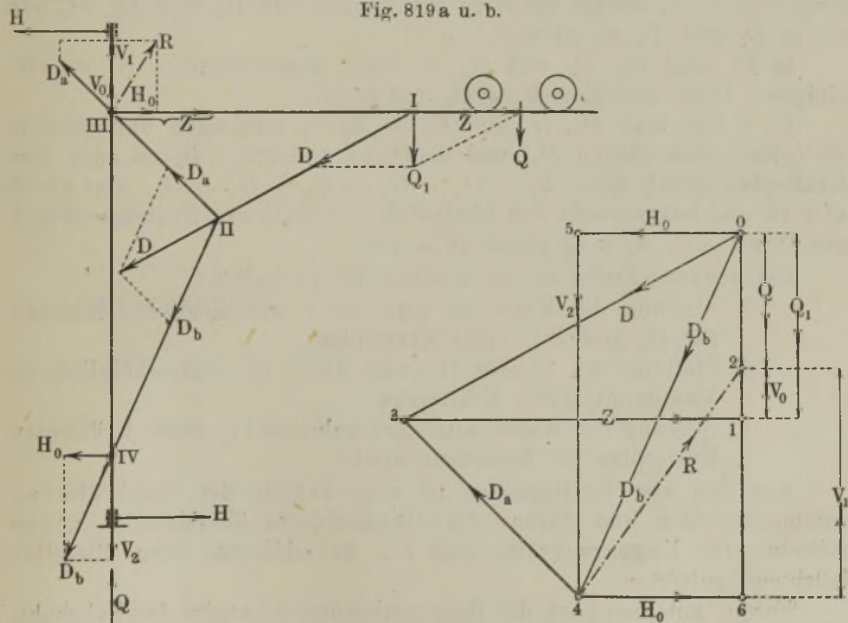
2. Krangerüst mit geknickter Strebe.

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 .

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

Fig. 819a u. b.



Krangerüst mit geknickter Strebe.

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 Ermittlung 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 Stützpunkte der Laufbahn entfallenden Drücke Q_1, Q_2 (Q_4 kann vernachlässigt werden) die 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. $H_0 \cdot h_3$ muß gleich $H \cdot h$ sein.

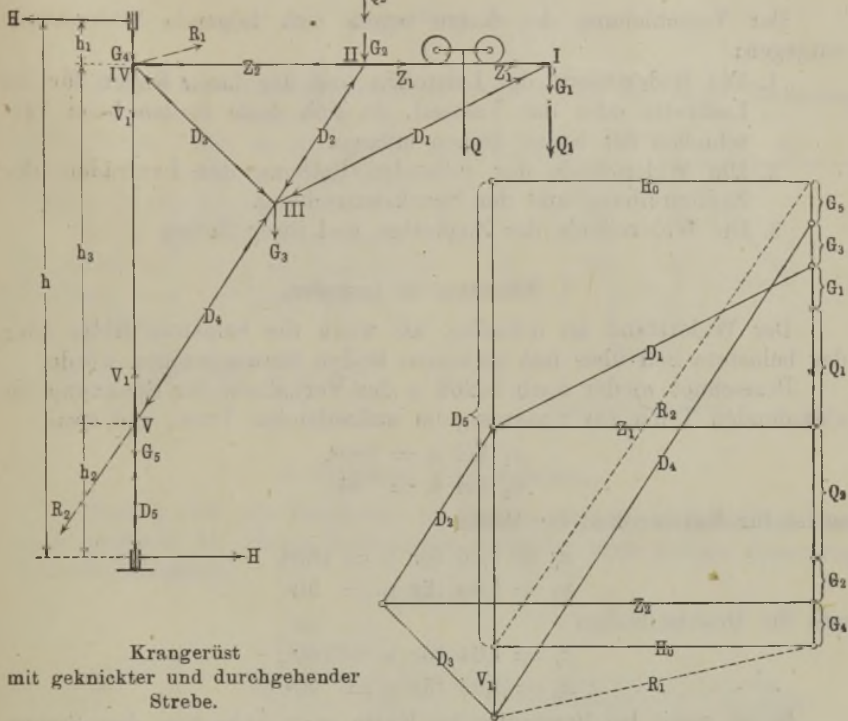
Bei genauer Rechnung ist auseinander zu halten:

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.

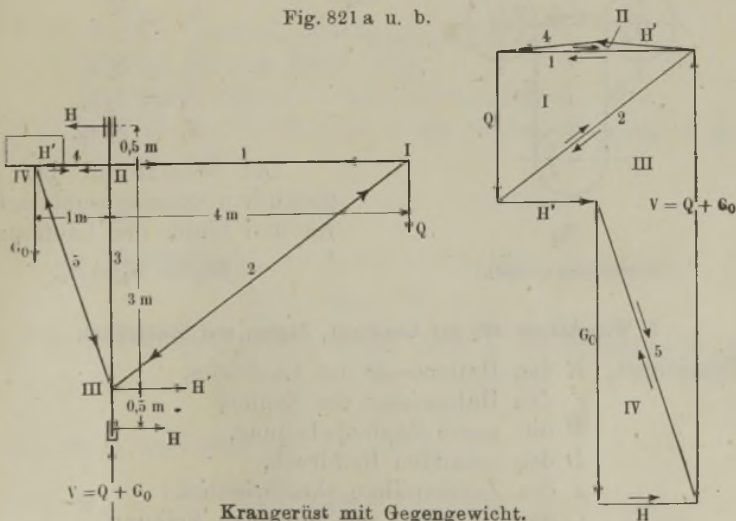
Ferner kommen noch die Biegungsbeanspruchungen der Fahrbahnträger (Schließen) in Betracht, welche wie angegeben zu ermitteln sind.

Fig. 820 a u. b.



4. Krangerüst mit Gegengewicht.

Fig. 821 a u. b.



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. 202 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

$$x_1 = 1,06 \text{ für } \alpha = 180^\circ,$$

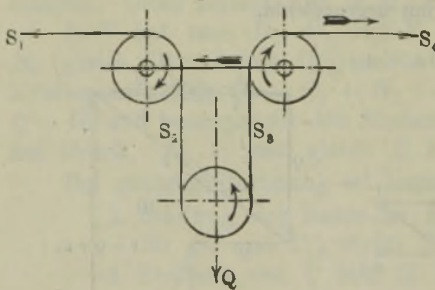
$$x_2 = 1,04 \text{ für } \alpha = 90^\circ,$$

und für Drahtseilrollen

$$x_1 = 1,04 \text{ für } \alpha = 180^\circ,$$

$$x_2 = 1,03 \text{ für } \alpha = 90^\circ.$$

Es ist somit bei Bewegung der Katze nach links bzw. dem Ziehen des Seiles nach rechts über die fest gedachten Rollen:



Kettenspannungen.

$$S_1 \sim \frac{Q}{2},$$

$$S_2 = S_1 x_2,$$

$$S_3 = S_2 x_1,$$

$$S_4 = S_3 x_2.$$

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,

d. h. S vergrößert nur die Kettenspannung S_1 erheblich, dagegen nur ganz wenig das erforderliche Antriebsmoment, denn

$$\frac{S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A} \text{ ist fast } 0.$$

**Wandrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft
und 4,28 m Ausladung**

von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

(Siehe Fig. 825 bis 833.)

Berechnung des Krangerüsts.

$$G = 0,6 Q = 4500 \text{ kg}; b = 1 \text{ m}; G_1 \sim 1050 \text{ kg.}$$

Gesamtlast bei größter Ausladung:

Nutzlast	=	7500 kg
Eigengewicht	=	1050 "
Katzengewicht	=	300 "
		8850 kg

$$\text{Lagerreaktionen} \quad H = \frac{8850 \cdot 4280}{6050} = 6250 \text{ kg.}$$

$$\text{Im Punkte } C \text{ wirkt } Q_1 = \frac{8850 \cdot 4280}{3500} = 10820 \text{ kg.}$$

Kräfteermittlung graphisch nach Fig. 816 auf S. 430.

Stabdimensionen.

Stab 1. Katzenfahrbahn.

Biegemoment für C (1 Träger)

Nutzlast: $\frac{1}{3} 7500 \cdot 78$	=	292 500 kgcm
Katzengewicht: $\frac{1}{3} 300 \cdot 78$	=	11 700 "
Eigengewicht: $45,8 \cdot 1,75 \cdot 87,5$	=	7 013 "
		311 213 kgcm

Biegemoment für Katzenstellung zwischen A und C .

Die genaue Rechnung ergibt nach der Entwicklung auf S. 493 für Nutzlast und Katze nach Fig. 835 und 836

$$x_{M_{max}} = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = 175 - 16 = 159 \text{ cm,}$$

$$A = \frac{1950 \cdot 191 + 1950 \cdot 128}{350} = 1780 \text{ kg,}$$

$$M = 1780 \cdot 159 = 283\,000 \text{ kgcm.}$$

Würde die Katze symmetrisch zur Mitte gestellt, so wäre nach Fig. 837 u. 838

$$A = 1950 \text{ kg,}$$

$$x = 175 - 31,5 = 143,5 \text{ cm,}$$

$$M = 1950 \cdot 143,5 = 280\,000 \text{ kgcm,}$$

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

$$M = \frac{1/2 \cdot 7800 \cdot 350}{4} = 341\,250 \text{ kgcm,}$$

also 20 Proz. höher als der genaue Wert $M = 283\,000 \text{ kgcm}$.

Fig. 826.

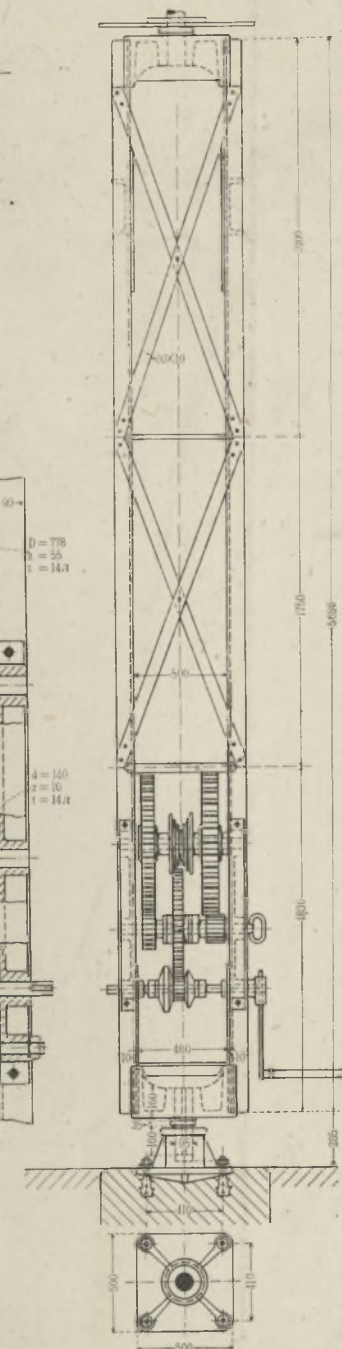


Fig. 833.

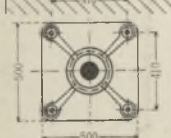


Fig. 829.

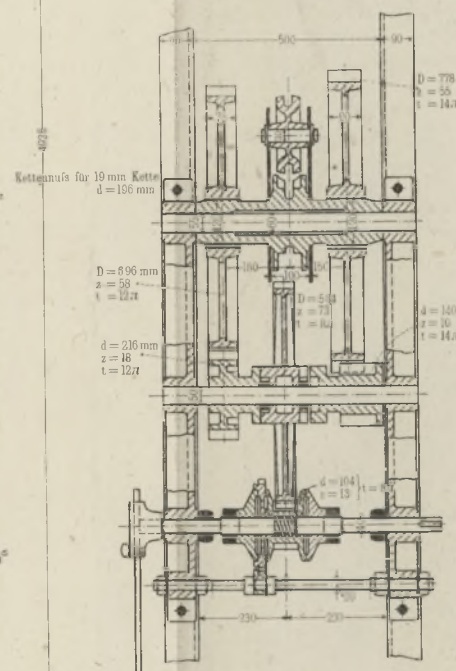


Fig. 825.

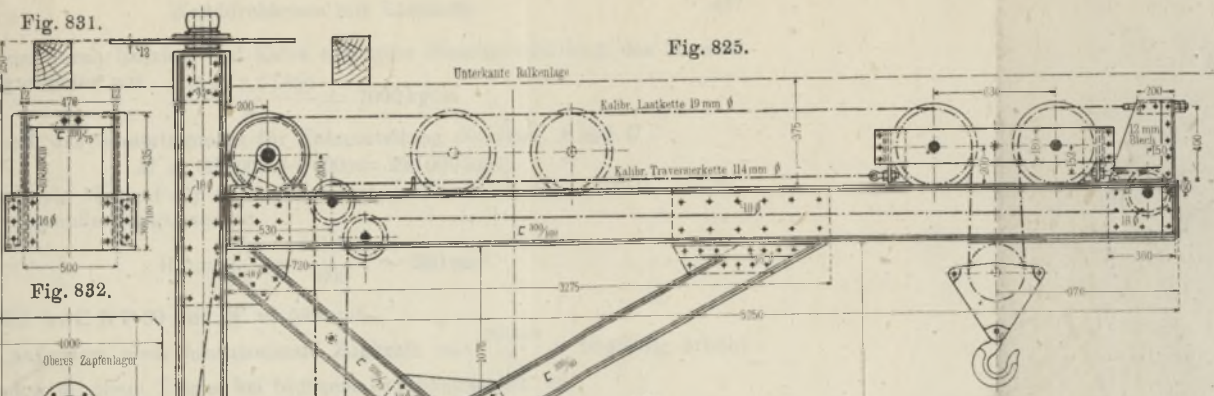


Fig. 828.

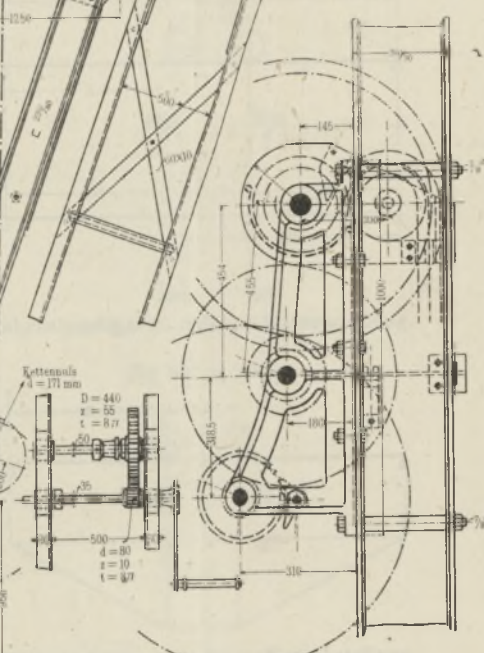


Fig. 827.

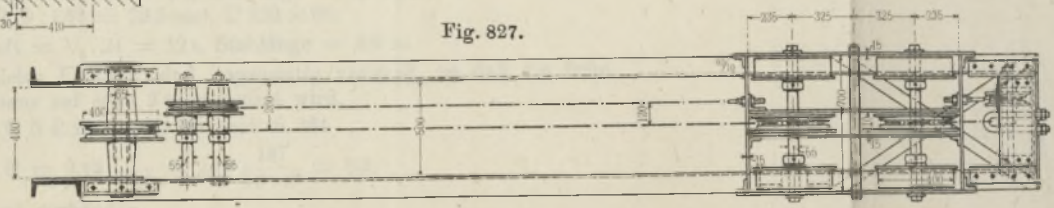


Fig. 831.

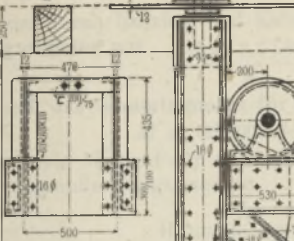


Fig. 832.



Wanddrehkran mit Laufkatze für 7500 kg Tragkraft und 4,28 m Ausladung
von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Zu dem durch Nutzlast und Katze erzeugten Moment tritt noch das Moment des Eigengewichtes mit $\frac{45,8 \cdot 3,5 \cdot 350}{8} = 7000 \text{ kgcm}$

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 $\square \text{ N P } 30$ mit $W = 535 \text{ cm}^3$.

Die außerdem noch hinzutretende Zugkraft mit $\frac{20\,900}{2} = 10\,450 \text{ kg}$ erhöht die Spannung in einem Träger bei 58,8 qcm Profilquerschnitt um

$$\sigma_z = \frac{10\,450}{58,8} = 178 \text{ kg/qcm}.$$

Fig. 834.

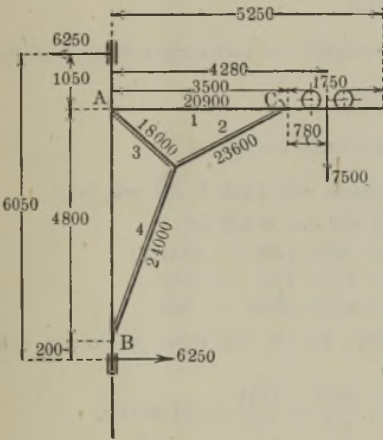
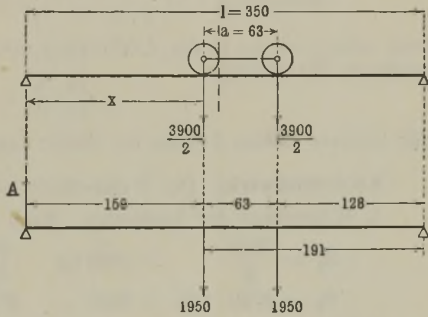
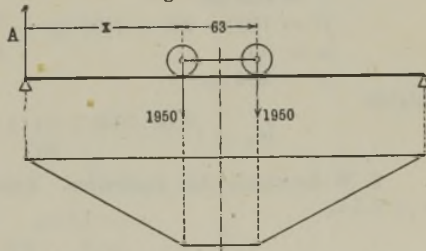


Fig. 835 u. 836.



Fahrbahnträger m. richtiger Katzenstellung.

Fig. 837 u. 838.



Fahrbahnträger m. mittlerer Katzenstellung.

Stab 2. Druckkraft = $\frac{1}{2} \cdot 23,6 = 11,8 \text{ t}$, Stablänge = 2,5 m,

$\epsilon = 6$ (mit Rücksicht auf Nebenspannungen durch Nietanschluß und Stöße), also nach S. 364 $c = 2,79$,

$$J = c \cdot P \cdot l^2 = 2,79 \cdot 11,8 \cdot 2,5^2 = 206 \text{ cm}^4,$$

$\square 220 \times 80$ mit $J_{min} = 197 \text{ cm}^4$.

Stab 3. Druckkraft = $\frac{1}{2} \cdot 18 = 9 \text{ t}$, Stablänge = 1,7 m,
 $J = 2,79 \cdot 9 \cdot 1,7^2 = 72,5 \text{ cm}^4$, $\square 220 \times 80$.

Stab 4. Druckkraft = $\frac{1}{2} \cdot 24 = 12 \text{ t}$, Stablänge = 3,9 m.

Die beiden parallelen \square -Eisen sind gegenseitig versteift, so daß die freie Knicklänge eines \square -Eisens auf etwa 2 m reduziert wird.

Behalten wir das $\square \text{ N P } 22$ bei, so ist nach S. 364

$$\epsilon = 2,15 \frac{J}{P l^2} = 2,15 \frac{197}{12 \cdot 2^2} = 8,8,$$

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 Zeichnung finden sich zur Säule 2 □ N P 26 mit je einem $W = 371 \text{ cm}^3$.

Die vorhandene Biegungsanstrengung beträgt

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6250 \cdot 105}{2 \cdot 371} = 885 \text{ kg/qcm.}$$

Infolge des großen Knotenbleches fällt die Beanspruchung erheblich kleiner aus, nämlich

$$\sigma_b = \frac{6250 \cdot 70}{2 \cdot 371} = 590 \text{ kg/qcm.}$$

Lastwinde.

Kalibrierte Kette bei loser Rolle für $\frac{7500}{2} \text{ kg } d = 19 \text{ mm,}$

Kettenuß auf der Lastwelle $D = 196 \text{ mm,}$

2 Arbeiter mit je 20 kg am Kurbelarm 450 mm, $\eta = 0,7,$

Übersetzung $i = \frac{3750 \cdot 9,8}{2 \cdot 20 \cdot 45 \cdot 0,7} = 29,2.$

Dem entspricht die in der Ausführung mit Rücksicht auf vorhandene Rädermodelle gewählte Übersetzung

$$\frac{73}{13} \cdot \frac{55}{10} = 30,8.$$

Für kleinere Lasten können die Räder ausgewechselt werden.

Katzentriebwerk. Die Widerstände berechnen sich nach S. 434 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen. Nach Fig. 822 auf S. 434 ist:

$$S_1 = \frac{7500}{2} = 3750 \text{ kg} \quad S_3 = 3900 \cdot 1,06 = 4134 \text{ kg}$$

$$S_2 = 3750 \cdot 1,04 = 3900 \text{ „} \quad S_4 = 4134 \cdot 1,04 = 4300 \text{ „}$$

$$W_1 = 4300 - 3750 = 550 \text{ „}$$

2. Widerstände der Laufräder (vgl. S. 189). Es ist bei roher Rechnung mit dem sehr reichlichen Zuschlag von 120 Proz.

$$f = 0,08 \text{ cm,}$$

$$D = 7500 + 300 = 7800 \text{ kg,}$$

$$\mu = 0,1,$$

$$r = 2,75 \text{ cm,}$$

$$P = \frac{3900}{0,7} + \frac{4134}{0,7} \sim 12\,000 \text{ kg,}$$

$$R = 20 \text{ cm,}$$

folglich

$$W_2 = \left(\frac{0,08 \cdot 7800 + 0,1 \cdot 2,75 \cdot 12\,000}{20} \right) 2,2 = 432 \text{ kg.}$$

3. Widerstände der Zugketten. Kettengewicht pro Meter, angenommen zu $q = 3,2 \text{ kg,}$

$$x = 1,5 \text{ m,} \quad f = 0,1 \text{ m,}$$

$$S = \frac{q x^2}{2f} = \frac{3,2 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 0,1} \sim 36 \text{ kg.}$$

Es ist dann das Antriebsmoment für die Kettenuß mit 171 mm Durchmesser für 11,4 mm Kette nach S. 435

$$M_A = \left(\frac{W_1 + W_2 + S}{\eta_B \cdot \eta_A} - \frac{S}{\eta_A} \right) R_1 = \left(\frac{550 + 432 + 36}{0,9 \cdot 0,9} - \frac{36}{0,9} \right) \frac{17,1}{2} = 10\,400 \text{ kgcm.}$$

Mit 2 Arbeitern à 25 kg am Kurbelarm 450 mm und $\eta = 0,8$ wird die Übersetzung

$$i = \frac{10\,400}{2 \cdot 25 \cdot 45 \cdot 0,8} = 5,78.$$

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. 839 bis 842.)

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. 839).

Gegenstand	z	t	D	Material	Geschwindigkeit
Hubwerk.					
Schnecke . . .	3	12π	90	Stahl	} $\frac{725 \cdot 3 \cdot 0,696 \cdot \pi}{2 \cdot 44 \cdot 60} = 0,9 \text{ m/sk}$
Schneckenrad . .	44	12π	528	Phosphorbr.	
Trommel . . .			696	Gußeisen	
Drehwerk.					
Schnecke . . .	2	5π	55	Stahl	} $\frac{660 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 14 \cdot \pi}{60 \cdot 117 \cdot 110} = 0,75 \text{ m/sk}$
Rad	117	5π	585	Guß	
Trieb	10	8π	80	Stahl	
Zahnsegment . .	110	8π	880	Gußeisen	
Fahrtriebwerk.					
Schnecke . . .	1	5π	55	Stahl	} $\frac{660 \cdot 1 \cdot 174 \cdot \pi}{60 \cdot 30} = 0,2 \text{ m/sk}$
Schneckenrad . .	30	5π	150	Guß	
Trommel . . .			174	Guß	

Hubwerk. Der Hubmotor von 31,5 PS und 725 Umdrehungen i. d. min ist mittels elastischer Kupplung mit dreigängiger Schnecke gekuppelt. Die Drahtseiltrommel sitzt direkt auf der Schneckenradwelle. — Lose Rolle. Eine einfache Magnethandbremse dient als Halte- und Stoppbremse. Der Hubkontroller steht in der Ladeluke.

Schwenkwerk: Schwenkmotor von 1,05 PS, 660 Umdrehungen i. d. min, 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 Holzpuffer 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. 845).

$$\text{Horizontale Lagerdrücke: } H = \frac{1900 \cdot 7}{6,35} = 2100 \text{ kg.}$$

$$\text{Vertikaler Lagerdruck: } V = Q = 1900 \text{ kg.}$$

Verteilung der oberen horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten V und VI:

$$H_1 = \frac{2100 \cdot 1,25}{1,35} = 1945 \text{ kg; } H_2 = \frac{2100 \cdot 0,1}{1,35} = 155 \text{ kg.}$$

Verteilung der unteren horizontalen Lagerreaktion auf die Knoten XI und XII:

$$H' = \frac{2100 \cdot 3,4}{3,15} = 2270 \text{ kg; } H'' = \frac{2100 \cdot 0,25}{3,15} = 170 \text{ kg.}$$

Kräfteplan für die Katzenstellung über Knotenpunkt II (Fig. 844).

$$H = \frac{1900 \cdot 4,65}{6,35} = 1390 \text{ kg; } V = Q = 1900 \text{ kg;}$$

$$H_1 = \frac{1390 \cdot 1,25}{1,35} = 1287 \text{ kg; } H_2 = \frac{1390 \cdot 0,1}{1,35} = 103 \text{ kg;}$$

$$H' = \frac{1390 \cdot 3,4}{3,15} = 1500 \text{ kg; } H'' = \frac{1390 \cdot 0,25}{3,15} = 110 \text{ kg.}$$

Kräfteplan für die innerste Katzenstellung (Fig. 846).

$$H = \frac{1900 \cdot 3}{6,35} = 820 \text{ kg; } V = Q = 1900 \text{ kg;}$$

$$H_1 = \frac{820 \cdot 1,25}{1,35} = 760 \text{ kg; } H_2 = \frac{820 \cdot 0,1}{1,35} = 60 \text{ kg;}$$

$$H' = \frac{820 \cdot 3,4}{3,15} = 885 \text{ kg; } H'' = \frac{820 \cdot 0,25}{3,15} = 65 \text{ kg.}$$

Verteilung der Last auf die Knotenpunkte II und IV (Fig. 848).

$$Q_{II} = \frac{1900 \cdot 0,7}{2,35} = 567 \text{ kg; } Q_{IV} = \frac{1900 \cdot 1,65}{2,35} = 1333 \text{ kg.}$$

Kräfteplan für das Eigengewicht (Fig. 849 und 850). Das Eigengewicht wird nach Fig. 850 auf die Knotenpunkte verteilt.

$$\begin{array}{lll} H = 440 \text{ kg,} & H_1 = 410 \text{ kg,} & H' = 475 \text{ kg;} \\ V = 3250 \text{ „} & H_2 = 30 \text{ „} & H'' = 35 \text{ „} \end{array}$$

Die einzelnen Stäbe sind nach den im Abschnitt A (S. 358) 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 Krafrichtung wechselt.

Für Stab 1 ist mit

$$\frac{1500 + 300 + 100}{2 \cdot 2} = 475 \text{ kg Raddruck, 2,35 m Stablänge,}$$

$$R_1 = \frac{475 \cdot 1062,5 + 475 \cdot 1512,5}{2350} = 520 \text{ kg und } R_2 = 430 \text{ kg}$$

das größte Biegemoment

$$M_{b_1} = 520 \cdot 83,75 = 43\,550 \text{ kgcm}$$

bzw.

$$M_{b_2} = 430 \cdot 106,25 = 45\,600 \text{ kgcm,}$$

$$\text{und mit } k_b = 900 \text{ kg/qcm, } W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{45\,600}{900} = 50,8 \text{ cm}^3.$$

Fig. 843.

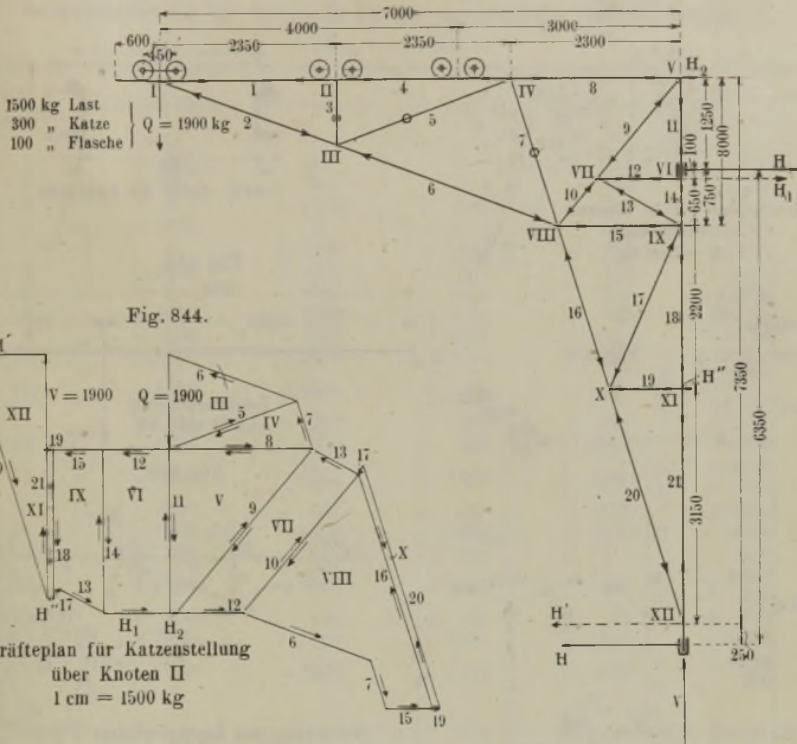


Fig. 844.

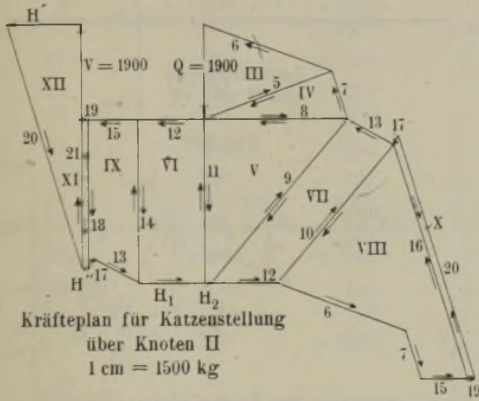


Fig. 845.

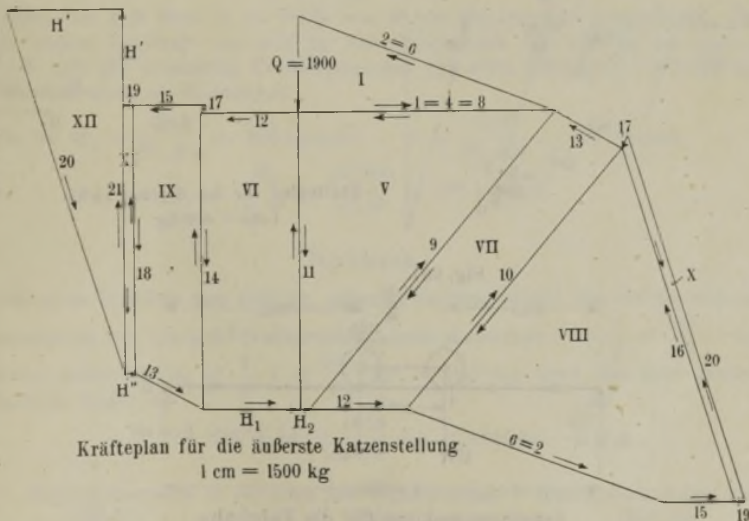


Tabelle 74.

Zusammenstellung der Stabkräfte für die verschiedenen Katzenstellungen.

(+ Zug, - Druck.)

Stabnummer	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
	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	- 1830	- 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

Gewählt ist C N P 12 mit $W = 60,7 \text{ cm}^3$. Mit der hinzutretenden Zugkraft 5160 kg wird bei dem vorhandenen Querschnitt von 17 qcm die größte Spannung

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W} + \frac{Z}{f} = \frac{45\,600}{60,7} + \frac{5160}{17} \sim 1050 \text{ kg/qcm.}$$

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. 446 und 447 ermittelte Torsionsmoment von etwa 690 kgm^1 = 69000 kgcm beim Anschwenken zu übertragen.

$$\text{Es ist } \sigma_2 = \frac{4040}{8^2 \cdot \pi/4} = 805 \text{ kg/qcm; } \sigma = \frac{1460}{8^2 \cdot \pi/4} = 290 \text{ kg/qcm;}$$

$$\sigma_d = \frac{M_d}{1/6 d^3} = \frac{69\,000}{1/6 \cdot 8^3} = 675 \text{ kg/qcm.}$$

Hubwerk.

Bei einer Nutzlast von 1500 kg, einem Flaschengewicht von 100 kg und einer Beschleunigung von $1,5 \text{ m/sk}^2$ (entsprechend einer Anlaufzeit $t_1 = \frac{v}{p} = \frac{0,9}{1,5} = 0,6 \text{ sk}$ und einem Anlaufweg $s_1 = \frac{v}{2} \cdot t = \frac{0,9}{2} \cdot 0,6 = 0,27 \text{ m}$) wird die zum Anheben erforderliche Kraft

$$1500 + 100 + \frac{1600}{9,81} \cdot 1,5 = 1844 \text{ kg.}$$

¹⁾ Reibungsmoment + Moment des Winddruckes + Beschleunigungsmoment.
(30,76) (300) (356,50)

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

$$\frac{1844}{2 \cdot 0,94^2 \cdot 0,96} = 1085 \text{ kg.}$$

Gewählt wird 12 mm Drahtseil (Rundschlag) mit 144 Drähten von 0,65 mm Dicke und 7300 kg Bruchfestigkeit. Kontrollrechnung nach S. 4 ergibt bei den verwendeten Leitrollen von 252 mm Durchmesser noch zulässige Werte.

Kraftbedarf. Bei Verwendung eines dreigängigen Schneckengetriebes mit direkt auf der Schneckenradwelle sitzender Trommel wird der Gesamtwirkungsgrad zu $\eta = 0,61$ geschätzt. Damit wird der Kraftbedarf im Beharrungszustand

$$N = \frac{(1500 + 100)}{0,61 \cdot 75} \cdot 0,9 = 31,5 \text{ PS.}$$

Gewählt wird bei 440 Volt ein geschlossener Gleichstrommotor mit Hauptstromwicklung, 31,5 PS und 725 Umdrehungen/min. Bei diesen in der Preisliste als Kranleistung gegebenen Werten kann der Motor etwa $\frac{3}{4}$ Stunden ununterbrochen laufen, ohne sich zu erwärmen. Die näheren Verhältnisse gehen aus der nachstehenden Tabelle hervor.

Tabelle 75. Drehmomente und Drehzahlen eines 31,5-PS-Motors.

Belastung in Prozenten des Stundenleistungs- Drehmomentes	Drehmoment kgm	Zulässige Belastungszeit Min.	Wirkungs- grad etwa Proz.	Leistung bei 440 Volt		Strom- verbrauch bei 440 Volt Amp.
				PS	Drehzahl n/min	
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/sk Umfangsgeschwindigkeit

$$n_{Tr} = \frac{60 v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1,8}{0,696 \cdot \pi} = 49,4.$$

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, $tg \alpha = 0,4$, $\alpha = 22^\circ$. 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

$$v = \frac{725 \cdot 3 \cdot 0,696 \cdot \pi}{2 \cdot 44 \cdot 60} = 0,9 \text{ m/sk} = 54 \text{ m/min.}$$

Kontrolle des Wirkungsgrades. Nach Tabelle 27 (S. 150) beträgt der Wirkungsgrad der Schneckenwelle bei $a = 20^\circ$ und $\mu_1 = 0,05$, also $\varrho = 3^\circ$, vorzüglicher Ausführung im Ölbade $\eta_s = 0,75$ einschließlich 10 Proz. Lagerreibung. Es ist demnach

$$\eta = \eta_{\text{lose Rolle}} \cdot \eta_{\text{Leitrollen}} \cdot \eta_{\text{Trommel}} \cdot \eta_{\text{Schnecke}}$$

$$\eta = 0,96 \cdot 0,94^2 \cdot 0,95 \cdot 0,75 = 0,60,$$

also übereinstimmend mit der Annahme.

Kontrolle des Anzugmomentes. Das erforderliche Drehmoment der Motorwelle setzt sich nach S. 239 zusammen aus

a) dem Beschleunigungsmoment des Ankers. $GD^2 = 4 \text{ kgm}^2$

$$M_A = \frac{GD^2 \cdot n}{400 t_1} = \frac{4 \cdot 725}{400 \cdot 0,6} \sim 12 \text{ kgm},$$

b) dem Beschleunigungsmoment der Kupplung von 300 mm Durchmesser:
 $J = 0,08 \text{ kgm sk}^2$,

$$M_K = J \frac{\pi n}{30 t_1} = 0,08 \frac{\pi \cdot 725}{30 \cdot 0,6} = 10,1 \text{ kgm},$$

c) dem Beschleunigungsmoment der Last am Haken gemessen.

$$\text{Mit } P_L = m p = \frac{1600}{9,81} \cdot 1,5 = 244 \text{ kg}.$$

$$M_L = \frac{244}{2} \cdot \frac{0,696}{2} = 42,45 \text{ kgm}.$$

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. 235 auf die Motorwelle bezogen, ergeben ein größtes Ankerdrehmoment

$$M_{\text{max/A}} = M_A + M_K + (M_L + M_Q) \frac{1}{i \cdot \eta}$$

$$= 12 + 10,1 + (42,45 + 278,4) \frac{1}{14,66 \cdot 0,6} = 58,7 \text{ kgm}.$$

Anzugmoment des Ankers nach Preisliste etwa das Dreifache des Stundenleistungsdrehmomentes $= 3 \cdot 25,8 = 77,4 \text{ kgm}$. Der Anlauf wird sich demnach in 0,6 sk vollziehen.

Ankerdrehmoment während des Beharrungszustandes

$$M_{\text{norm/A}} = \frac{1600}{2} \cdot \frac{0,696}{2} \cdot \frac{1}{14,66 \cdot 0,6} = 31 \text{ kgm}$$

$$\text{oder } M_{\text{norm/A}} = \frac{N}{0,0014 \cdot n} = \frac{31,5}{0,0014 \cdot 725} = 31 \text{ kgm}.$$

Die Tabelle weist bei 41 Minuten Belastung ein Moment von 31 kgm auf. Bei leerem Haken wird das erforderliche Drehmoment der Motorwelle im Beharrungszustande

$$M_{\text{min/A}} = \frac{100}{2} \cdot \frac{0,696}{2} \cdot \frac{1}{14,66 \cdot 0,5^2} = 23,7 \text{ kgm}.$$

Nach Zeile 8 der Tabelle 75 (S. 444) tritt hier eine Drehzahlerhöhung auf etwa 795 ein, so daß der leere Haken mit einer Geschwindigkeit

$$v = \frac{795 \cdot 0,696 \cdot \pi}{2 \cdot 14,66 \cdot 60} = 0,988 \text{ m/sk} = 59,3 \text{ m/min}$$

gehoben wird.

1) Der Wirkungsgrad ist bei leerem Haken kleiner, weil der Leerlaufwiderstand des Triebwerkes konstant bleibt und nicht proportional der Belastung abnimmt.

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

$$J = m r^2 = \frac{1500 + 300 + 100}{9,81} \cdot 7^2 \dots \dots \dots = 9\,150 \text{ kgm sk}^2$$

Trägheitsmoment des Auslegers berechnet nach Beispiel S. 249 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

$$\frac{1350}{9,81} \cdot 0,7^2 \dots \dots \dots = 67,5 \text{ " "}$$

$$\frac{870}{9,81} \cdot 0,5^2 \dots \dots \dots = 22,2 \text{ " "}$$

Gesamtes Trägheitsmoment 10 012,7 kgm sk²

Mit $v = 0,75$ m/sk, $t_1 = 3$ sk wird $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0,75}{3} = 0,25$ m/sk²,

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,75}{7} = 0,107, \quad \varepsilon = \frac{\omega}{t_1} = \frac{0,107}{3} = 0,0356,$$

also das Beschleunigungsmoment bezogen auf die Drehachse

$$M_R = \varepsilon J = \frac{\omega}{t_1} \cdot J = 0,0356 \cdot 10\,012,7 = 356,5 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment des Motorankers mit $G D^2 = 0,04$ kgm²

$$M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400 \cdot t_1} = \frac{0,04 \cdot 660}{400 \cdot 3} = 0,022 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment der Kupplung bei 400 mm Durchmesser:

$$J = 0,01 \text{ kgm sk}^2,$$

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30 t_1} = 0,01 \frac{\pi \cdot 660}{30 \cdot 3} = 0,23 \text{ kgm.}$$

Sämtliche Momente bezogen auf die Motorachse ergeben ein größtes Anzugmoment

$$M_{max/A} = \underbrace{\frac{356,5}{0,42 \cdot 643,5} + 0,022 + 0,23}_{\text{Beschleunigungsmomente}} + \underbrace{\frac{30,76 + 300}{0,42 \cdot 643,5}}_{\text{Reibungs- und Windmoment}} = 2,79 \text{ kgm.}$$

Vorhandenes Anzugmoment gleich dem dreifachen des 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 76. Drehmomente und Drehzahlen eines 1,05-PS-Motors.

Belastung in Prozenten des Stundenleistungs- Drehmomentes	Drehmoment kgm	Zulässige Belastungszeit Min.	Wirkungs- grad etwa Proz.	Leistung bei 440 Volt		Strom- verbrauch bei 440 Volt Amp.
				PS	Drehzahl n/min	
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
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:
Zapfenreibung der Radachsen (nach S. 191 und 434)

$$W_Z = \frac{P \cdot \mu \cdot r}{R} = \left(\frac{832}{0,7} + \frac{857}{0,7} \right) \frac{0,1}{10} \cdot \frac{3,5}{2} = 42,2 \text{ kg.}$$

Rollende Reibung nebst 120 Proz. Spurreibung (siehe S. 191 und 434)

$$W_R = \frac{f \cdot D}{R} = \frac{0,08(1500 + 100 + 300) \cdot 2,2}{10} = 33,5 \text{ kg.}$$

Widerstand der Lastrollen [Differenz der Seilspannungen]¹⁾

$$W_2 = S_4 - S_1 = 891 - 800 = 91 \text{ kg.}$$

Widerstand des Zugseiles. Dasselbe vergrößert nach S. 436 das Antriebsmoment nur ganz wenig, deshalb vernachlässigt.

Zugkraft im Beharrungszustande

$$Z = 42,2 + 33,5 + 91 \sim 166 \text{ kg.}$$

Bei 0,2 m/sk Fahrgeschwindigkeit und einem Wirkungsgrad von 0,4 (eingängiges Schneckengetriebe) wird die Anzahl der PS

$$N = \frac{166 \cdot 0,2}{75 \cdot 0,4} = 1,1 \text{ PS.}$$

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 obestehender Tabelle $80 n = 635$. Diese ist für die Übersetzung maßgebend.

¹⁾ Es ist $S_1 = \frac{1600}{2} = 800 \text{ kg;}$ $S_2 = 800 \cdot 1,04 = 832 \text{ kg;}$
 $S_3 = 832 \cdot 1,03 = 857 \text{ kg;}$ $S_4 = 857 \cdot 1,04 = 891 \text{ kg.}$

Die Trommel von 174 mm Durchmesser macht

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 0,2}{0,174 \cdot \pi} = 22 \text{ Umdrehungen in der Minute,}$$

so daß eine Übersetzung $i = \frac{635}{22} = 28,8$ erforderlich wird. Ausgeführt mit einem Schneckengetriebe 1 : 30.

Schnecke: eingängig; $t = 5 \pi$; $d = 55 \text{ mm}$.

$$\operatorname{tg} a = 0,091; a = 5^\circ 15'.$$

Schneckenrad: $z = 30$; $t = 5 \pi$; $D = 150 \text{ mm}$; Gußeisen.

Die Fahrgeschwindigkeit der Katze wird dann

$$v = \frac{635 \cdot 0,174 \cdot \pi}{60 \cdot 30} = 0,193 \text{ m/sk} = 11,5 \text{ m/min.}$$

Kontrolle des Anzugmomentes.

Beschleunigungsmoment des Ankers und der Kupplung wie auf S. 447

$$M_A + M_K = 0,022 + 0,23 = 0,252 \text{ kgm.}$$

Beschleunigungsmoment von Katze mit Last und Haken

$$t_1 = 1 \text{ sk, } v = 0,193 \text{ m/sk,}$$

$$p = \frac{v}{t_1} = \frac{0,193}{1} = 0,193 \text{ m/sk}^2,$$

$$\text{Anlaufweg } s_1 = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0,193}{2} \cdot 1 = 0,096 \text{ m,}$$

also Beschleunigungswiderstand $\frac{(1500 + 300 + 100)}{9,81} \cdot 0,193 = 37,4 \text{ kg}$, und dessen Moment in bezug auf die Trommel bei 174 mm Trommeldurchmesser und 0,9 Wirkungsgrad der linken Leitrolle

$$M_L = \frac{37,4 \cdot 0,174}{0,9 \cdot 2} = 3,62 \text{ kgm.}$$

Das erforderliche Anzugmoment des Ankers wird dann

$$M_{\max, A} = 0,252 + \frac{3,62}{0,4 \cdot 30} + \frac{166 \cdot 0,174}{0,4 \cdot 30 \cdot 2} = 1,75 \text{ kgm.}$$

Das vorhandene Anzugmoment ist jedoch $3 \cdot 0,95 = 2,85 \text{ kgm}$. Der Motor ist also reichlich bemessen.

Elektrisch betriebener, feststehender Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G. (Fig. 852 u. 853).

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.

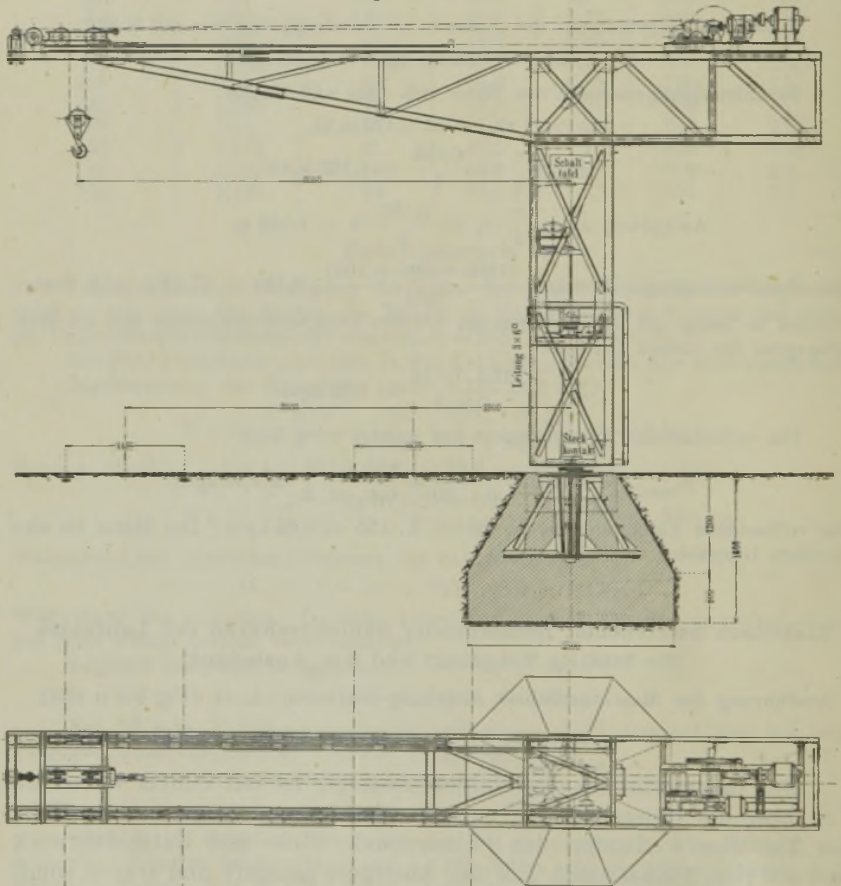
Das Hubwerk besitzt zweitrümgige Seilanordnung mit Ausgleichrolle nach umstehendem Schema. Die Drahtseiltrommel — mit rechts- und

linksgängigem Gewinde — enthält 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.

Fig. 852 u. 853.



Elektrisch betriebener Säulendrehkran mit Laufkatze für 3000 kg Tragkraft und 6 m Ausladung.

Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

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, $\alpha = 80^\circ 10'$, Material: Stahl.

Schneckenrad: $z = 33$, $t = 7\pi$, $D = 231$ mm, Material: Bronze.

Stirnrädervorgelege: $z = 12/73$, $t = 8\pi$, $d = 96/576$, 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, Grauguß.

Stirnradvorgelege: $z = 12/34$, $t = 8\pi$, $d = 96/372$, 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, Grauguß.

Schnecke: eingängig, $d = 60$ mm, Stahl } an der Säule.
Rad: $z = 36$, $t = 10\pi$, $D = 360$ mm, Stahlguß }

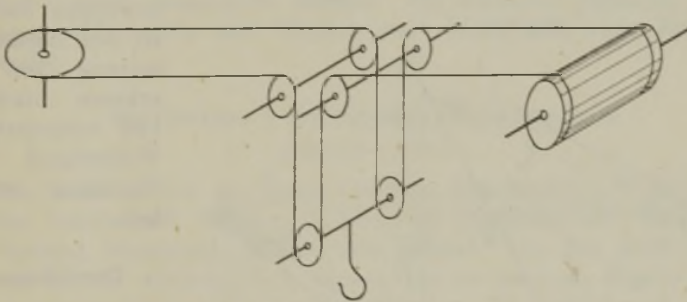
Kontroller: Umschalter mit Ölfüllung.

Schwenkgeschwindigkeit: 24 m/min.

Flaschengewicht ~ 100 kg, Kastengewicht ~ 150 kg.

Gewicht des drehbaren Teiles 3850 kg.

Fig. 854.



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 einer Zug- und Druckbeanspruchung des Fachwerkes.

2. Drehkrane mit Laufwinde.

Hubwindwerk und Fahrtriebwerk sind hier in die Katze eingebaut. Ausführungen unter „Laufkrane“. Die Vorteile bestehen neben der genauen Horizontalbewegung der Last in dem geringeren Fahrwiderstand (Berechnung derselben nach S. 191), 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 Fahr- geschwindigkeiten der Laufwinde.

3. Drehkrane mit Wippausleger.

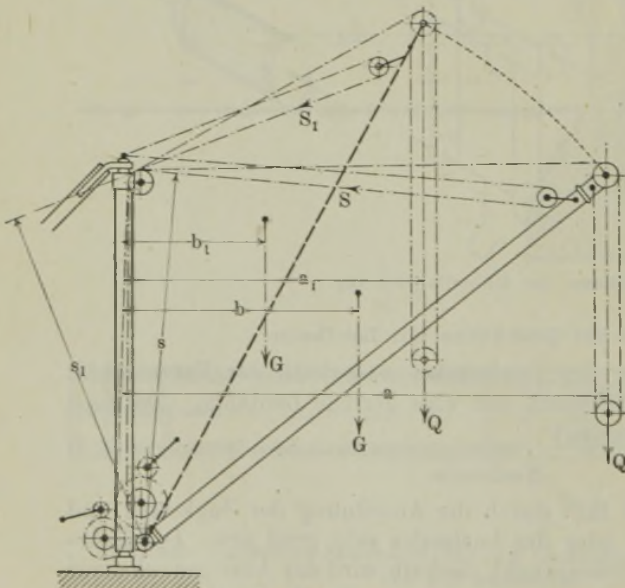
Der Ausleger wird an seinem unteren Ende mit einem Gelenk versehen, so daß seine Neigung verändert werden kann. Die Veränderung der Neigung erfolgt entweder durch einen am Auslegerkopfe angebrachten Rollenzug oder durch eine bzw. zwei Schraubenspindeln. Bei dieser Radialbewegung der Last findet gleichzeitig 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.

Fig. 855.



Derrickkran.

Derrickkrane gestatten außer der Wippbewegung des Auslegers auch noch eine Drehung desselben. Es ist hier also Drehkran und Wippkran vereinigt. 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 Dreifußgerüsts gegeben ist.

Bezeichnet:

- 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

$$S = \frac{1}{2} \left(Q \frac{a}{s} + G \frac{b}{s} - Q_1 \frac{c}{s} \right), \quad S_1 = \frac{1}{2} \left(Q \frac{a_1}{s_1} + G \frac{b_1}{s_1} - Q_1 \frac{c_1}{s_1} \right).$$

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 10t Tragkraft und 10m 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 ¹⁾ von 100 000 kg Tragfähigkeit.

(Fig. S56 u. S57.)

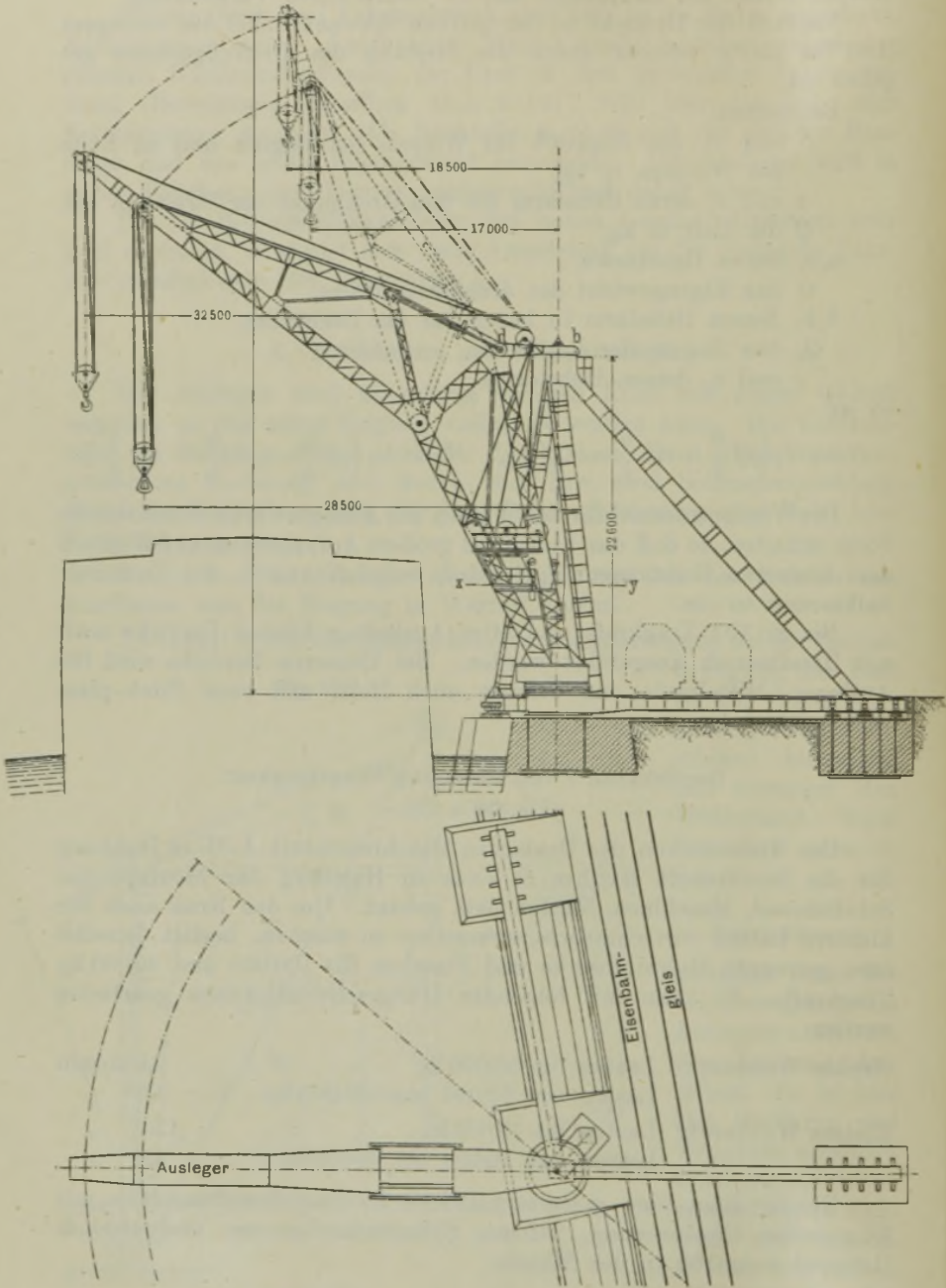
Der Kran ist von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg für die Schiffswerft Blohm & Voss in Hamburg zur Montage der Schiffskessel, Maschinen, Masten usw. gebaut. Um den Kran auch für kleinere Lasten wirtschaftlich verwendbar zu machen, besitzt derselbe zwei getrennte Hubwindwerke und Flaschen 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 "

Hierzu dient eine gemeinschaftliche Zwillingdampfmaschine mit Klugscher Umsteuerung, 240 mm Zylinderdurchmesser und 450 mm Hub mit $n = 180$ in der Minute.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 437. Vgl. ferner ebenda 1906, S. 1606.

Fig. 856 u. 857.



Derrickkran von 100 000 kg Tragkraft.

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 m	
	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 Zwillingmaschine 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 Ausladung.

Den Dampf von 4 bis 6 at Spannung liefert das in der Nähe des Kranes befindliche Kesselhaus der Werft.

Hammerwippkran für 150 t Nutzlast¹⁾.

(Vgl. Fig. 858 bis 860.)

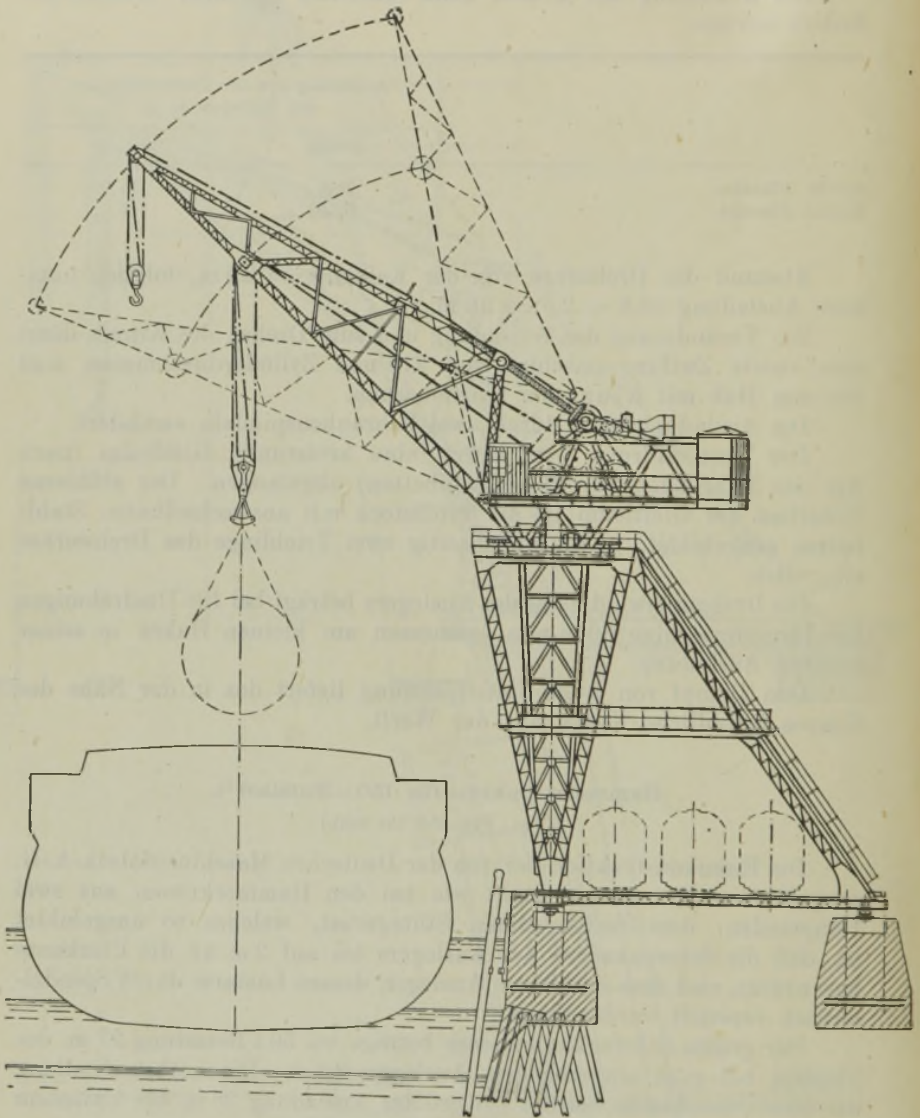
Die Eisenkonstruktion der von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. ausgeführten Kranform besteht wie bei den Hammerkranen aus zwei Hauptteilen: dem feststehenden Stützgerüst, welches so ausgebildet ist, daß die Schwenkachse des Auslegers bis auf 2 m an die Uferkante heranrückt, und dem drehbaren Ausleger, dessen Lastarm durch Spindeltrieb verstellbar 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.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1605.

Fig. 858.



Hammerwippkran für 150 t Nutzlast der

Fig. 859.

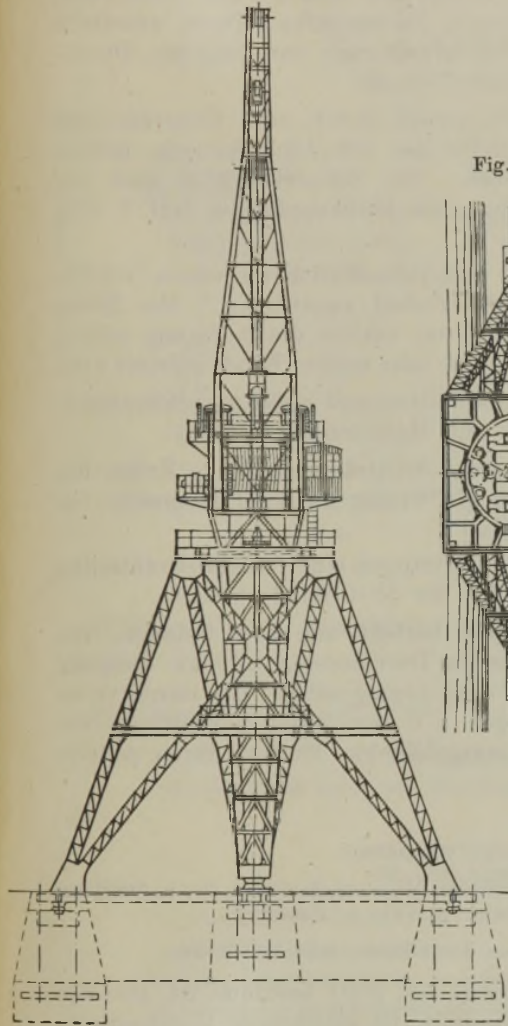
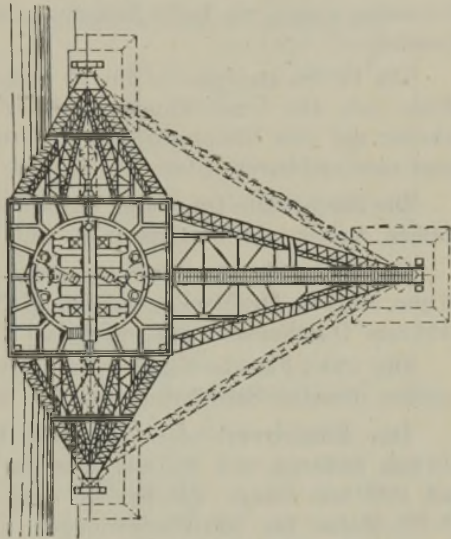


Fig. 860.



Die Fußpunkte des Stützgerüsts sind nicht fest verankert, sondern ruhen in Kugelpfannen auf den Fundamenten, um bei einseitigen Senkungen schädliche Spannungen fernzuhalten.

Im oberen Teile des Gerüsts 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 Zahnradgetrieben. Die Schneckenräder sind zur Sicherung gegen zu hohe Belastung mit Reibkupplungen (vgl. S. 173) 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 i. d. min unter Vermittlung von Stirnrädern und als Kegelräder ausgebildeten Muttern ihren Antrieb erhalten.

250-t-Hammerwippkran.

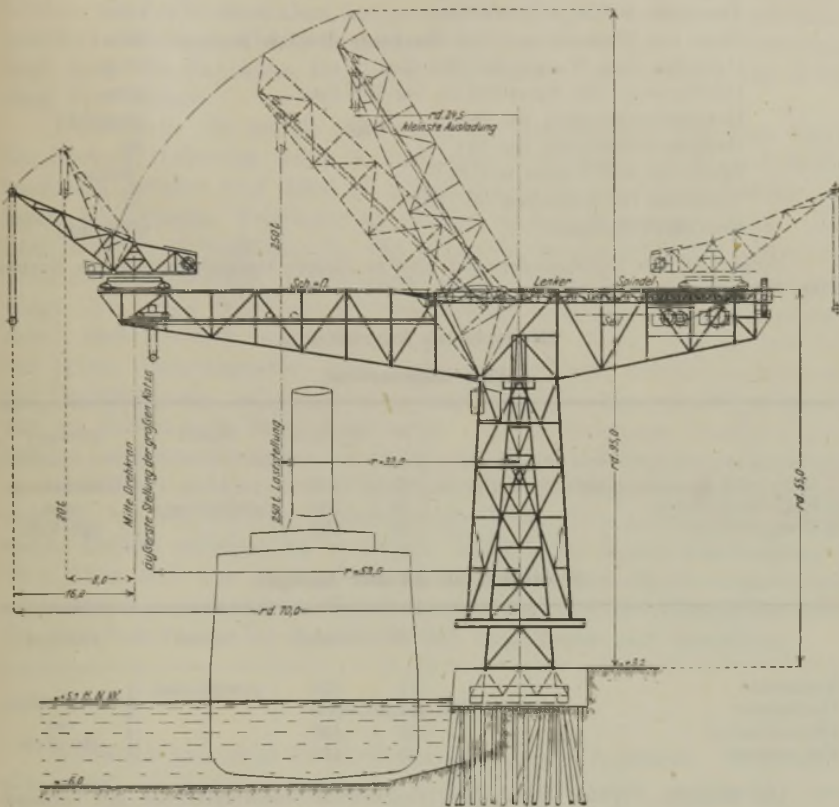
Mechanischer Teil gebaut von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg.

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 um eine feststehende Säule drehbare Teil horizontal. Er wird von einer Laufkatze und 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, verriegelt und der Ausleger aufgerichtet.

Fig. 861.



250-t-Hammerwippkran.

Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg.

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 2 000 000 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 von 440 Volt
Drehmotor	11,5	590	"	
Einziehmotor	39	430	"	
Fahrmotor	61	470	"	

Die Motoren werden durch zwei Gleichstrom-Steuermaschinen mit Leonard-schaltung 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 "

Stützlager. Über die Säule ist nach Art einer Glocke der drehbare Teil gestülpt. Er ruht auf einem auf dem Säulenkopf angeordneten vereinigten Stütz- und Halslager. Das Stützlager ist ein Kegelrollenlager in einem Ölgehäuse, das Halslager ein gewöhnliches Gleitlager.

Unteres Führungslager. Es enthält 10 Stahlgußrollen, welche paarweise in Schwinghebeln gelagert sind und sich an einem an die Kransäule genieteten Druckring abrollen.

Schwenkwerk. Am unteren Ring der Glocke ist ein Triebstockkranz befestigt, in welchen zwei voneinander unabhängige Drehwerke eingreifen. Zur Vermeidung von Überlastungen sind die Schnecken-

radkränze zwischen polierte Reibscheiben gelagert, die durch Federn zusammengepreßt werden.

Einziehwerk. Verbindung des hochklappbaren Lastauslegers durch Lenker, die bei horizontalem Lastarm gleichzeitig die Verbindungsbrücke zwischen diesem und dem Gegengewichtsarm herstellen. Auf letzterem liegt auch die Fahrbahn für die beiden Spindelmutterwagen zur Führung der Lenker.

Hubwerk. Es ist als Spillwindwerk ausgebildet. Das eine Ende des 52-mm-Hubseiles wird in mehreren Windungen über zwei Spilltrommeln geführt und dann zu einem am Ende des Gegengewichtsauslegers befindlichen Flaschenzuge geleitet und dort aufgespeichert. Die Last hängt in 12 Seilsträngen. Die feste Oberflasche hat acht Rollen von 1830 mm Durchmesser. Unterflasche nebst Lastbügel ist 4,7 m hoch und wiegt 12 t. Jede Spilltrommel wird mittels mehrerer Sperradvorgelege durch zwei Motoren von je 95 PS angetrieben. Jeder Antrieb hat auf der ersten Vorgelegewelle eine elektromagnetische Schlingbandbremse mit Holzfütterung, auf der letzten Vorgelegewelle eine vom Führerstand aus zu bedienende Hand-Notbremse. Die horizontalen Lastseilstücke werden zur Vermeidung des Durchhängens durch Seiltragewagen gestützt.

Gründung. Zunächst Pfahlrost aus 400 eingerammten Pfählen von 400 bis 500 mm Durchmesser und 12 bis 17 m Länge, oben durch starke Balken miteinander verholmt. Darauf das Eisenbetonfundament 18×18 m und 6 m hoch. Versteifung des Klotzes durch eingebettete untereinander verbundene Eisenbahnschienen. In den Betonklotz sind die vier Stützbeine der Kransäule tief eingelassen und verankert.

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 Dreibeinkranen, 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. 862.

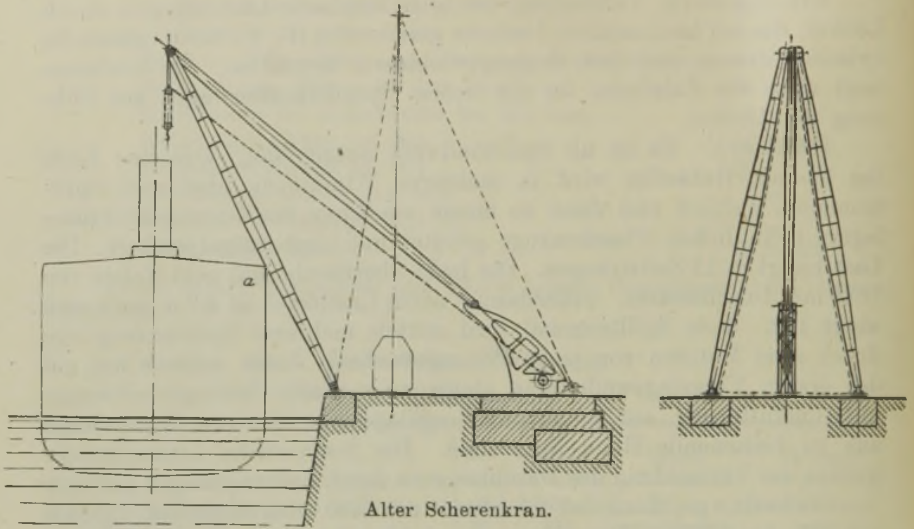
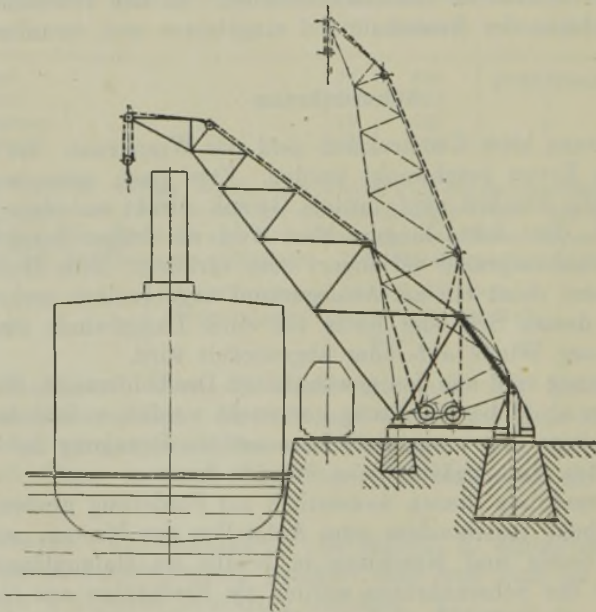


Fig. 863.



Bei einem in Govan (Schottland) aufgestellten Scherenkran¹⁾ 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 "

Ausleger: Länge 49,0 m. In der Mitte 1980 × 1475 "
 an den Enden 750 × 750 "

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. 682 das Schiff von Kaikante abgerückt ist.

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 Scherenkran konstruktion entworfen, die in Fig. 863 dargestellt ist. Der Schiffskörper kann hier bis dicht an die Kaimauer 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.

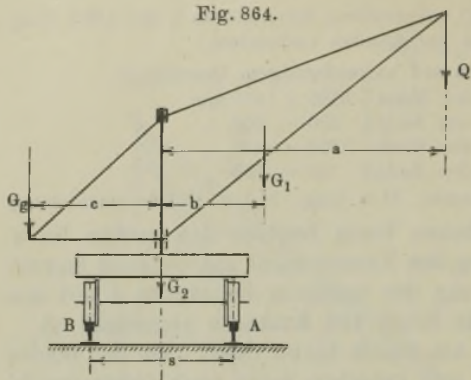
c) Fahrbare Drehkrane.

Gerüstform. Durch Verbindung der Drehkrane mit einem fahrbaren Untergestell wird außen der Vertikal- und Schwenkbewegung doch 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. 189; 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. 191.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1130. Vgl. ferner ebenda S. 1474: Mehrtens, Die Mastenkrane der Weichselbrücke in Dirschau, Marienburg und Fordon.

Fig. 864.

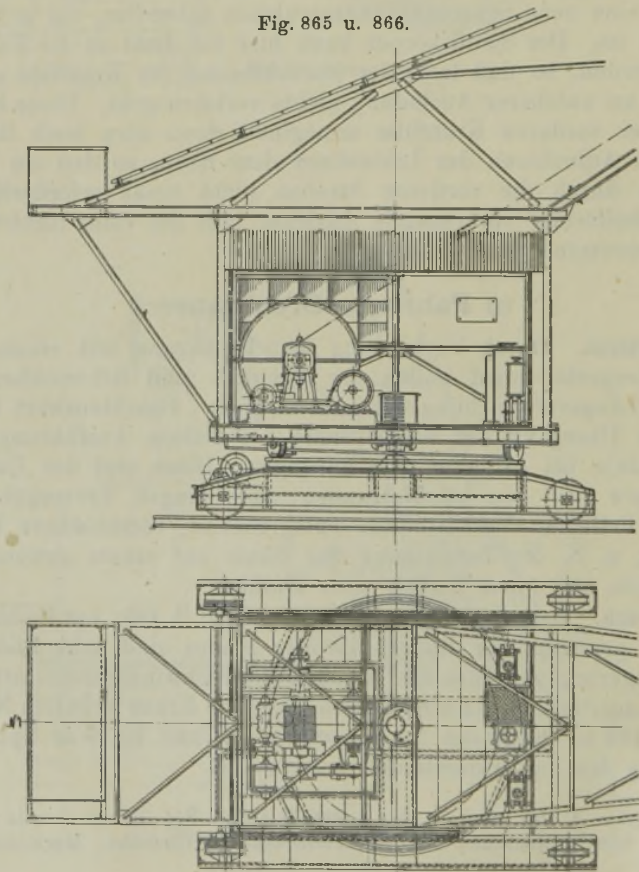


Berechnung der Standfestigkeit.

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

Fig. 865 u. 866.



hochgezogen werden. Bei Stützrollen sind an Stellen, wo der Kran gedreht werden soll, außerhalb der Fahrschienen noch besondere Stützschielen für die Stützrollen erforderlich.

Es gelten folgende Beziehungen:

Kran belastet. Kippunkt in *A*.

$$Q \left(a - \frac{s}{2} \right) + G_1 \left(b - \frac{s}{2} \right) - G_2 \frac{s}{2} - G_g \left(c + \frac{s}{2} \right) = 0,$$

$$\frac{s}{2} \geq \frac{Q \cdot a + G_1 \cdot b - G_g \cdot c}{Q + G_1 + G_2 + G_g}.$$

Als Sicherheit ist eine Kipplast = 1,5 bis 2 Q für Q zu setzen.

Kran leer. Kippunkt in *B*.

$$G_1 \left(b + \frac{s}{2} \right) + G_2 \frac{s}{2} - G_g \left(c - \frac{s}{2} \right) = 0,$$

$$\frac{s}{2} \geq \frac{G_g \cdot c - G_1 \cdot b}{G_1 + G_2 + G_g}.$$

Auch hier ist wieder zur Sicherheit 1,5 G_g bis 2 G_g zu setzen.

Fig. 867.

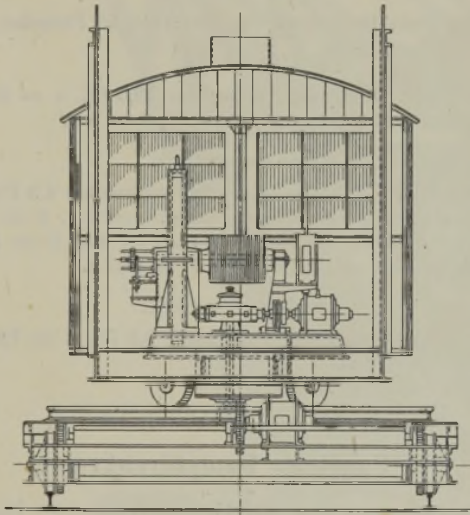


Fig. 865 bis 867: Elektrisch betriebener, fahrbarer Dreimotoren-Drehkran für 5000 kg Tragkraft und 10 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

Beispiel. Gegeben $Q = 2 \text{ t}$, $G_1 = 0,5 \text{ t}$, $G_2 = 1 \text{ t}$,
 $a = 5 \text{ m}$, $b = 1,6 \text{ m}$, $c = 2 \text{ m}$.

Ausbalanciert wird das halbe Kranmoment, also

$$G_g \cdot 2 = \frac{2 \cdot 5 + 0,5 \cdot 1,6}{2}; \quad G_g = 2,7 \text{ t}.$$

Kran belastet: Zweifache Sicherheit, also $Q = 4 \text{ t}$,

$$\frac{s}{2} = \frac{4 \cdot 5 + 0,5 \cdot 1,6 - 2,7 \cdot 2}{4 + 0,5 + 1 + 2,7} = 1,88 \text{ m}.$$

Kran leer: Ebenfalls zweifache Sicherheit, also gerechnet mit $G_g = 5,4 t$

$$\frac{s}{2} = \frac{5,4 \cdot 2 - 0,5 \cdot 1,6}{0,5 + 1 + 5,4} = 1,45 m.$$

Erforderliche Schienenentfernung demnach $s = 3,76 m$, 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 Fahr- geschwindigkeit. Als Stahlwerkskrane erhalten fahrbare Drehkrane eine Geschwindigkeit bis zu 2 m/sk. 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. 865 bis 867 auf S. 464 u. 465).

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.

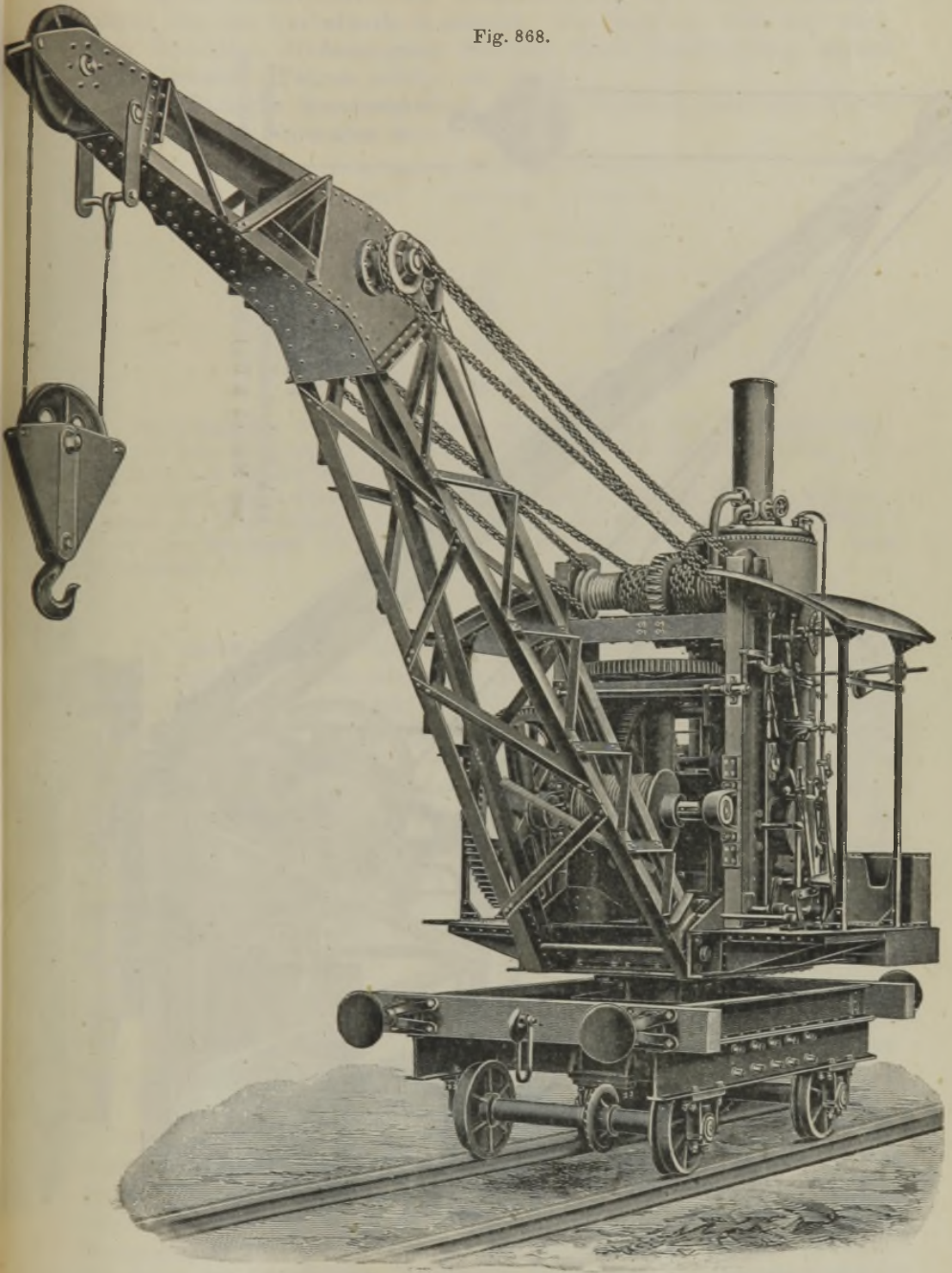
Fahrgeschwindigkeit 45 m/min, Fahrmotor 6,5 PS, $n = 720$.
Motorvorgelege $z = 15 : 83$, $t = 5,5 \pi$.
Laufradvorgelege $z = 12 : 50$, $t = 10 \pi$.

2. Fahrbare Dampfdrehkrane.

Für den Antrieb gilt das auf S. 252 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. 868 ist ein Säulendrehkran. Heben, Schwenken und Fahren erfolgt durch eine Zwillingsdampfmaschine mit Kulissensteuerung. 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 i. d. min bei einer Ausladung von 3 bis 8 m. Spurweite 750, 900, 1000, 1250, 1435, 1525 und je nach Erfordernis Seitenstützen, Stützrollen oder Schienenklammern.

Fig. 868.



Fahrbarer Dampfkran nach dem Säulensystem mit veränderlicher Ausladung
von Menck & Hambrock in Altona-Hamburg.

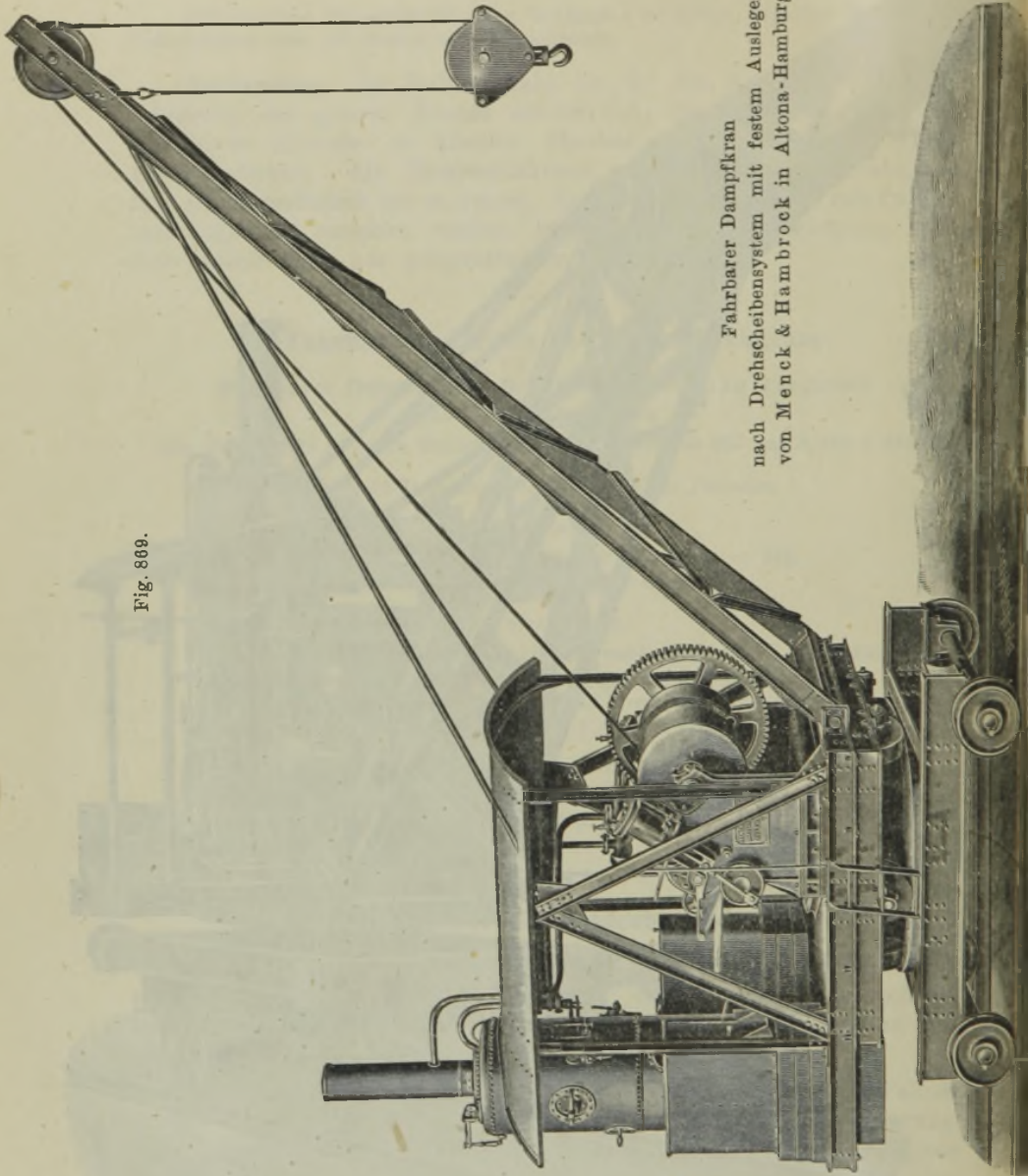


Fig. 869.

Fahrbarer Dampfkran
nach Drehscheibensystem mit festem Ausleger
von Menck & Hambroek in Altona-Hamburg

Fig. 869 Drehscheibenkran. Drehbewegung wird durch Reibkupplungen von der Kurbelwelle abgeleitet. Die Maschine läuft 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 15000 kg.

Dampfmaschine 160 mm Zylinderdurchmesser, 180 mm Hub, 180 Umdrehungen i. d. min 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 i. d. min. Fahren: 50 bis 70 m/min. Einziehwerk: Dauer der Bewegung des Auslegers von der tiefsten bis zur höchsten Lage 50 Sekunden.

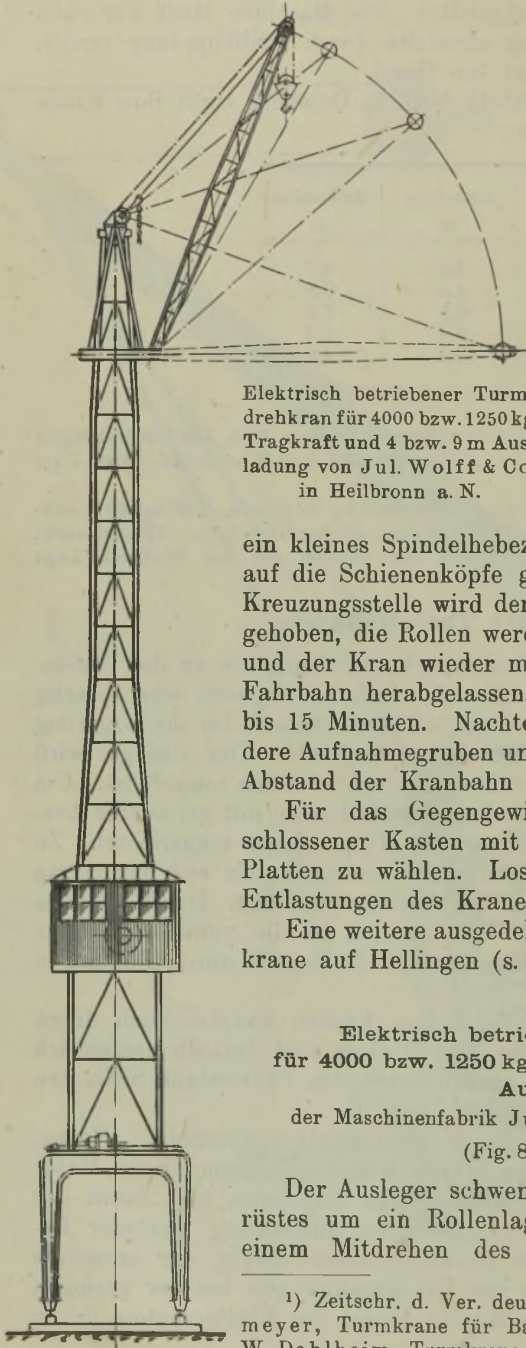
3. Fahrbare Turmdrehkrane.

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 so weit 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.

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 zwangsweise Hintereinanderschaltung der einzelnen Bewegungen) zur Vermeidung von Betriebsstörungen bei der geringen Schulung der Kranführer. Leichter Ersatz des Elektromotors durch einen Brennstoffmotor.

Fig. 870.



Elektrisch betriebener Turmdrehkran für 4000 bzw. 1250 kg Tragkraft und 4 bzw. 9 m Ausladung von Jul. Wolff & Co. in Heilbronn a. N.

ein kleines Spindelhebezeug an, das mit einer Klaue auf die Schienenköpfe gesetzt werden kann. An der Kreuzungsstelle wird der Kran gleichmäßig um 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 gußeiserner 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. 870 bis 876.)

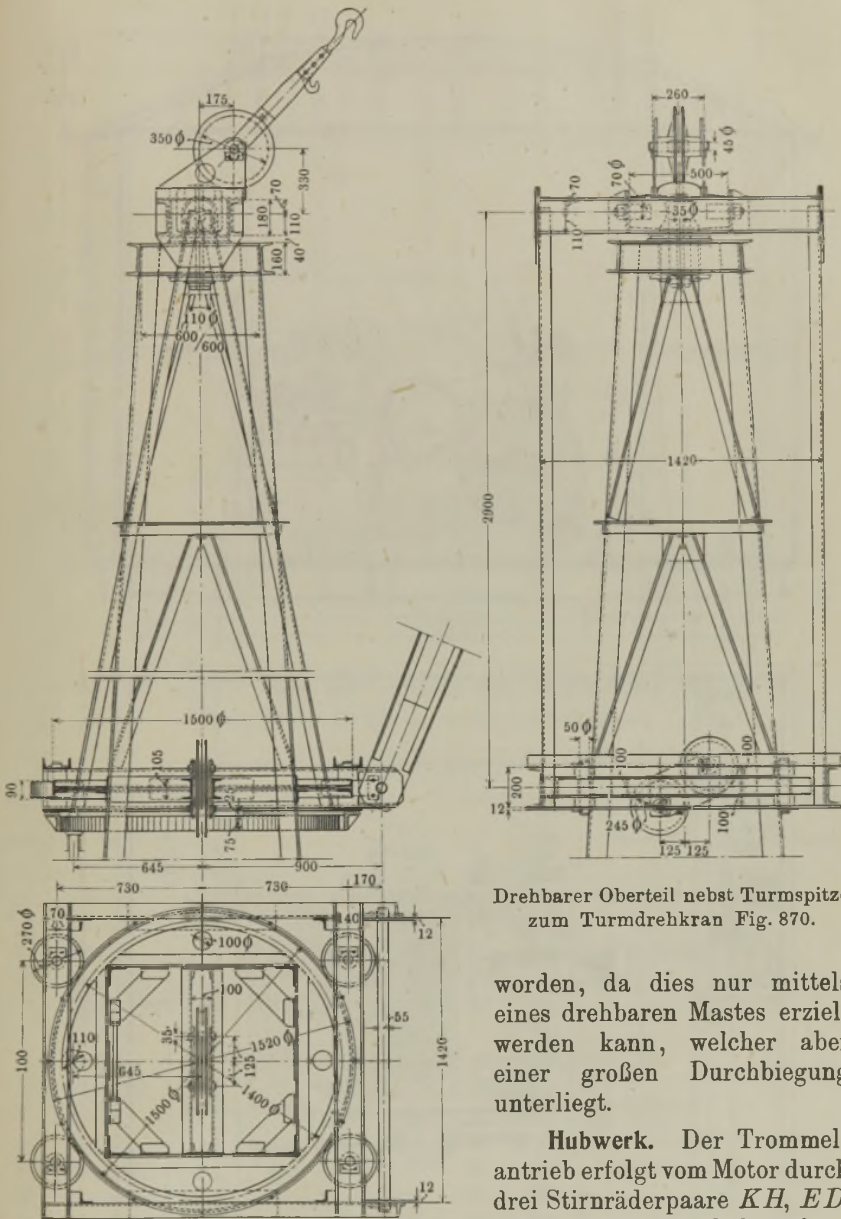
Der Ausleger schwenkt am obersten Teile des Gerüsts um ein Rollenlager und ein Stützlager. Von einem Mitdrehen des Führerhauses ist abgesehen

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 211, Wintermeyer, Turmkrane für Bauausführungen. Dasselbst, S. 585, W. Dahlheim, Turmkrane für Bauausführungen.

Die Baumaschinenfabrik Büniger, 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. Büniger, A.-G., ordnet neben jedem Laufrad

Fig. 871 bis 873.



Drehbarer Oberteil nebst Turmspitze zum Turmdrehkran Fig. 870.

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 Vollast 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.

Fig. 874 u. 875.

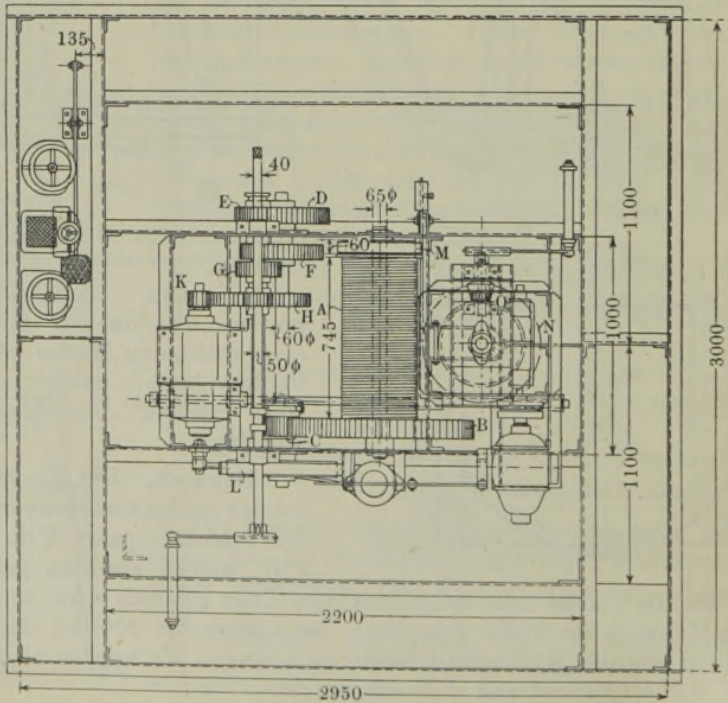
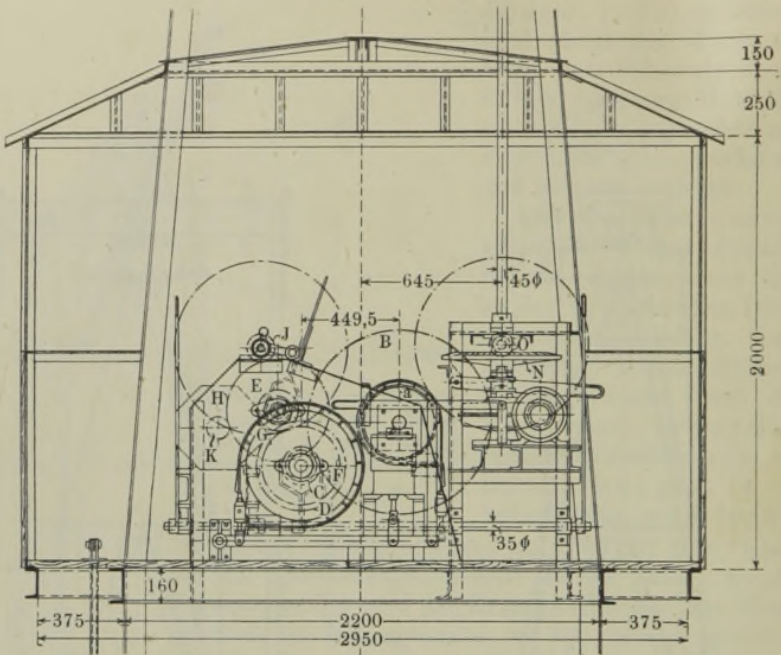


Fig. 876.

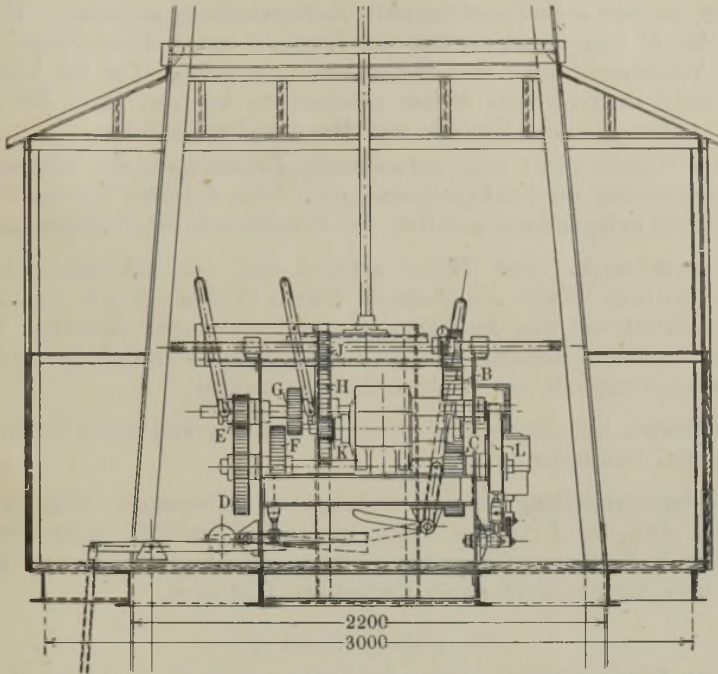


Fig. 874 bis 876. Hub- und Drehwerk zum Turmdrehkran (Fig. 870).
 Heben 6 bis 12 m/min, Schwenken 40 m/min.

Rädertabelle.

Pos.	Gegenstand	t	Z	Durchmesser	Breite	Bohrg.	Material	Bemerkungen
A	Trommel . . .	—	—	350	745	65	Gußeisen	} Hubwerk
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	"	
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	} Drehwerk
Q	Schnecke . . .	3 π	2	40	100	—	S.-M.-Stahl	
R	Zahnkranz . .	10 π	140	1400	75	—	Gußeisen	
S	Ritzel	10 π	11	110	75	45	S.-M.-Stahl	

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.

Fahrwerk. Der Fahrmotor steht auf dem Tor und treibt in üblicher Weise zwei Laufräder an.

Auslegerverstellung 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 Leitern zu besteigen.

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.

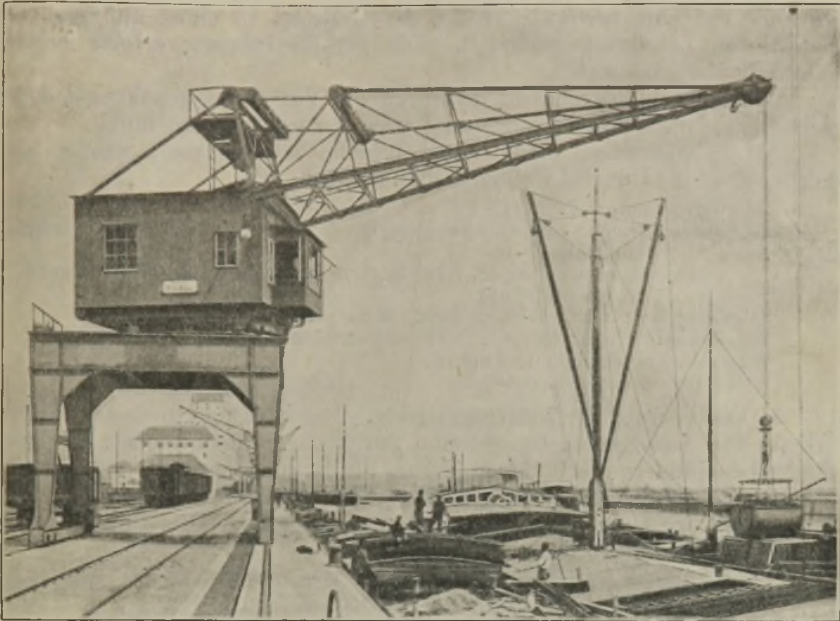
4. Volltor- und Halbtorkrane (Portalkrane).

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 Eisenbahngleisen stehen.

Torkrane stellen heute die in Häfen vorherrschende Kranform dar. Ihre Verbreitung verdanken sie dem geringen Raumbedarf. Das Verfahren dieser Krane wird in vollkommener 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.

Fig. 885.



Fahrbarer, elektrisch betriebener Volltordrehkran
von 5 t Tragfähigkeit und 17 m Ausladung für Selbstgreiferbetrieb.
Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg.

Halbtorkran von 3000 kg Tragkraft und 11 m Ausladung.
Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G.

(Fig. 877 bis 884.)

1. Hubwerk. Der Hauptstrommotor treibt direkt mittels angekuppelten Ritzels ein mit der Drahtseiltrommel zusammengewachsenes 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 (doppelfachlitzig).

Fördergeschwindigkeit: 0,6 m/sk. Anlaufzeit: 3 bis 4 sk.

2. Schwenkwerk. Der Hauptstrommotor treibt durch Schneckengetriebe auf eine vertikale Welle, deren Ritzel in einen auf dem Tor befestigten Zahnkranz eingreift. Die Stromzuführung erfolgt hierbei durch bewegliche Kabel.

Die Schwenkbegrenzung ist durch die Vorschrift gegeben, daß der Kranführer nach einer Umdrehung wieder zurückdrehen muß.

Als Stoppbremse dient eine einfache Klotzbremse, welche vom Führerstand aus durch Fußtritthebel betätigt wird.

Hauptstrommotor: $N = 4,5$ PS, $n = 515$ i. d. min.

Schneckengetriebe: Schnecke zweigängig, $d = 55$, $t = 1\frac{1}{4}$ " Steig., Material: Gußstahl.

Schneckenrad: $z = 48$, $t = 1\frac{1}{4}$ ", $d = 485$ 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/sk.

Anlaufzeit: 3 bis 4 sk.

3. Veränderung der Auslegerneigung. Zweck: Einstellung auf Schiffs-luken. 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, $1\frac{1}{2}$ 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 Halbttores. Derselbe erfolgt durch Handkurbeln am Torfuß 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. Kegeleräderpaar $z = 14:28$, $t = 10\pi$, $d = 140:280$ 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.

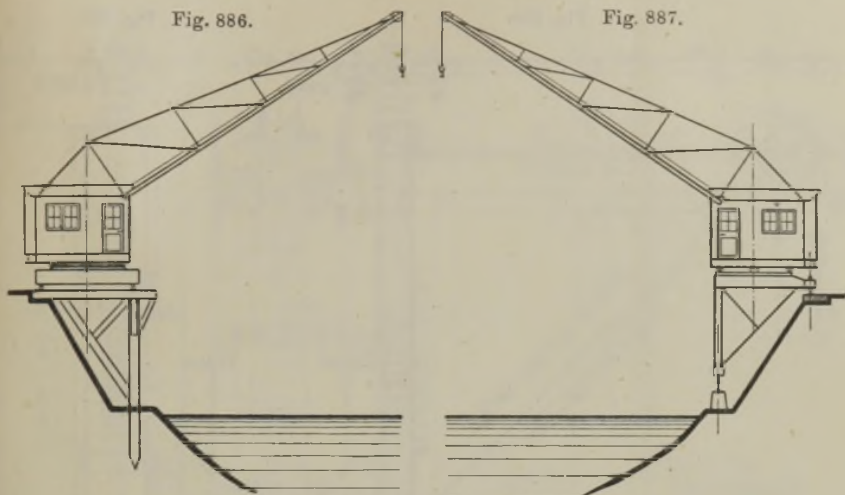
Die Stromzuführung zum Kran findet nach dem jeweiligen Verfahren durch Steckkontakt statt.

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 Halbtor wird gegen Abheben durch Schienenzangen geschützt.

Häufig läßt man Drehkrane, um den Platz möglichst auszunutzen, über der schrägen Böschung eines Hafenbeckens laufen. In Fig. 886 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. 887) und legt eine Fahrschiene auf die Berme, und die andere auf die obere Abdeckplatte des Böschungspflasters.

Fig. 886.

Fig. 887.



Anordnung von fahrbaren Drehkränen an Böschungen.

5. Einspurige Drehkrane oder Zweiradkrane.

Der Wagen besitzt nur zwei hintereinander liegende Laufräder, die sich auf einem einschienigen Gleise 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 5t Tragkraft und 2m Ausladung
von C. Herrm. Findeisen,
Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, Chemnitz-Gablenz. (Fig. 888 bis 890.)

Betriebsstrom ist Drehstrom. Ausgebildet als Säulendrehkran mit feststehender geschmiedeter Stahlsäule, die zwecks Durchführung der Fahr- und Drehmotorenleitung durchbohrt ist. Eine schmiedeeiserne Rohrverlängerung dient einestheils 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 Walzenshalter, der für den höchsten und tiefsten Hakenstand in Wirkung tritt.

Als Haltebremse dient eine doppeltwirkende Klotzbremse, 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.

Fig. 888.

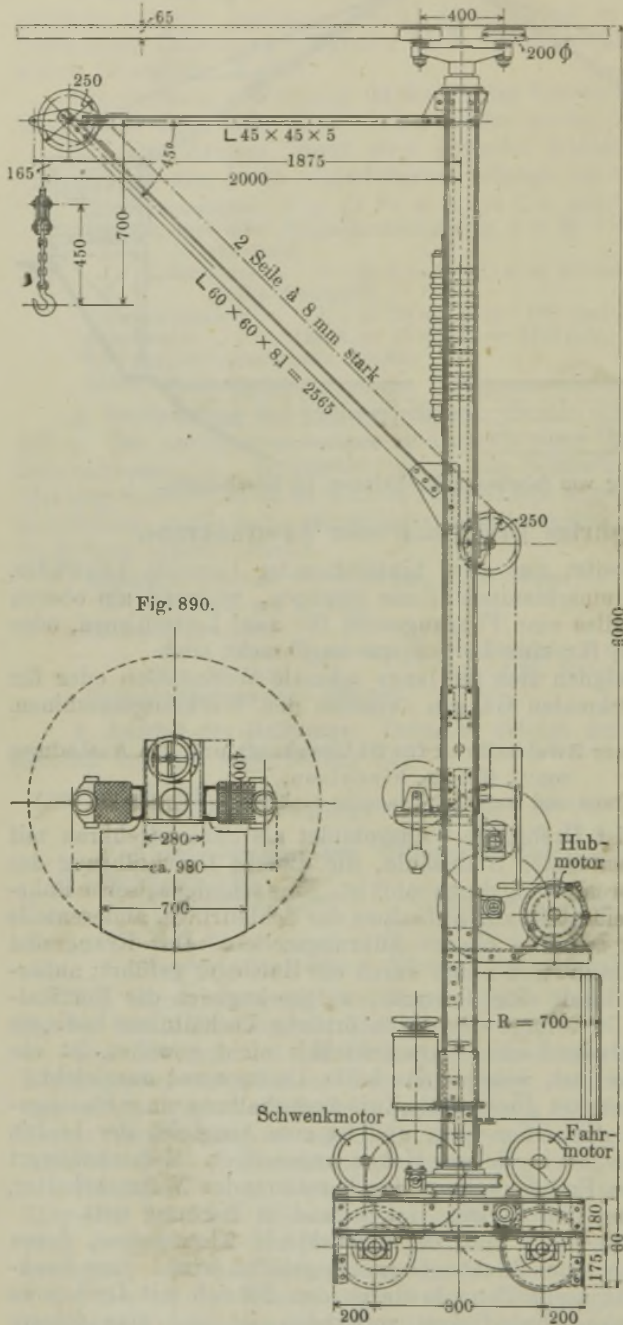


Fig. 889.

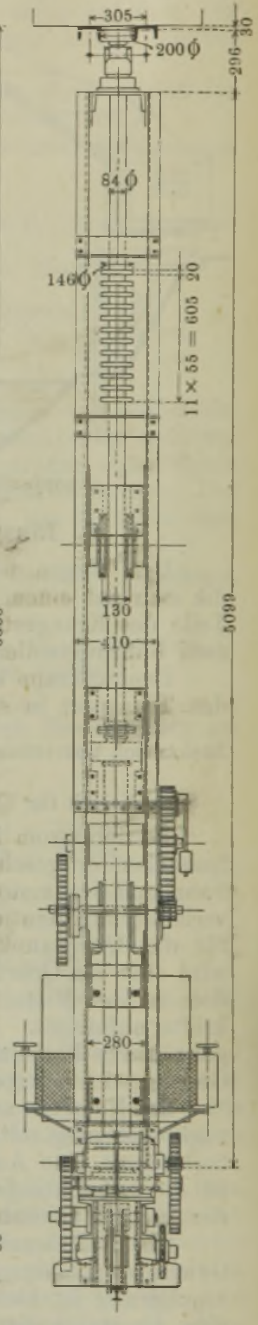
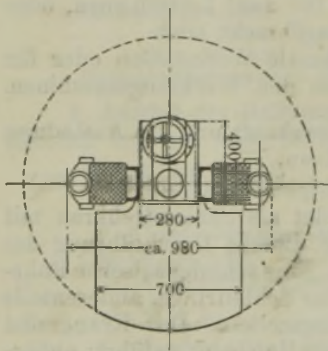


Fig. 890.



Elektrisch betriebener Zweiradkran für 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Fig. 891.

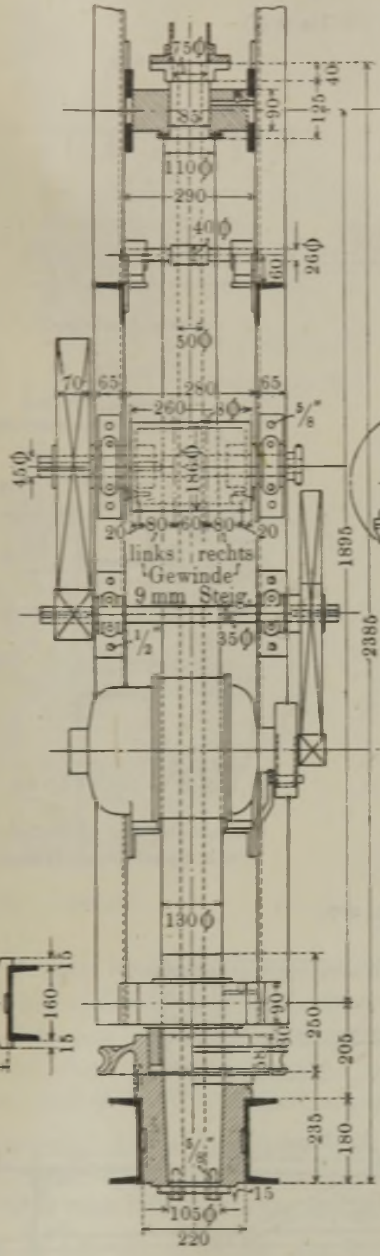


Fig. 892.

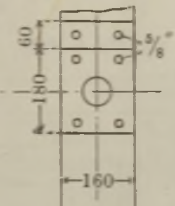


Fig. 893.

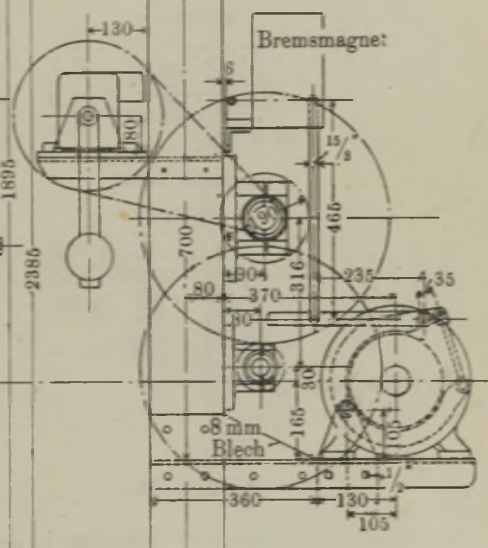
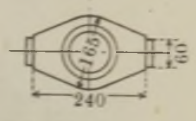
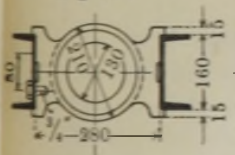
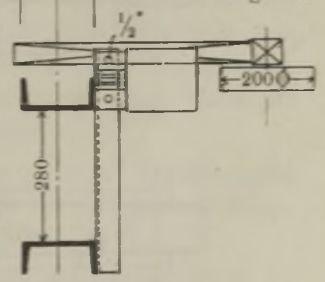


Fig 894.



Halslager.

Fig. 895.

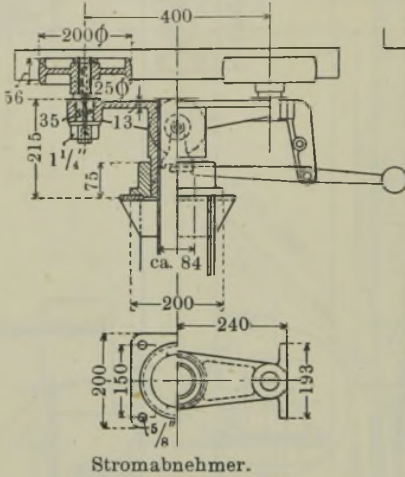


Lagerung der Kransäule und des Hubwerkes zum Zweiradkran für 5 t Tragkraft zu Fig. 888 u. 889.

Einzelheiten zum Zweiradkran von 5 t Tragkraft und 2 m Ausladung
 von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

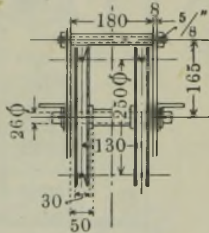
(Fig. 896 bis 906.)

Fig. 896 u. 897.



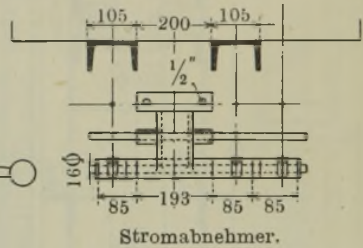
Stromabnehmer.

Fig. 899.



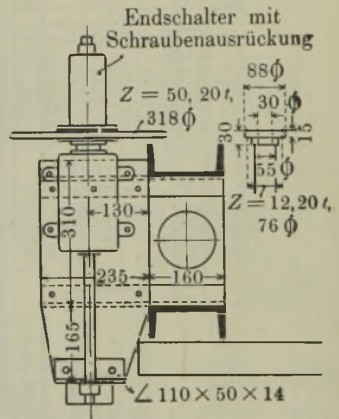
Auslegerrollen.

Fig. 898.



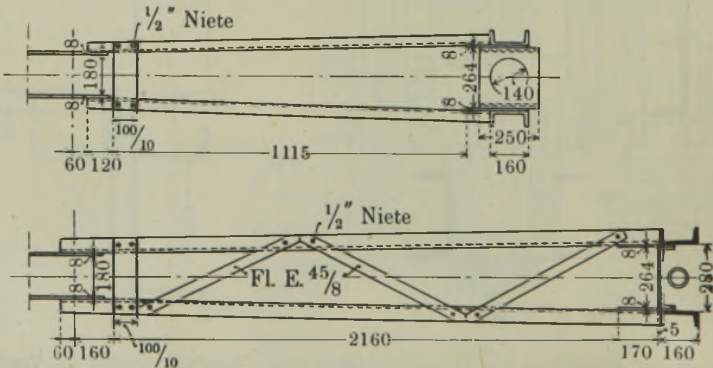
Stromabnehmer.

Fig. 900.



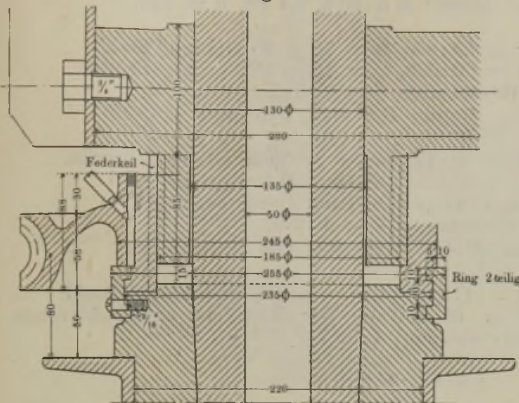
Anordnung des Endschalters mit Spindelausrückung.

Fig. 901 u. 902.



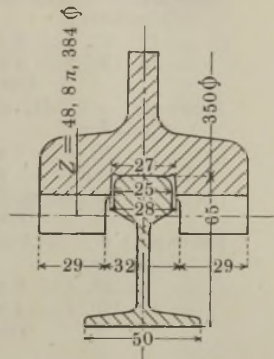
Grundriß des Auslegers.

Fig. 903.



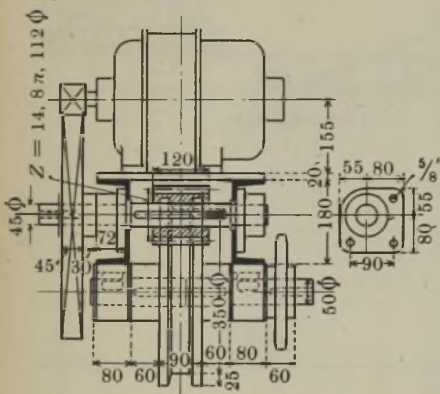
Anordnung des Schneckenrades für das Schwenkwerk.

Fig. 905.



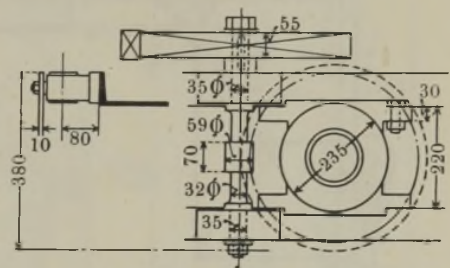
Laufrad mit angegossenen Zahnkränzen.

Fig. 904.



Fahrtriebwerk.

Fig. 906.



Grundriß des Schwenktriebwerkes.

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.

Fahrwerk: Beide Laufräder sind infolge sicherer Fortbewegung mit Gallischer Treibkette verbunden. Für die Bremsung und Regulierung gilt dasselbe, was unter Drehwerk gesagt wurde.

Die in Fig. 891 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: 2 gängig, 50,5 mm Steigung, 48 mm Durchmesser.

Gesamtübersetzung: $i = 1:280$.

Fahrwerk: $v = 34,5$ m/min. Motor: *DK 20/6*, 1,55 PS, $n = 930$.

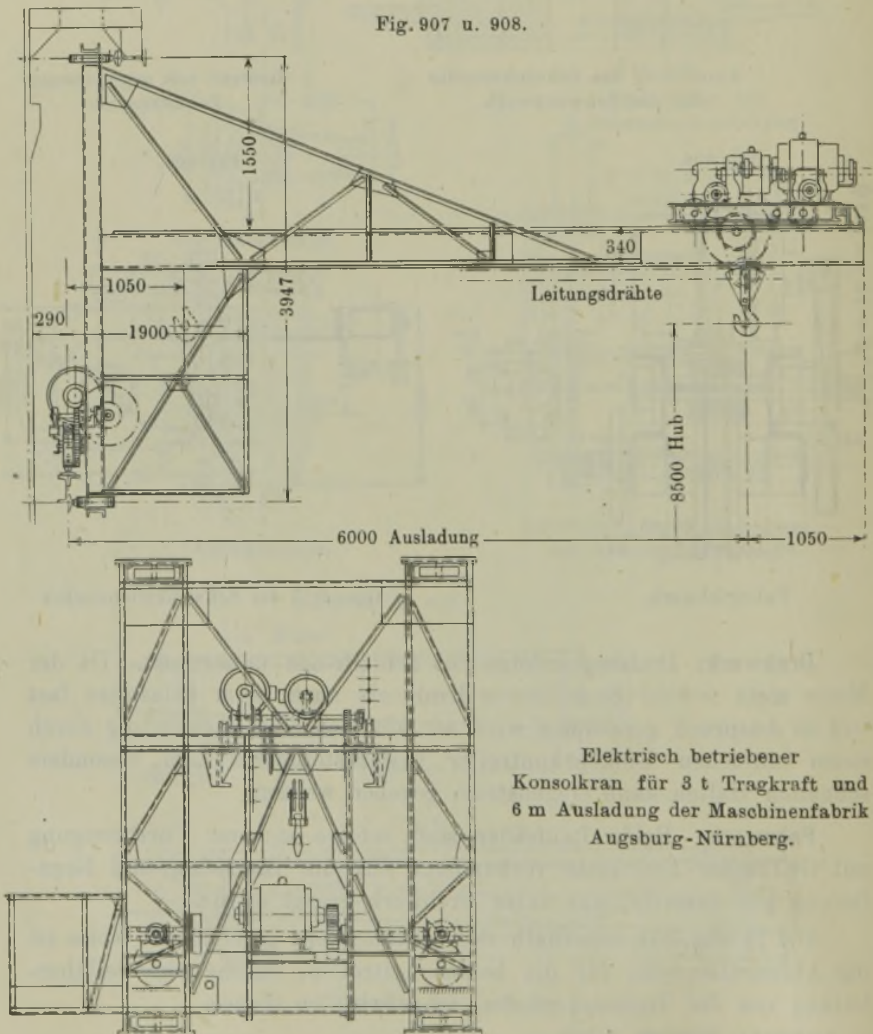
Zahnräder:

$z = 14: 48$, $t = 8\pi$, $D = 112:384$ mm, $b = 90/120$ Stahlguß/Stahl.

$z = 15: 130$, $t = 4\pi$, $D = 60:520$ mm, $b = 45/55$ mm Grauguß/Bronze.

Gesamtübersetzung: $1:29,7$.

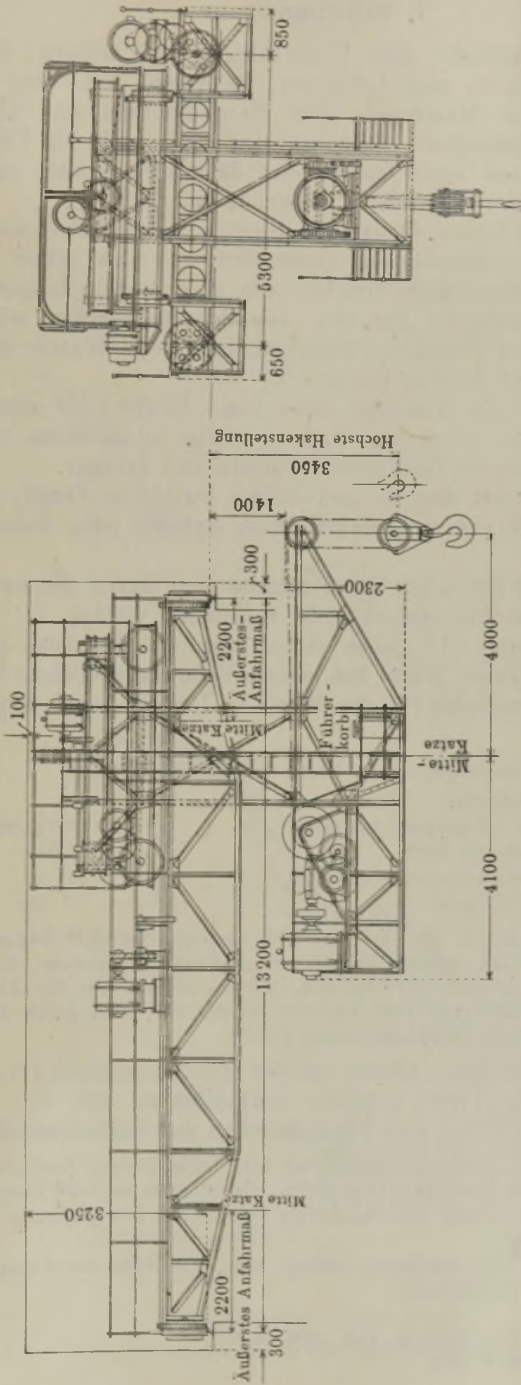
Fig. 907 u. 908.



Elektrisch betriebener
Konsolkran für 3 t Tragkraft und
6 m Ausladung der Maschinenfabrik
Augsburg-Nürnberg.

6. Hängende Drehkrane oder Laufdrehkrane

Fig. 908 u. 910.



Elektrisch betriebener Laufdrehkran von 30 t Tragkraft, 4 m Ausladung, und 13,2 m Spannweite der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

31 *

stellen eine Verbindung von Drehkran und Laufkran dar und bezwecken eine Vergrößerung des Arbeitsfeldes der Laufkrane. Der Drehkran wird entweder mittels einer drehbaren Säule oder mit einer Drehscheibe an die Laufwinde gehängt.

7. Schwimmkrane

dienen im Hafenerverkehr zum Überschlagen von Gütern aus einem Schiff in ein anderes, zum Leichtern, Bekohlen, Aus- und Einladen reparaturbedürftiger Maschinen oder Maschinenteile 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. 911 und 912 geben einen Vergleich der alten und neuen Bauart. Der in dieser Weise von obiger Firma ausgeführte Schwimmkran von 100 t Tragkraft für die Werft in Danzig weist folgende Abmessungen auf¹⁾:

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 Ausbalancierung 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. Petrávič & Co. in Wien für Triest gebaute Schwimmkran von 25 t Tragkraft (Fig. 915 u. 916), welcher zum Zusammenbau der Schlachtschiffe dient²⁾.

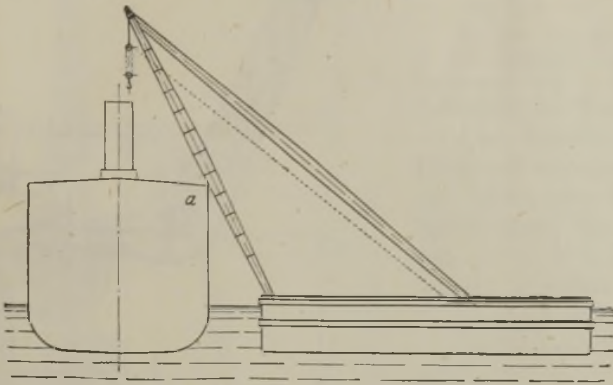
Das bockförmig gestaltete Gerüst ist mit horizontalem Ausleger versehen, auf welchem sich eine Laufkatze verschiebt. Das Ponton hat eine Länge von 25 m, eine Breite von 12,25 m und eine Raumbreite von 3,5 m. Der Tiefgang beträgt bei voller Belastung 1,5 m.

Die Ausladung über Bordwand beträgt 12 m, die Höhe der Katzenbahn über Deck 21,18 m bei 21 m Hubhöhe.

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 987.

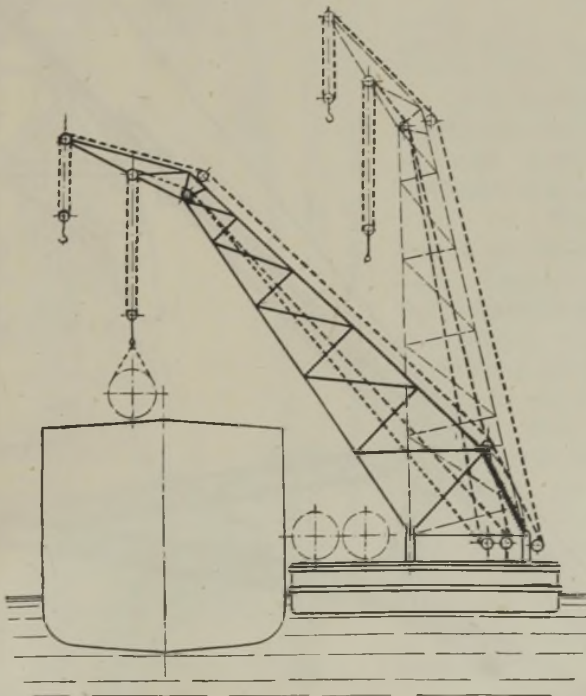
²⁾ Dasselbst 1906, S. 1404.

Fig. 911



Schwimmkran: alte Bauart.

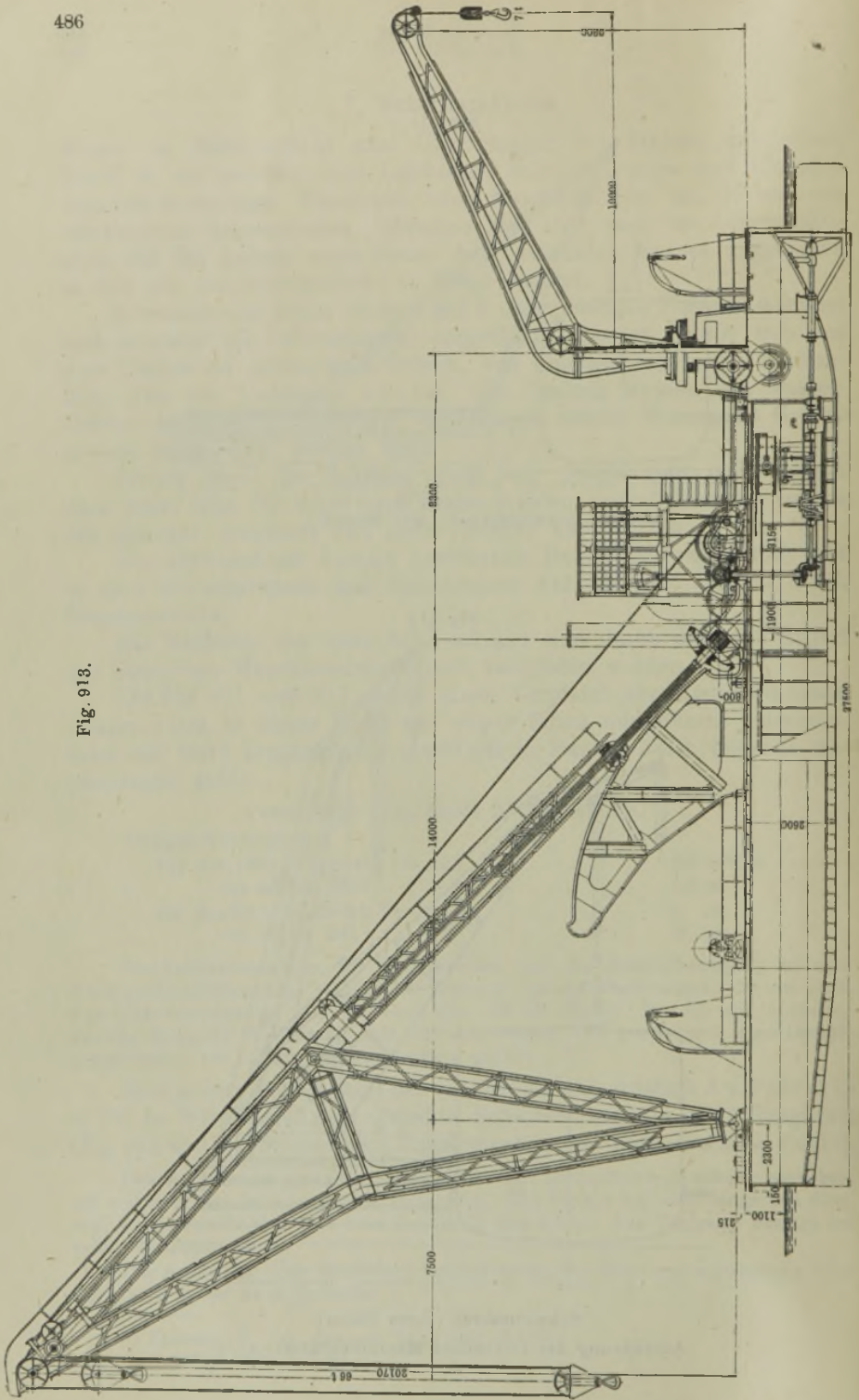
Fig. 912.

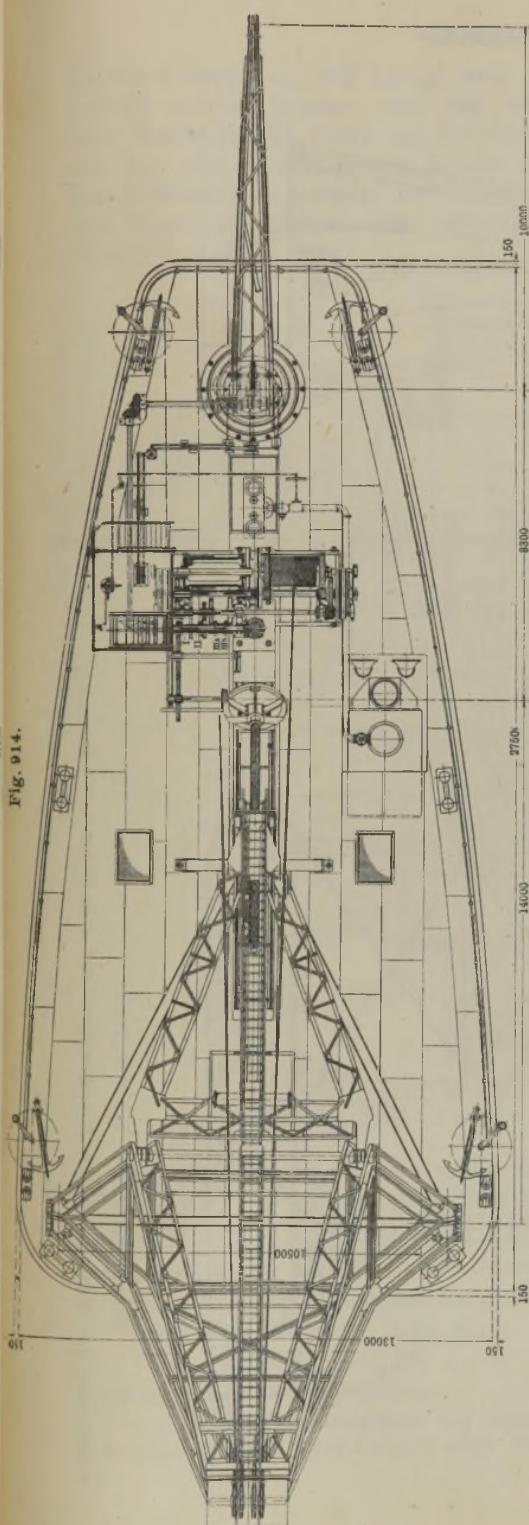


Schwimmkran: neue Bauart.

Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.

Fig. 913.





Schwimmkran für 60 t Tragkraft. Ausführung der Hüttenwerke Kramatorskaja, A.-G.

Die Hubgeschwindigkeit beträgt für Lasten von

10 bis 25 t . . . 1,21 m/min,
bis 10 t . . . 2,72 m/min.

In der Fig. 915 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 worden¹⁾.

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.

Fahrtgeschwindigkeit der Katze 8 m/min.

Antrieb: Zwillingdampfmaschine von 25 PS, 250 mm Zylinderdurchmesser, 200 mm Hub und 200 Uml./min.

Der in den Fig. 913 u. 914 abgebildete Schwimmkran²⁾ 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

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1589.

²⁾ Daselbst 1905, S. 1.

Fig. 916.

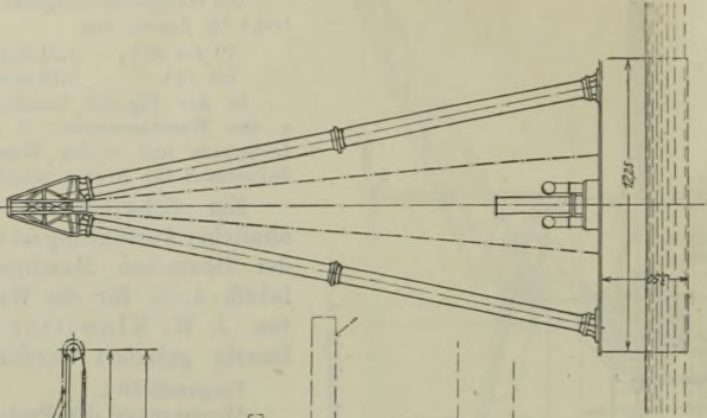
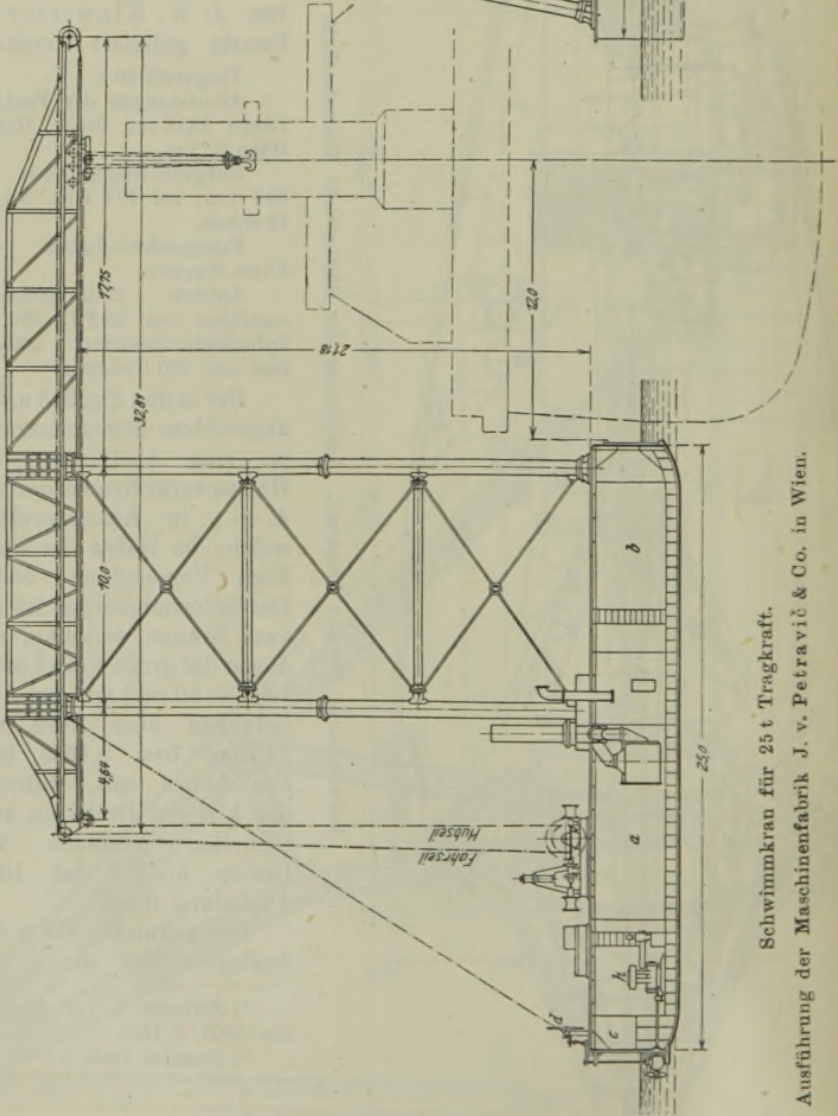


Fig. 915.



Schwimmkran für 25 t Tragkraft.

Ausführung der Maschinenfabrik J. v. Petrávič & Co. in Wien.

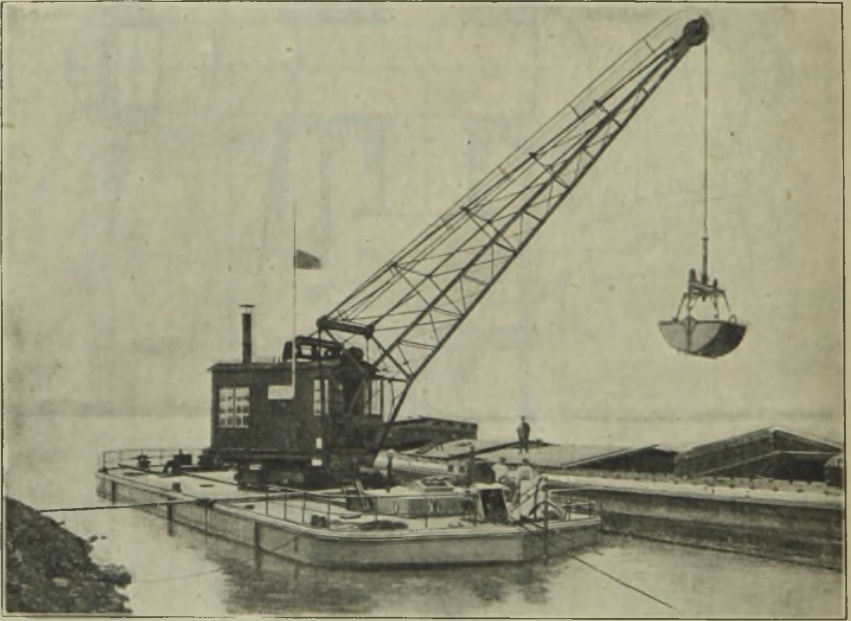
versehen. Sie leistet bei 150 Uml./min, 7,5 at Eintrittsspannung und 20 bis 80 Proz. Füllung 35 bis 124 PS. Die Enden der Kurbelwelle tragen Klauenkupplungen, so daß die Maschine entweder mit der Propellerwelle oder mit den Krantriebwerken verbunden werden kann.

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 schnelllaufenden Einzylinderdampfmaschine gekuppelt ist, in 15 Minuten gefüllt werden.

Fig. 917 zeigt noch den oberen Stützsäulenanschluß eines Scherenschwimmkranes von 40 t Tragkraft.

Fig. 918.



Fahrbarer Dampfdrehkran mit Selbstgreifer und einziehbarem Ausleger, auf einem Ponton, 4 t Tragfähigkeit bei 16 m Ausladung.

Deutsche Maschinenfabrik - A. - G. Duisburg.

B. Laufkrane

eignen sich 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.

Laufkrane bestehen aus einem Kranwagen (Bühne oder Brücke), 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. Der Arbeitsbereich ist ein Rechteck.

Die Laufkrane haben drei Bewegungen auszuführen: Längsfahren, Querfahren (d. i. die Bewegung der Laufkatze) und Lastheben bzw. Lastsenken. Sie 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 diese nur wenig benutzt und handelt es sich 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 Kraneinheiten.

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 150 t schwer sind.

Der **Kranwagen** besteht aus den beiden Längsträgern, aus den an den Enden der Längsträger angebrachten Kopfträgern, aus den Laufträgern und dem Triebwerke.

Der **Radstand** ist die Entfernung der hintereinander liegenden Bühnenlaufräder. Er 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 Laufschiene beeinflusst.

Das Verhältnis von Radstand zur Spannweite kann gewählt werden:

bis 10 m Spannweite:

$$\text{Radstand} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{5} \text{ der Spannweite,}$$

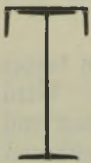
über 10 m Spannweite:

$$\text{Radstand} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ der Spannweite.}$$

Für Kranträger bis zu einer Höhe von 450 mm werden im allgemeinen gewalzte Träger¹⁾ verwendet. Außer den Normalprofilen kommen noch die breitflanschigen Differdinger (Grey-)Träger in Betracht, die namentlich bei Spannweiten über 8 m und bei Motorantrieb zweckmäßige Verwendung finden.

Gewöhnliche I-Träger werden bei Motorantrieb durch aufgenietete □-Eisen versteift (Fig. 919). 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.

Fig. 919.



Versteifter I-Träger.

Querschnittsberechnung. Die Beanspruchung der Kranträger erfolgt:

- durch Vertikalkräfte: Last und Eigengewicht,
- 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_b berücksichtigt. Je größer die Spannweite, Fahrgeschwindigkeit und Häufigkeit der Grenzlast Q_{max} , um so niedriger ist k_b zu wählen.

Bei Motorantrieb wird daher $k_b \leq 600$ bis 750 kg/qcm, bei Handbetrieb $k_b = 800$ kg/qcm und darüber gesetzt.

Mit der Gesamtbeanspruchung kann man — da die Festigkeit des Baustoffes voll ausgenutzt werden soll — unbedenklich bis auf 1000 bis 1200 kg/qcm gehen, sofern sämtliche Kräfte (Last, Eigengewicht, Trägheitskräfte) mit ihren tatsächlichen Angriffspunkten berücksichtigt werden, und wenn die Trägerhöhe die Durchbiegung auf ein geringes Maß beschränkt. Letztere Bedingung ist namentlich bei Fachwerkträgern ohne weiteres erfüllt. Bei Hüttenwerkskränen darf der Einfluß der strahlenden Wärme nicht vergessen werden. Bezeichnet

Q die halbe auf einen Träger entfallende Nutzlast einschl. halbes Katzen-, Ketten- und Hakengewicht,

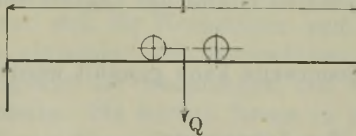
Q' den Raddruck,

G das zu schätzende Eigengewicht des ganzen Trägers,

l die Spannweite in cm,

so ist bei mittlerer Stellung der Last für Überschlagsrechnungen genügend genau

Fig. 920.



Annähernde Berechnung der Fahrbahn.

$$\frac{Ql}{4} + \frac{Gl}{8} = Wk_b.$$

Bei genauer Rechnung für die Ausführung ist jedoch der Radstand a der Laufkatze zu berücksichtigen.

¹⁾ Bei Walzprofilen wähle man die Trägerhöhe mit Rücksicht auf die Durchbiegung mindestens $\frac{1}{25}$ der Spannweite.

Ist x die Entfernung des linken Rades vom linken Auflager mit der Beschränkung, daß $x \leq \frac{l}{2}$, so ist zunächst der Auflagerdruck

$$W_1 = \frac{Q'}{l} [(l-x) + (l-a-x)],$$

und daher das im Abstände x vorhandene größte Biegemoment

$$M_x = \frac{Q'}{l} [l-x + l-a-x]x,$$

$$= \frac{Q'}{l} [2l - 2x - a]x$$

oder
$$M_x = \frac{Q'}{l} (2lx - 2x^2 - ax) = f(x).$$

M_x erreicht ein Maximum für

$$\frac{dM}{dx} = 2l - 4x - a = 0, \text{ woraus } x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

Bei genauer Rechnung ist also das größte Biegemoment 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 $\frac{1}{600}$ der Spannweite betragen. Bezeichnet

- δ die größte Durchbiegung des Kranträgers in cm,
- Q die halbe Nutzlast in der Trägermitte in kg,
- G das Eigengewicht in kg,
- J das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnittes in cm^4 ,
- E den Elastizitätsmodul,

so bestimmt sich die Durchbiegung mit genügender Genauigkeit nach der Formel

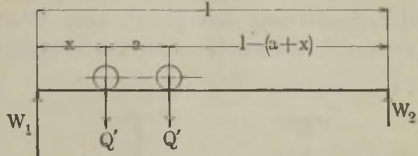
$$\delta = \left[\frac{Q + \frac{5}{8}G}{E \cdot J} \right] \frac{l^3}{48}.$$

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

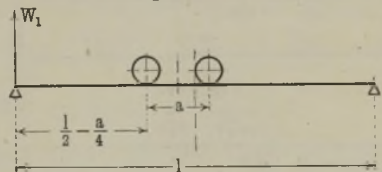
bestehen aus dem Stehblech (Steg), den vier Gurtungswinkeleisen und den Gurtplatten (Kopfplatten). Mit Rücksicht auf Materialersparnis macht man meistens die Trägerhöhe den kleiner werdenden Biegun-

Fig. 921.



Ermittlung der Katzenstellung für M_{max} .

Fig. 922.



Katzenstellung für M_{max} .

momenten entsprechend nach beiden Enden zu kleiner. Die üblichen Formen der genieteten Träger sind durch die Fig. 923 bis 930 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.

Fig. 923.

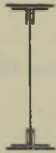


Fig. 924.



Fig. 925.

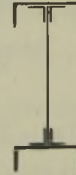
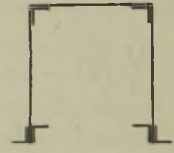


Fig. 926.



Querschnittformen genieteter Träger.

Fig. 927.

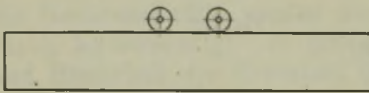


Fig. 928.

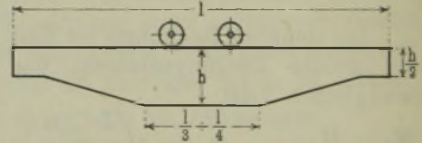


Fig. 929.

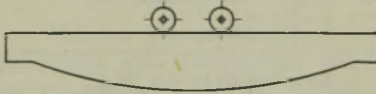
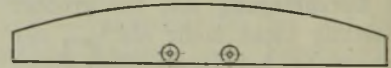


Fig. 930.



Längsansichten genieteter Kranträger.

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) Ermittlung des Trägheits- und Widerstandsmomentes.

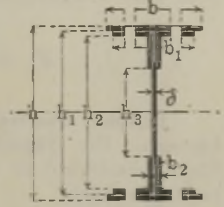
Nach entsprechender Annahme der Trägerhöhe und der übrigen Querschnittsdimensionen nach den unter b) bis d) gemachten Angaben handelt es sich darum, das Widerstandsmoment des gewählten Querschnittes mit dem erforderlichen Widerstandsmoment in Übereinstimmung zu bringen. Bezeichnet

- 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. 931 eingetragenen Höhenmaße,
 b, b_1, b_2 die in die Figur eingetragenen Breiten nach Abzug [der Nietlöcher,
 δ die Stegdicke, [der Nietlöcher,
 s die Gesamtdicke der Gurtplatten einer Gurtung,

so können wir entweder gleich den ganzen Querschnitt unter Zuhilfenahme nachstehender Tabellen annehmen und unter Vorbehalt etwaiger Korrektur der Querschnittsdimensionen das Widerstandsmoment bestimmen, oder wir legen zunächst nur den Querschnitt ohne Gurtplatten fest und bestimmen durch Rechnung die Gurtplattendicke.

Fig. 931.



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. 931 können wir dazu die Formel¹⁾

$$J' = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3) + b_2(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12} \dots 1)$$

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

$$J_0 = \frac{b_1(h_1^3 - h_2^3) + b_2(h_2^3 - h_3^3) + \delta \cdot h_3^3}{12} \dots \dots \dots 2)$$

und die dann noch erforderliche Gesamtdicke s der Gurtungsplatten einer Gurtung annähernd aus

$$J = J_0 + 2bs \left(\frac{h_1}{2}\right)^2, \text{ woraus } s = \frac{2}{bh_1^2}(J - J_0),$$

oder, da $W_0 = \frac{J_0}{h_1:2}$ und annähernd auch $W = \frac{J}{h_1:2}$,

$$s = \frac{W - W_0}{bh_1} \dots \dots \dots 3)$$

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

$$J = q \frac{h^2}{2} \text{ und } W = q \cdot h.$$

1) Vgl. auch die Berechnungsweise S. 399, 507 und 546.

Näherungsrechnung für genietete Träger¹⁾.

Bezeichnet F die Querschnittsfläche der Gurtung in qcm,

F_1 die Querschnittsfläche des Steges „ „

δ dessen Dicke in cm,

h_0 den Abstand der Gurtungsschwerpunkte in cm,

so ist das Trägheitsmoment der Gurtungen $J_1 \sim 2F \left(\frac{h_0}{2}\right)^2 = \frac{F \cdot h_0^2}{2}$

und das Trägheitsmoment des Steges $J_2 = \frac{\delta h_0^3}{12} = \frac{F_1 h_0^2}{12}$, folglich

$$J = J_1 + J_2 = \frac{h_0^2}{2} \left(F + \frac{1}{6} F_1 \right) \quad \text{und} \quad W = h_0 \left(F + \frac{1}{6} F_1 \right).$$

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 Gurtungswinkelisen berechnet werden.

Die Querschnittsfläche des Stehbleches ist angenähert

$$F_1 = \delta \cdot h_0 = 1 \cdot 66 = 66 \text{ qcm.}$$

Daher nach der entwickelten Gleichung

$$2900 = 66 \left(F + \frac{1}{6} \cdot 66 \right), \quad \text{woraus} \quad F = \frac{2900}{66} - 11 = 33 \text{ qcm.}$$

Jedes Gurtungswinkelisen erfordert demnach einen Querschnitt $\frac{1}{2} F = 16,5 \text{ qcm}$ und bei Nieten von 2 cm Durchmesser den Gesamtquerschnitt $f = 16,5 + 2 \cdot 1 = 18,5 \text{ qcm}$. Dem entspricht Winkelisen $100 \times 100 \times 10$ mit $f = 19 \text{ qcm}$. Für diesen Querschnitt würde bei genauer Berechnung mit Hilfe der Winkelisentabellen

$$J = 4(177 + 19,2 \cdot 33,18^2) + \frac{1 \cdot 72^3}{12} - 2 \underbrace{\left(\frac{3 \cdot 2^3}{12} + 3 \cdot 2 \cdot 30,5^2 \right)}_{\text{Nietabzug}} = 105\,226 \text{ cm}^4$$

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 mm, meist 7 und 8 mm,

bei besonders schweren Konstruktionen $\delta = 12$ bis 15 mm.

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. 932 und 933).

¹⁾ Lauenstein, Technische Mechanik.

Die Profile dieser Winkeleisen, welche sich einer Berechnung entziehen, nimmt man in der Dicke um 1 bis 2 mm und in der Schenkelbreite 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:

$$\text{Nietstärke etwa} = 2\delta,$$

$$\text{Nietteilung} = 6\text{- bis } 8\text{fache Nietstärke.}$$

c) Gurtungswinkeleisen.

Man wählt hierzu Winkeleisen Nr. 6 bis Nr. 12, je nach der Trägergröße. Als Anhaltswert kann benutzt werden

$$\text{Winkeleisendicke} \dots = \delta,$$

$$\text{Schenkellänge} \dots \leq 8\delta.$$

Bei Verwendung ungleichschenkliger Winkeleisen ist stets der kürzere Schenkel senkrecht, der längere waagrecht zu legen.

Das Stoßen der Winkeleisen kann meist vermieden werden, da die normale Länge der Winkeleisen 8 m beträgt und dieselben gegen Preisauflschlag bis 14 m zu erhalten sind.

Die Stoßlaschen auf einer Stoßseite müssen denselben Querschnitt haben wie das betreffende Winkeleisen, die Niete einen $\frac{4}{3}$ 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 sie 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

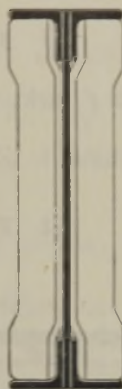
$$d = \delta + 6 \text{ mm,}$$

worin δ = Mittelwert der Eisenstärken. Die Werte sind auf 13, 16, 20 und 23 mm abzurunden.

Bestimmung der Nietteilung t .

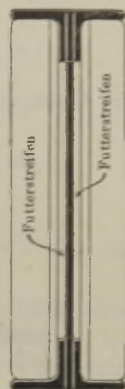
a) Nieten zwischen Stehblech und Winkeln. Ist J das Trägheitsmoment des Blechbalkens, M_1 und M_2 die Biegemomente in den Querschnitten I und II, y der Schwerpunktsabstand des an-

Fig. 932.



Mit gekröpften Winkeleisen.

Fig. 933.



Mit Futterstreifen

(besser der einfachen Ausführung wegen).

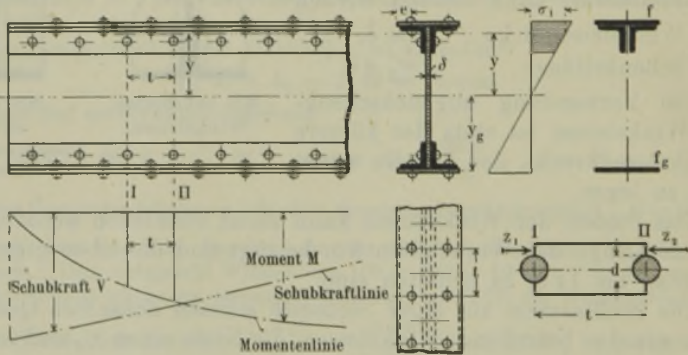
zunietenden Gurtquerschnittes f von der neutralen Achse, dann ist die durchschnittliche Beanspruchung im angeschlossenen Gurtquerschnitt f :

$$\begin{aligned} \text{im Querschnitt I: } \sigma_1 &= \frac{M_1}{J/y} = \frac{M_1 y}{J} \\ \text{„ „ II: } \sigma_2 &= \frac{M_2}{J/y} = \frac{M_2 y}{J} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots 1)$$

Im Gurtquerschnitt f wirkt also eine Kraft:

$$\begin{aligned} \text{im Querschnitt I: } Z_1 &= f \cdot \sigma_1 = f \frac{M_1 y}{J} \\ \text{„ „ II: } Z_2 &= f \cdot \sigma_2 = f \frac{M_2 y}{J} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots 2)$$

Fig. 934 bis 940.



Berechnung der Nietteilung.

Beide Kräfte sind verschieden groß, der Niet muß, damit Gleichgewicht besteht, die Kraft $P = Z_2 - Z_1$ aufnehmen:

$$P = Z_2 - Z_1 = \frac{f \cdot y}{J} (M_2 - M_1) \quad \dots \dots \dots 3)$$

Nun ist allgemein der Differentialquotient $\frac{dM}{dx}$ des Biegemoments gleich der Schubkraft V , oder hier:

$$\frac{M_2 - M_1}{t} = V, \text{ also } M_2 - M_1 = V \cdot t.$$

Eingesetzt in Gleichung 3)

$$P = Z_2 - Z_1 = \frac{f y}{J} (M_2 - M_1) = \frac{f \cdot y}{J} \cdot V \cdot t \quad \dots \dots 4)$$

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)

$$2 d \delta k_s = \frac{f y}{J} V \cdot t,$$

oder Nietteilung

$$t = \frac{2 d \delta k_s \cdot J}{f \cdot y \cdot V}.$$

Anmerkung: Ist die Abscherfestigkeit maßgebend, so ist

$$P = 2 \frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_s, \text{ also } 2 \frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_s = \frac{f y}{J} \cdot V \cdot t,$$

oder Nietteilung

$$t = \frac{2 d^2 \pi \cdot k_s \cdot J}{4 \cdot f \cdot y \cdot V}.$$

Die Schubkraft V ist am Auflager am größten, dort wird also die Nietteilung t am kleinsten.

Meist werden zwei Nietteilungen ausgeführt, eine für die Mitte, eine für die Seiten. Damit die Bleche gut aufeinanderliegen, wird $t \leq 6 d$ gemacht, wenn auch die Rechnung größere Werte erlaubt. Kleinster Nietabstand mit Rücksicht auf die Kopfbildung $t \geq 2,5 d$.

b) Nieten zwischen Gurtblechen und Winkeln (Fig. 934 bis 940). Im gleichen Querschnitt sitzen zwei einschnittige Nieten, für die die Abscherfestigkeit maßgebend ist. Rechnung genau wie vorher, es wird:

$$P = 2 (d^2 \pi / 4 \cdot k_s) = \frac{f_g \cdot y_g}{J} \cdot V \cdot t,$$

also

$$t = \frac{2 d^2 \pi \cdot k_s \cdot J}{4 \cdot f_g \cdot y_g \cdot V}.$$

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 $\frac{2}{3} \delta$ 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 $\frac{4}{3}$ des Stehblechquerschnittes zu machen.

Die Nietverbindung an der Stoßstelle wird auf Biegung beansprucht (s. S. 360), die Nieten dürfen keine unzulässigen Beanspruchungen dadurch erleiden.

Beispiel: Der skizzierte Kran (Fig. 943) erleidet in der Mitte ein Biegemoment $M = 1800000$ kgcm bei einem Widerstandsmoment $W = 2690$ cm³ (s. Tab. 77 bis 79, S. 503). Das Stehblech ist in der Mitte gestoßen, Winkel und Gurtbleche sind einteilig. Die Vernietung ist zu berechnen. Nietdurchmesser $d = 2$ cm.

$$\text{Größte Beanspruchung: } \sigma = \frac{M}{W} = \frac{1\,800\,000}{26\,10} = 670 \text{ kg/qcm.}$$

$$\text{Widerstandsmoment des Stehbleches: } W_0 = \frac{1 \cdot 60^2}{6} = 600 \text{ cm}^3.$$

Also wird durchs Stehblech das Moment übertragen:

$$M_0 = W_0 \cdot \sigma = 600 \cdot 670 = 402\,000 \text{ kgcm.}$$

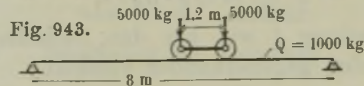
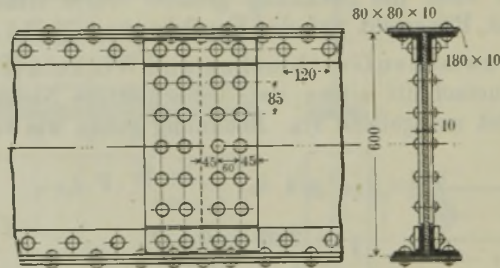
Der Abstand der äußersten Niete ist nach Fig. 941 u. 942: $h_1 = 51 \text{ cm}$; bei einer Teilung $a_2 \sim 4d \sim 85 \text{ mm}$ lassen sich sieben Niete in eine Reihe setzen. Dann folgt aus Gleichung 3) (S. 360) bei Nietanordnung b) und zwei Nietreihen die Nietbeanspruchung:

$$\sigma = \frac{M_0}{2d\delta \cdot h_1 \cdot c} = \frac{402\,000}{2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 51 \cdot 3,12} = 634 \text{ kg/qcm.}$$

was noch zulässig ist.

Die Summe der Nietquerschnitte soll $= \frac{4}{3} \cdot \text{Stehblechquerschnitt} = \frac{4}{3} \cdot 60 \cdot 1 = 80 \text{ qcm}$ sein; sie ist bei den verwendeten 14 Nieten gleich $2 \cdot 14 \cdot \frac{2^2 \pi}{4} = 88 \text{ qcm}$, also genügend.

Fig. 941 u. 942.



Skizze zum Beispiel.

Der Querschnitt der aufgenieteten Laschen (2 auf das Stehblech von $430 \cdot 8 \text{ mm}$, 4 auf die Winkeleisen von $70 \cdot 8 \text{ mm}$) ist

$$F_1 = 2 \cdot 43 \cdot 0,8 + 4 \cdot 7 \cdot 0,8 = 91,2 \text{ qcm,}$$

also größer als der Stehblechquerschnitt.

Das Widerstandsmoment der Laschen ist:

$$W_1 \sim \frac{57^2 \cdot (2 \cdot 0,8)}{6} = 867 \text{ cm}^3,$$

also größer als das des Stehblechs.

Steht die Katze unmittelbar rechts von der Mitte, so entsteht im Schnitt eine Schubkraft von 4250 kg . Diese 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) Stoßfugenüberlaspung im Gurt.

Der Stoß der Winkel und Gurtbleche ist möglichst zu vermeiden. Bis 14 m Länge ist dies 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 Widerstandsmoment 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 $= \frac{4}{3}$ des zu stoßenden Querschnittes f ist:

$$n \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{4}{3} f, \text{ also } n = \frac{4}{3} \frac{f}{d^2 \pi/4}$$

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. 492 das Biegemoment annähernd

$$M_b = \frac{12000 \cdot 1400}{4} + \frac{14 \cdot 170 \cdot 1400}{8} = 4200000 + 416500 = 4616500 \text{ kgcm},$$

und das erforderliche Widerstandsmoment bei 750 kg/qcm zulässiger Beanspruchung

$$W = \frac{4616500}{750} = 6155 \text{ cm}^3.$$

Nach S. 494 kann die Trägerhöhe $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{16}$ der Spannweite betragen. Wir wählen

$$\text{eine Trägerhöhe (ohne Gurtplatten)} h_1 = \frac{1}{12} l = \frac{14000}{12} = 1166 \sim 1200 \text{ mm},$$

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. 495) ein Trägheitsmoment

$$J_0 = \frac{13(120^3 - 118^3) + 3(118^3 - 104^3) + 1 \cdot 104^3}{12} = 281996 \text{ cm}^4,$$

bzw. ein Widerstandsmoment

$$W_0 = \frac{J_0}{h/2} = \frac{281996}{60} = 4700 \text{ cm}^3.$$

Nach Gleichung 3) (S. 495) wird dann die erforderliche Dicke der Gurtplatten, deren Breite wir zu 180 mm annehmen,

$$s = \frac{W - W_0}{b \cdot h_1} = \frac{6155 - 4700}{14 \cdot 120} = 0,86 \sim 1 \text{ cm},$$

womit sämtliche Querschnittsdimensionen bestimmt sind.

Zur Kontrolle rechnen wir das nun vorhandene Widerstandsmoment nochmals nach.

Es ist nach Gleichung 1) (S. 495)

$$J' = \frac{14(122^3 - 120^3) + 13(120^3 - 118^3) + 3(118^3 - 104^3) + 1 \cdot 104^3}{12} = 384652 \text{ cm}^4$$

und

$$W' = \frac{384652}{61} = 6300 \text{ cm}^3.$$

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 180×10	$2 \times 14 = 28,00$ kg
Gurtungswinkleisen $80 \times 80 \times 10$	$4 \cdot 11,78 \sim 47,12$ „
Stehblech 10 mm dick	<u>93,36</u> „
Zusammen	168,48 kg,

also ziemlich übereinstimmend mit unserer Schätzung von 170 kg pro Meter.

Auf S. 493 wurde außer der angenäherten Biegungsgleichung $\frac{Ql}{4} + \frac{Gl}{8} = Wk_b$ noch die genauere Gleichung mit Berücksichtigung des Radstandes der Laufkatze entwickelt. Dieselbe lautete für die bewegliche Last

$$W_1 \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) = Wk_b.$$

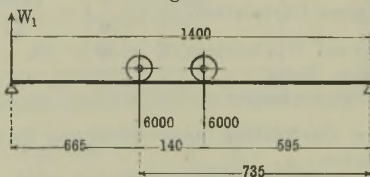
Nehmen wir nun an, daß

$$\begin{aligned} \text{der Raddruck } Q' &= \frac{20\,000 + 4000}{4} = 6000 \text{ kg,} \\ \text{das Eigengewicht pro Meter} &= 170 \text{ kg,} \\ \text{der Laufkatzenradstand} &= a = 1400 \text{ mm,} \end{aligned}$$

so erhalten wir zunächst

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = \frac{1400}{2} - \frac{1400}{4} = 665 \text{ cm.}$$

Fig. 944.



Katzenstellung für genaue Laststellung.

Damit wird nach Fig. 944

$$W_1 = \frac{6000 \cdot 735 + 6000 \cdot 595}{1400} = 5700 \text{ kg.}$$

also $M_b = 5700 \cdot 665 = 3\,790\,500 \text{ kgcm}$

und $W' = \frac{3\,790\,500}{750} = 5054 \text{ cm}^3.$

Der vorher berechnete Annäherungswert $W' = 6155 \text{ cm}^3$ ist also um 1101 cm^3 zu hoch, k_b wird also kleiner als 750 kg/qcm .

Die Durchbiegung unseres Trägers beträgt nach S. 493

$$\delta = \left[\frac{Q + \frac{5}{8}G}{E \cdot J} \right] \frac{l^3}{48} = \left[\frac{12\,000 + \frac{5}{8} \cdot 14 \cdot 170}{2\,000\,000 \cdot 384\,652} \right] \frac{1400^3}{48} = 1,0 \text{ cm.}$$

Der zulässige Wert der Durchbiegung ist hingegen bei $\frac{1}{600}$ 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 gestützten Trägern.

Tabelle 77.

Trägerhöhe ohne Gest.		9 Gurtungswinkelraum 80 × 80 × 10 mm Stahlblechdicke 10 mm Niederdrehmesser 90 mm			
cm	Ohne Gurtplatten	1 Gurtplatte 100 × 10 mm		2 Gurtplatten 100 × 10 mm	
		Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer	Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer
40	1060	78	106	2 100	134
45	1260	82	110	2 420	138
50	1470	86	114	2 760	142
55	1680	90	118	3 110	146
60	1900	94	122	3 470	150
65	2140	98	126	3 840	154
70	2380	102	130	4 200	158
75	2630	105	133	4 600	161
80	2890	109	137	5 000	165
85	3150	113	141	5 400	169
90	3430	117	145	5 800	173
95	3710	121	149	6 220	177
100	4000	125	153	6 650	181
105	4300	129	157	7 090	185
110	4610	132	160	7 530	188
115	4930	136	164	7 980	192
120	5250	140	168	8 450	196
125	5590	144	172	8 920	200
130	5930	148	176	9 400	204
135	6280	152	180	9 880	208
140	6640	156	184	10 370	212
145	7000	160	188	10 860	216
150	7380	164	192	11 360	220

Die eingetragenen Trägertabellen erhält man durch Multiplikation der Widerstandsmomente mit der letzten Trägerhöhe.

Tabelle 76.

Trägerhöhe ohne Gest.		9 Gurtungswinkelraum 90 × 90 × 10 mm Stahlblechdicke 10 mm Niederdrehmesser 94 mm			
cm	Ohne Gurtplatten	1 Gurtplatte 90 × 10 mm		2 Gurtplatten 90 × 10 mm	
		Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer	Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer
40	1290	94	131	2 010	169
45	1520	98	135	3 020	173
50	1770	102	139	3 430	177
55	2030	106	143	3 870	181
60	2300	110	147	4 310	185
65	2580	114	151	4 760	189
70	2860	118	155	5 220	193
75	3140	121	158	5 700	198
80	3440	125	162	6 170	200
85	3750	129	166	6 650	204
90	4070	133	170	7 150	208
95	4400	137	174	7 650	212
100	4720	141	178	8 160	216
105	5067	145	182	8 680	220
110	5420	149	186	9 200	224
115	5780	153	190	9 740	228
120	6140	157	194	10 300	232
125	6520	160	197	10 840	235
130	6900	164	201	11 400	239
135	7300	168	205	11 980	243
140	7700	172	209	12 560	247
145	8110	176	213	13 140	251
150	8530	180	217	13 740	255

Die Verjüngung der Kranträger nach beiden Enden hin kann man dadurch berücksichtigen, daß man für die verjüngten Teile nur $\frac{1}{2}$ der oben angegebenen Gewichte in Rechnung setzt.

Tabelle 79.

Trägerhöhe ohne Gest.		9 Gurtungswinkelraum 100 × 100 × 10 mm Stahlblechdicke 10 mm Niederdrehmesser 96 mm			
cm	Ohne Gurtplatten	1 Gurtplatte 200 × 10 mm		2 Gurtplatten 200 × 10 mm	
		Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer	Widerstandsmoment M ₀	lastendes Meer
40	1460	107	157	2 300	207
45	1740	111	161	2 680	211
50	2020	115	165	3 070	215
55	2300	119	169	3 480	219
60	2600	123	173	3 890	223
65	2920	127	177	4 310	227
70	3230	130	180	4 740	230
75	3560	134	184	5 180	234
80	3900	138	188	5 620	238
85	4240	142	192	6 080	242
90	4600	146	196	6 560	246
95	4960	150	200	7 020	250
100	5320	154	204	7 500	254
105	5700	158	208	8 000	258
110	6090	162	212	8 500	262
115	6480	166	216	9 000	266
120	6880	169	219	9 500	269
125	7300	173	223	10 040	273
130	7720	177	227	10 580	277
135	8150	181	231	11 120	282
140	8600	185	235	11 670	285
145	9080	189	239	12 230	289
150	9480	193	243	12 790	293

Die Werte für die Widerstandsmomente sind abgerundet. Genauere Werte finden sich in dem kleinen Werke H. Zimmernann, „detaillierte Träger“, Verlag von W. Zill, Ernst u. Sohn, Berlin, und im Taschenbuch der Maße.

i) Begrenzung der Fahrbahn.

Die Laufkranschiene erhalten an den Fahrgrenzen einen Anschlag nach den Fig. 945 bis 947.

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 Pufferfedern verwendet. Einen Puffer mit Öl- oder Glycerinfüllung nach Art der Bremszylinder stellt Fig. 947 dar.

Er wird auf den Kranträger aufgeschraubt; das Katzengestell drückt gegen den vorstehenden Kolben und schiebt ihn in den Zylinder.

Fig. 945.

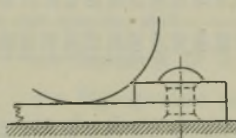
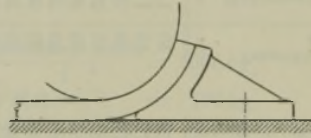
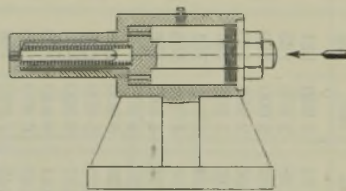


Fig. 946.



Fahrbahnbegrenzung.

Fig. 947.



Puffer.

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. 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. 924 und 925), bei genügender Festigkeit ein Durchfahren der Katze gestatten und werden nach Fig. 948 unter Verwendung von Profileisen und Blechen hergestellt.

Die zweckmäßigste Seitenversteifung bilden Laufstege am gedrückten Obergurt. Dieselben werden bei elektrischem Antrieb fast ausnahmslos angewandt und etwas unterhalb der Gurtung gelegt, um gegen

Absturz nach innen zu schützen (Fig. 950). Die Abdeckung der Laufstege erfolgt durch Holz, Riffelbleche oder gelochte Bleche mit möglichst großen Lochöffnungen, welche das Licht gut hindurchlassen, und so die Schattenbildung verhindern.

Fig. 948.

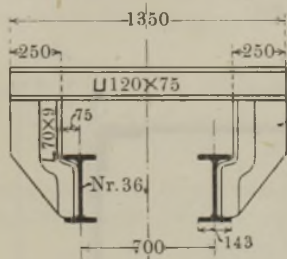
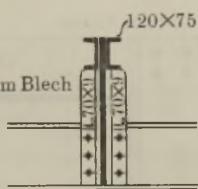


Fig. 949.



Obenliegende Versteifung der Längsträger.

Fig. 950.

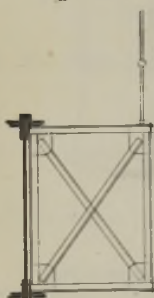
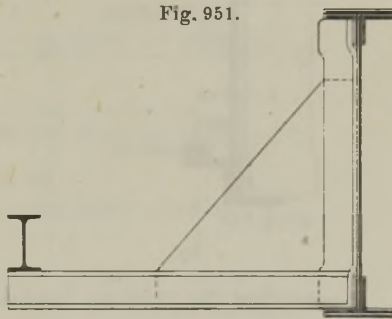
Richtige Seitenversteifung durch
Hilfsträger und Laufsteg.

Fig. 951.



Ungünstige Seitenversteifung.

Die Fig. 951 stellt eine unvollkommene Versteifung dar, weil der gefährdete Obergurt und damit die Spurweite ungesichert bleibt.

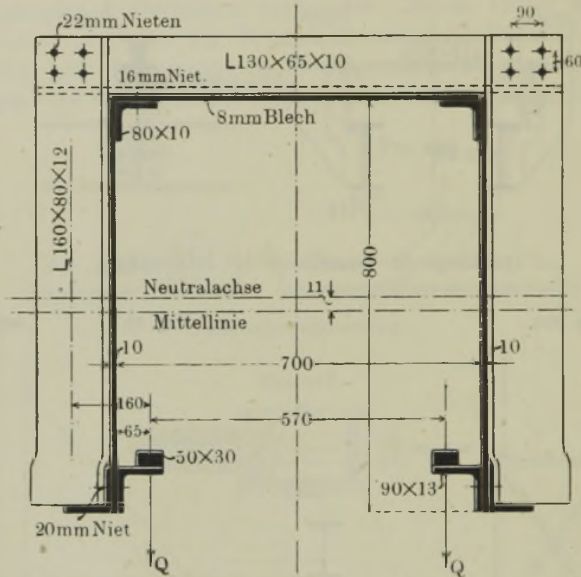
1) Kastenträger mit innenliegender Fahrbahn.

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 Laufsteiges 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 Biegemoment, welches durch den Abstand des Raddruckes von dem Stehblech auftritt, durch besondere Versteifungskammern 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. 952.



Kastenträger für 12 000 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 $L 100 \times 100 \times 15$ 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 Radruckes von der Neutralachse der Winkeleisen

$$Q \cdot y = W \cdot k_b.$$

Für den Querschnitt (Fig. 952) berechnet sich der Abstand der Neutralachse von der unteren Kante unter Vernachlässigung der Laufschienen wie folgt:

Es ist für $L 90 \times 13$: Fläche $f = 21,8$ qcm;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,7 cm;
 $J_x = 158$ cm⁴;

für $L 80 \times 10$: Fläche $f' = 15,1$ qcm;
Schwerpunktsabstand von der Basis 2,34 cm;
 $J_x = 87,5$ cm⁴.

Dann wird nach der Beziehung für die Schwerpunktsbestimmung

$$F \cdot y_0 = f_1 \cdot y_1 + f_2 \cdot y_2 + f_3 \cdot y_3 + \dots$$

für den halben Querschnitt

$f_1 y_1$	für das Stehblech	80 . 1 . 40	= 3200	cm ³
$f_2 y_2$	" 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

$$y_0 = \frac{f_1 y_1 + f_2 y_2 + \dots}{F} = \frac{6884,4}{167,5} = 41,1 \text{ cm.}$$

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

$$J = 2 \left(\frac{1 \cdot 80^3}{12} + 1 \cdot 80 \cdot 1,1^2 \right) = 85\,526 \text{ cm}^4,$$

für die obere Gurtplatte ist

$$J = \frac{72 \cdot 0,8^3}{12} + 72 \cdot 0,8 \cdot 39,3^2 = 77\,129 \text{ „}$$

für die unteren vier Winkeleisen ist

$$J = 4 \cdot 158 + 2(2 \cdot 21,8 \cdot 36,6^2) = 107\,460 \text{ „}$$

für die oberen Winkeleisen ist

$$J = 2 \cdot 87,5 + 2(15,1 \cdot 36,56^2) = 40\,613 \text{ „}$$

abziehen sind

$$= 310\,748 \text{ cm}^4,$$

für die unteren Nietlöcher

$$J = 2(3,6 \cdot 2 \cdot 36,6^2) = 19\,296$$

für die oberen Nietlöcher

$$J = 2(1,8 \cdot 1,6 \cdot 34,9^2) = 7\,015 \quad 26\,311 \text{ „}$$

Demnach Widerstandsmoment

$$J = 284\,437 \text{ cm}^4.$$

$$W = \frac{J}{e} = \frac{284\,437}{41,1} = 6920 \text{ cm}^3.$$

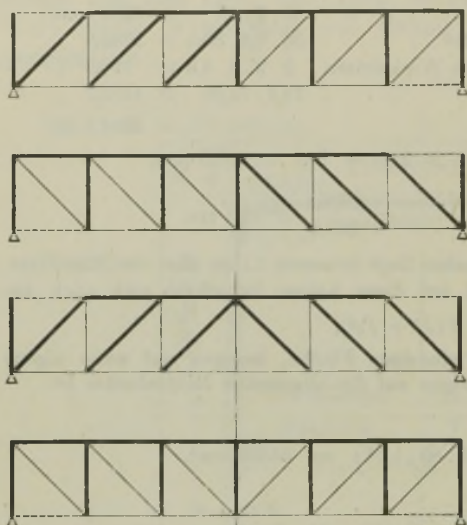
B. Fachwerkträger

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.

Über Beanspruchung siehe S. 492.

Die gebräuchlichste Ausführungsform ist der Parallelträger und der Halbparabelträger mit meist obenliegender Fahrbahn.

Die Trägerhöhe wird gewöhnlich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{15}$ der Spannweite und die Feldweite etwa gleich dem Radstande der Laufkatze gewählt. Die Laufschiene müssen durch Unterlegplatten die Belastung auf die Knotenpunkte übertragen, bzw. muß der Obergurt biegungsfest konstruiert sein.

Fig. 953 bis 956¹⁾

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. 953 bis 956. 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 Ermittlung 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 Cremonaplanes die Stabspannungen (vgl. S. 354).

In nachstehend durchgeführtem Berechnungsbeispiel (Fig. 957) 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. 509); 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.

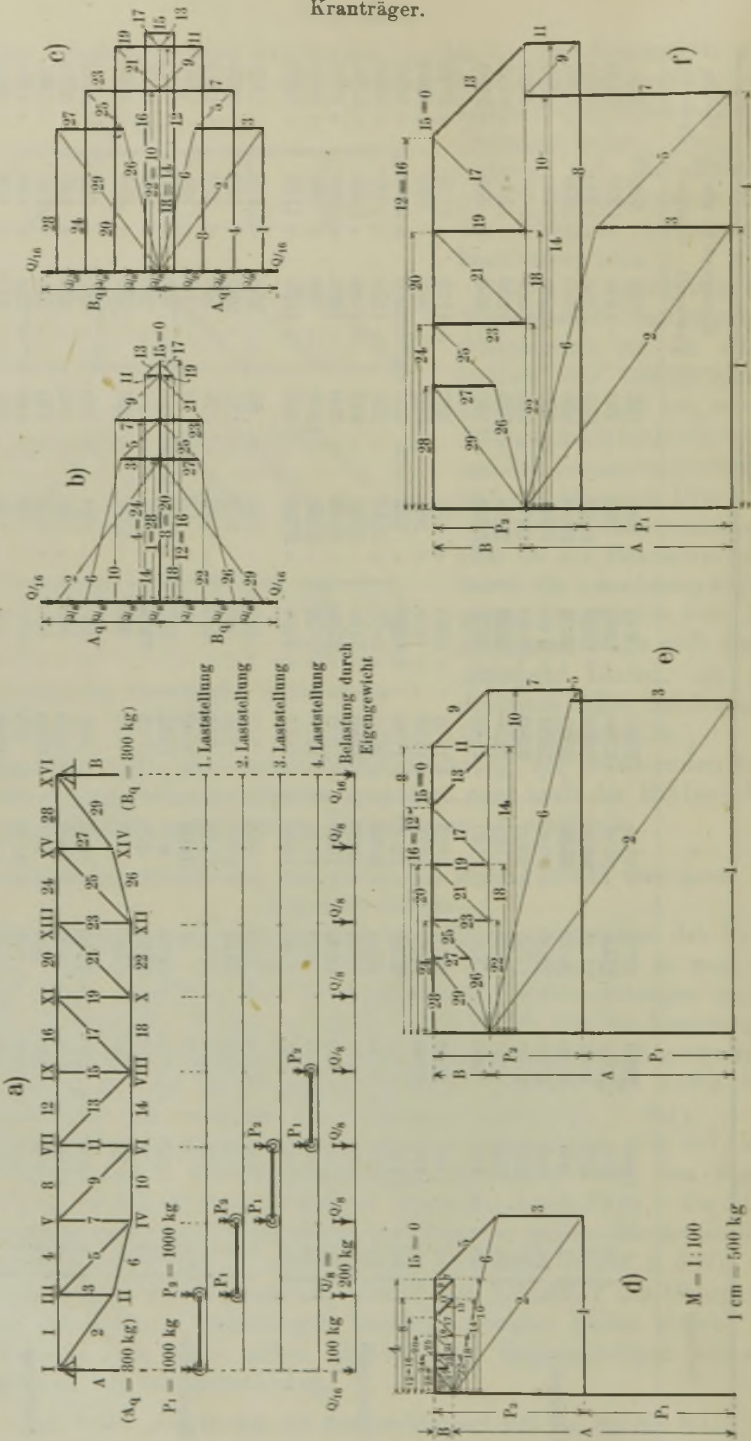
¹⁾ Vgl. S. 518 „Ausführung der Fachwerkträger“ mit Fig. 962 bis 964.

Tabelle 80. Stabspannungen des Fachwerkträgers Fig. 939.

Stellung	1	2	3	4	5	6	7	8	Eigengewicht am Untergurt	Eigengewicht am Obergurt	Größe Spannung
Obergurt.	1	-1190	-1875	-1520	-1140	810	500	160	-950	-940	-3150
	4	775	-2270	-2250	-1725	1225	750	250	-1200	-1200	-3950
	8	625	-1900	-3380	-2600	1850	1120	375	-1500	-1500	-4480
	12	500	-1500	-3500	-3500	2500	1500	500	-1600	-1600	-5100
	16	500	-1500	-2500	-850	200	1500	500	-1600	-1600	-5100
	20	375	-1120	-1800	-3150	3150	1900	625	-1500	-1500	-4880
	24	250	-750	-1225	-2600	3380	2270	775	-1200	-1200	-3950
	28	160	500	810	-1140	1520	2200	1190	-950	-950	-3150
Untergurt	2	+1460	+2310	+1875	+1450	+1030	+625	+200	+1175	+1175	+3925
	6	+210	+1925	+1570	+1175	+840	+500	+160	+980	+980	+3260
	10	+750	+2750	+2270	+1730	+1220	+740	+250	+1200	+1200	+3950
	14	+615	+1900	+3140	+2600	+1850	+1110	+370	+1500	+1500	+4980
	18	+370	+1110	+1850	+2020	+3140	+1900	+615	+1300	+1300	+4880
	22	+250	+740	+1220	+1730	+2270	+2750	+750	+1200	+1200	+3950
	26	+160	+500	+840	+1175	+1570	+1925	+1210	+980	+980	+3260
	29	+200	+625	+1030	+1450	+1875	+2310	+1460	+1175	+1175	+3925
Senkrechte	3	-825	-1075	-900	-750	-575	-425	-85	-250	-40	-1525
	7	+125	+625	-1375	-1125	-875	-625	-125	-290	500	-1875
	11	+125	+375	-375	-1000	-1000	-875	-375	100	200	-1415
	15	0	0	0	1000	1000	0	0	0	185	-1185
	19	-125	-375	-625	-875	-1125	-375	-375	125	100	-1415
	23	-125	-375	-625	-875	-1125	-1375	-625	125	290	-1875
	27	-85	-250	-425	-575	-750	-900	-1075	825	250	-1525
Schrägen.	5	-600	+100	+1280	+1050	+825	+590	+120	+360	+360	+1640
	9	-180	+530	+525	+1600	+1240	+900	+180	+410	+410	+2010
	13	-180	+530	+900	+275	+1240	+900	+180	+125	+125	+1365
	17	+180	+530	+900	+275	+900	+530	+180	+125	+125	+1365
	21	+180	+530	+900	+1240	+1600	+525	+180	+410	+410	+2010
	25	+120	+350	+590	+825	+1050	+1280	+100	+360	+360	+1640

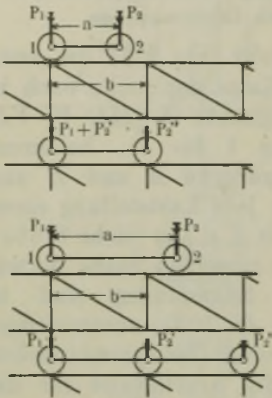
+ bedeutet Zugspannung, - Druckspannung.

Fig. 957 a bis f.



gleichung die Auflagerdrücke 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 Raddrücken $P_1 + P'_2$ und P''_2 ; ist $a > b$, so hat die gedachte Katze drei Achsen im Abstände b und die Raddrücke P_1 , P'_2 und P''_2 .

Fig. 958 u. 959.



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. 957 h ist die Änderung der Stabspannung mit der Laststellung graphisch dargestellt.

b) Ermittlung 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 Biegemomente 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 Biegemoment 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 Knotenpunkt 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 schwere) 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.

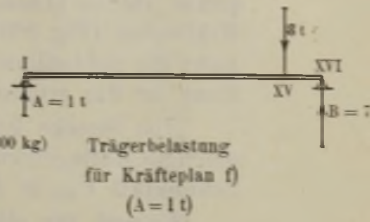
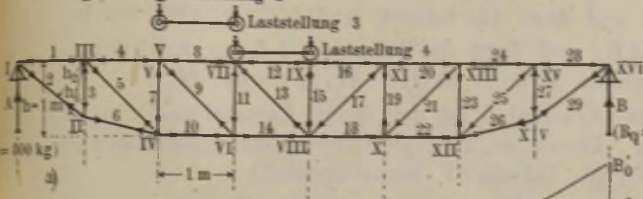
Momente und Scherkräfte durch Seilecke bestimmt.

Die Stabkräfte im Ober- und Untergurt bestimmt man nach der Ritterschen Schnittmethode. Nach S. 512 werden die Gurte durch die Momente beansprucht, man bestimmt diese also zunächst für jeden Knotenpunkt des belasteten Gurtes. In Fig. 960 sind diese Momente

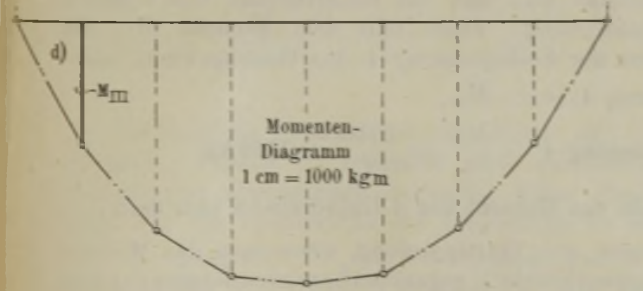
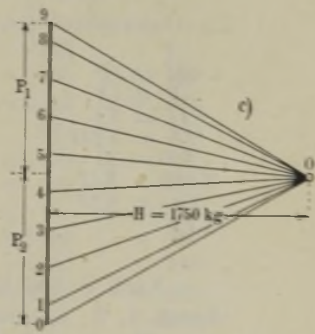
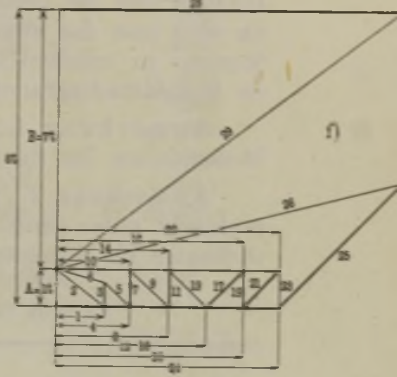
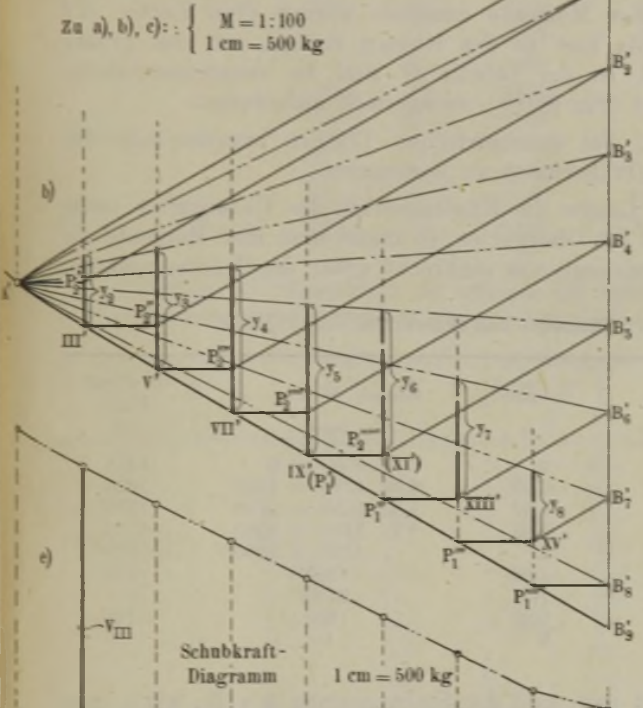
Fig. 960.

1000 kg $P_3 = 1000$ kg

Die eingezeichneten Pfeile gelten für Kräfteplan f) ($A=11$)



Zu a), b), c): $\begin{cases} M = 1:100 \\ 1 \text{ cm} = 500 \text{ kg} \end{cases}$



Ermittlung der Stabspannungen nach der Ritterschen Methode mittels Seilecks.

mittels Seilecken ermittelt. Man stellt die Katze so, daß für den betreffenden Knotenpunkt (z. B. *III*) ein möglichst großes Moment entsteht. Dazu muß man (S. 513) das erste Katzenrad in den Knotenpunkt stellen (Laststellung 2). Man konstruiert aus P_1 und P_2 den Kräfteplan (Fig. 960 c) und dazu das Seileck $A' III' P_2'' B_2'$ (Fig. 960 b), zieht die Schlußlinie AB_2' und dazu die Parallele 20 im Kräfteplan. Dann ist das größtmögliche Moment in *III*: $M_{III} = y_2 \cdot H$.

[Die Strecke $2,9$ im Kräfteplan ist der durch Laststellung 2 in *A* erzeugte Auflagerdruck. Dieser ist aber gleichzeitig die größtmögliche Schubkraft V_{III} in *III* (vgl. Tabelle 81, 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 81 sind sie zusammengestellt, im Momentendiagramm (Fig. 960 d) 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.

Tabelle 81. Momente und Scherkräfte von Fig. 960.

Knotenpunkt	Ordinate y m	Moment $M = y \cdot H$ kgm	Scherkraft $V =$ kg
<i>I</i>	0	$0 \cdot 1750 = 0$	1875
<i>III = II</i>	0,93	$0,93 \cdot 1750 = 1630$	1625
<i>V = IV</i>	1,57	$1,57 \cdot 1750 = 2750$	1375
<i>VII = VI</i>	1,93	$1,93 \cdot 1750 = 3380$	1125
<i>IX = VIII</i>	2	$2 \cdot 1750 = 3500$	875
<i>XI = X</i>	1,93	3380	625
<i>XIII = XII</i>	1,57	2750	375
<i>XV = XIV</i>	0,93	1630	125
<i>XVI</i>	0	0	0

Nach S. 356 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:

$$(\text{Spannung } 4) \cdot h = M_{IV},$$

$$\text{oder} \quad \text{Spannung } 4 = \frac{M_{IV}}{h} = \frac{2750}{1} = 2750 \text{ kg.}$$

(Druckspannung, da das Moment von 4 linksdrehend sein muß.)

Allgemein findet man eine Gurtspannung, wenn man das Moment des im zugehörigen Fachwerkdreieck gegenüberliegenden Knotenpunktes dividiert durch den Abstand des Stabes vom Knotenpunkt.

Tabelle 82. Gurtspannungen von Fig. 960.

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	$M_{IX} = 3380$	1	- 3380
	24	$M_{XIII} = 2750$	1	- 2750
	28	$M_{XIV} = 1630$	0,75	- 2180
	Untergurt	2	$M_{III} = 1630$	0,59
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

Tabelle 83. Spannungen der Schrägen und Senkrechten von Fig. 960.

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	$V_{III} = 1625$	- 1065	+ 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	- 1065
Schräge	5	+ 940	$V_V = 1375$	+ 1290	- 590
	9	+ 1415	$V_{VII} = 1125$	+ 1365	- 530
	13	+ 1415	$V_{IX} = 875$	+ 1235	- 665
	17	- 1415	$V_{XI} = 625$	- 565	+ 1235
	21	- 1415	$V_{XIII} = 375$	- 530	+ 1595
	25	- 4700	$V_{XV} = 125$	- 550	+ 1290

So sind die Spannungen aller Ober- und Untergurtstäbe in obenstehender Tabelle 82 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. 960 f) für das am linken Auflager mit $A = 1 t$ belastete Fachwerk. Man belastet dazu den vorletzten Knoten-

punkt nach rechts zu entsprechend (in Fig. 960 wird Knoten XV mit $8t$ belastet). In Tabelle 83 sind die aus dem Kräfteplan gefundenen Spannungen der Schrägen und Senkrechten für $A = 1t$ zusammengestellt.

In Wirklichkeit erfolgt die Beanspruchung der Schrägen und Senkrechten nicht durch $A = 1t$, sondern durch die je nach dem Querschnitt veränderliche Scherkraft V . Die größte Scherkraft für einen bestimmten Knotenpunkt entsteht, wenn in der Anfahrriechung 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 2,9 im Kräfteplan c (vgl. S. 513).] Die Scherkräfte sind in Tabelle 81, 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. $A5, 7, 4$). Die höchste Belastung in 5 und 7 tritt auf, wenn in der Anfahrriechung 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 $A = 1t = 1000$ kg entstand in 5 die Stabkraft $+ 940$ kg, in 7 die Stabkraft $- 1000$ kg; durch den Auflagerdruck $V_v = 1375$ kg entsteht eine $\frac{1375}{1000} = 1,375$ mal so große Stabkraft, also: Größtspannung in Stab 5 ist $+ 940 \cdot 1,375 = + 1290$ kg,
Größtspannung in Stab 7 ist $- 1000 \cdot 1,375 = - 1375$ kg.

In Tabelle 83 sind so für alle Senkrechten und Schrägen die Stabkräfte ermittelt. Einmal ist dies geschehen für $A = 1t$ und Anfahrriechung von rechts, einmal für $B = 1t$ und Anfahrriechung von links. Man erhält also für jeden Stab zwei Werte, innerhalb deren die Stabkraft schwankt. Bei symmetrischen Trägern ist die Rechnungsdurchführung für $B = 1t$ nicht erforderlich, man braucht nur die Spannungen symmetrisch liegender Stäbe zu vertauschen (z. B. 25 erhält für $B = 1t$ dieselbe Spannung wie 5 für $A = 1t$ 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. 510, Fig. 957 a, b und Tabelle 80, S. 509).

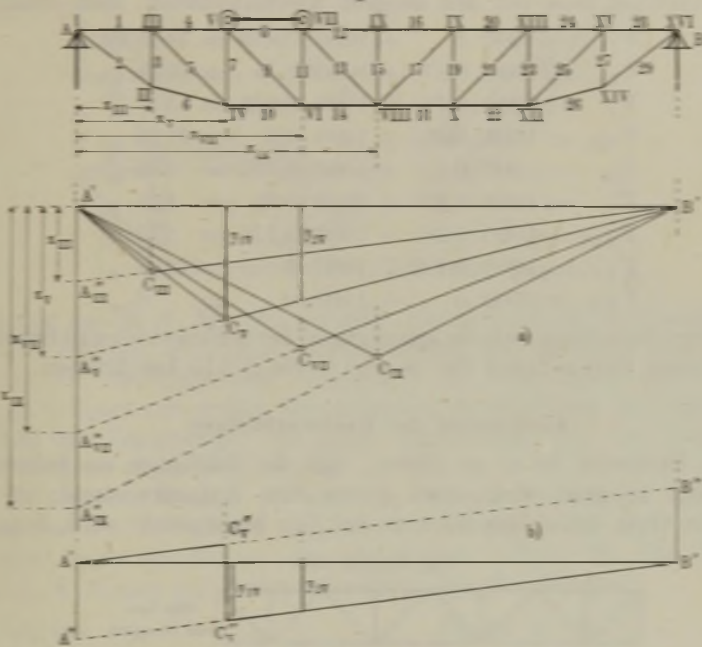
Zweites Verfahren.

Momente und Scherkräfte durch Einflußlinien bestimmt.

Statt die zur Benutzung der Ritterschen Schnittmethode erforderlichen größten Momente durch Seillecke zu bestimmen, kann man auch Einflußlinien dazu benutzen.

Um für Knoten *V* das größte Moment zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Wagerechten

Fig. 961.



Ermittlung der Stabspannungen mittels Einflußlinien.

$A'B'$ = der Trägerlänge (Fig. 961 a) in A' eine Senkrechte $A'A'_V$ senkrecht nach abwärts, die man gleich dem Abstand x_V des Knotenpunktes V vom Auflager A macht, zieht $B'A'_V$, projiziert den Knotenpunkt V senkrecht herunter nach C_V und zieht $A'C_V$. Dann ist das Moment:

$$M_V = P_1 \cdot y_{1,V} + P_2 \cdot y_{2,V} = 1000 \cdot 1,5 + 1000 \cdot 1,25 = 2750 \text{ kgm.}$$

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten. Man erhält so:

$$\begin{aligned} M_I &= \dots \dots \dots = 0 \text{ kgm} = M_{I\text{VII}} \\ M_{III} &= 1000 \cdot 0,875 + 1000 \cdot 0,75 = 1625 \quad = M_{I\text{V}} \\ M_V &= 1000 \cdot 1,5 + 1000 \cdot 1,25 = 2750 \quad = M_{III} \\ M_{VII} &= 1000 \cdot 1,88 + 1000 \cdot 1,5 = 3380 \quad = M_{I\text{V}} \\ M_{IX} &= 1000 \cdot 2 + 1000 \cdot 1,5 = 3500 \quad \end{aligned}$$

Daraus berechnen sich die Ober- und Untergurtspannungen, wie S. 514 beschrieben.

Um für Knoten V die größte Scherkraft zu ermitteln, stellt man die Last in die ungünstigste Stellung (3), trägt von einer Geraden $A'B' =$ der Trägerlänge (Fig. 961 b) in A' eine Senkrechte $A'A'' = 1$ senkrecht nach abwärts, in B' eine Senkrechte $B'B'' = 1$ senkrecht nach aufwärts und zieht senkrecht unter V die Linie $C''_V C''_V$. Dann ist die Scherkraft:

$$V_V = P_1 y_{1V} + P_2 y_{2V} = 1000 \cdot 0,75 + 1000 \cdot 0,625 = 1375 \text{ kg.}$$

Ebenso verfährt man mit den anderen Knotenpunkten; man erhält so:

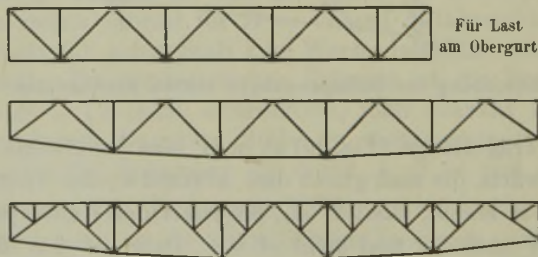
$$\begin{aligned} V_I &= 1000 \cdot 1 + 1000 \cdot 0,875 = 1875 \text{ kg} \\ V_{III} &= 1000 \cdot 0,875 + 1000 \cdot 0,75 = 1625 \text{ " } \\ V_V &= 1000 \cdot 0,75 + 1000 \cdot 0,625 = 1375 \text{ " } \\ V_{VII} &= 1000 \cdot 0,625 + 1000 \cdot 0,5 = 1125 \text{ " } \\ V_{IX} &= 1000 \cdot 0,5 + 1000 \cdot 0,375 = 875 \text{ " } \\ V_{XI} &= 1000 \cdot 0,375 + 1000 \cdot 0,25 = 625 \text{ " } \\ V_{XIII} &= 1000 \cdot 0,25 + 1000 \cdot 0,125 = 375 \text{ " } \\ V_{XV} &= 1000 \cdot 0,125 + 1000 \cdot 0 = 125 \text{ " } \\ V_{XVI} &= 1000 \cdot 0 + 1000 \cdot 0 = 0 \text{ " } \end{aligned}$$

Daraus berechnen sich die Spannungen der Senkrechten und Schrägen mittels eines Kräfteplanes für $A = 1 t$, wie S. 515 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

Fig. 962 bis 964.



Trägerformen.

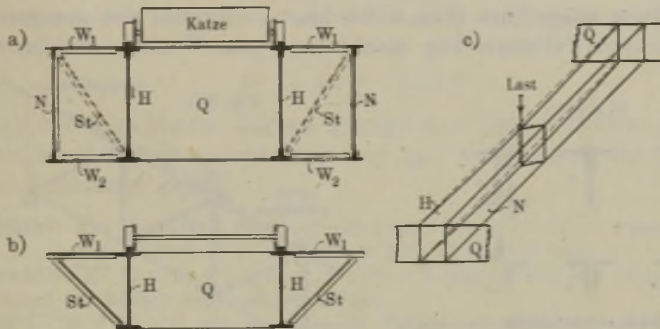
weit größer sein. Deshalb sind die Trägerformen Fig. 962 bis 964 besonders üblich, die für Last am Untergurt umgekehrt benutzt werden. Die Stäbe des gebogenen Gurtes werden zwischen den Knotenpunkten gerade ausgeführt.

Parallelträger sind einfacher herzustellen, werden aber schwerer als Träger mit gebogenen Gurten. Die Trägerhöhe wird, je nach Spannweite und verfügbarem Raum, $= \frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{12}$ der Spannweite ausgeführt.

Der Kranträger (Fig. 965 a) 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. 965 a bis c.

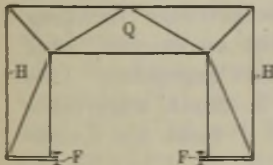


Seitenversteifung durch Fahrbahnträger.

wird der aus H, N, W_1, W_2 gebildete Querschnitt in Rechteckform erhalten. Streben St in diesen Querschnitten (in Fig. 965 a einpunktig) 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. 965 c).

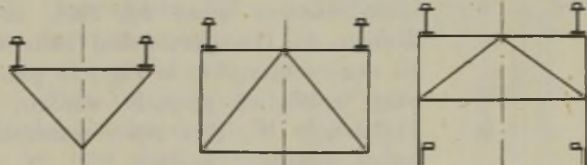
Bei kleinen Kranen oft nur am Obergut wagerechte Träger W_1 , durch Streben St versteift (Fig. 965 b). Häufig findet sich sogar nur an einer Seite des Kranes ein wagerechter Träger W . Die Teile W, N und St dienen zur Seitenversteifung der Hauptträger.

Fig. 966.



Trägerquerschnitt.

Fig. 967 bis 969.



Trägerquerschnitte für Hüttenwerkskrane.

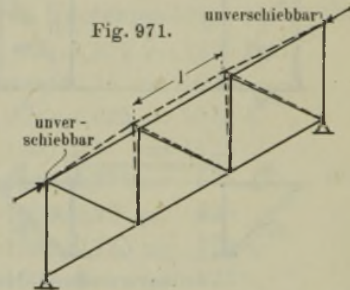
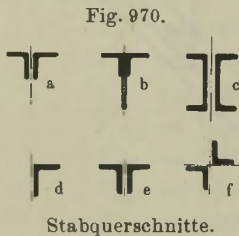
Bei großen Spannweiten und innen laufender Katze können die Hauptträger H auch direkt gegeneinander abgesteift werden durch Querträger Q , die die Senkrechten der Hauptträger miteinander verbinden. Die Fahrbahnträger F , meist breitflanschtige I -Eisen, stützen sich unten auf den Querträger (Fig. 966).

Bei Hüttenwerkskranen kommen noch der Träger mit Dreieckquerschnitt nach Fig. 967, der geschlossene Viereckträger Fig. 968 und

der Trogträger Fig. 969 ihres geringeren Eigengewichtes gegenüber den Kranbrücken mit Hilfsträgern zur Verwendung.

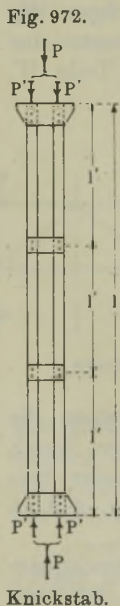
Diese Träger lassen sich jedoch nur dann anwenden, wenn die Katzenrahmen mit ihren Führungsgerüsten die Träger auf beiden Seiten jochartig überragen. Siehe Abschnitt „Hüttenwerkskrane“.

Querschnittsformen der Stäbe. Ober- und Untergurt wird meist aus zwei Winkeleisen, bisweilen mit Blechzwischenlage, oder aus zwei \square -Eisen ausgeführt (Fig. 970 a 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. 970 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, 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 Obergurtnoten zwar nicht ausweichen, aber in wagerechter, wie in Fig. 971 punktiert angegeben. Dies muß unmöglich gemacht werden, z. B. durch wagerechte Hilfsträger W_1 (Fig. 965), sonst darf l nicht als Knicklänge eingesetzt werden.



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. 364) 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 $P'_{(i)}$ bei $l'_{(m)}$ Länge tragen, die aus $i = c P' l'^2$ folgt; daraus ergibt sich:

$$l' = \sqrt{\frac{i}{c P'}}$$

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

$$n = 2 \quad 4$$

$$P' = 0,7 P \quad 0,45 P$$

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 $J = 2,33 P l^2 = 2,33 \cdot 4 \cdot 9 = 84 \text{ cm}^4$.

Gewählt $\Gamma 70 \times 70 \times 7$ mit $J = 2 J_{\xi} = 2 \cdot 42,4 = 84,8 \text{ cm}^4$ (kleinstes Trägheitsmoment der beiden verbundenen Stäbe).

Ein $\Gamma 70 \times 70 \times 7$ hat das kleinste Trägheitsmoment $i = J_y = 17,6 \text{ cm}^4$. ferner ist für ein Winkelisen $P' = 0,7 P = 2,8 t$, also:

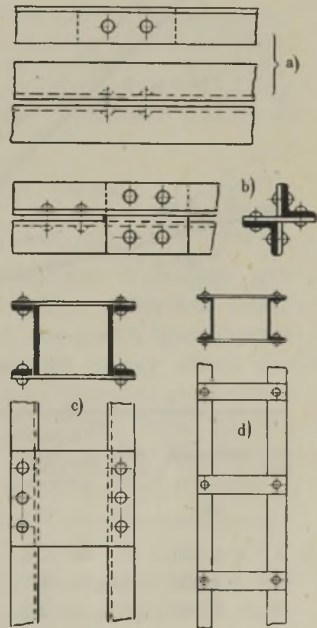
$$l' = \sqrt{\frac{i}{2,33 P'}} = \sqrt{\frac{17,6}{2,33 \cdot 2,8}} = 1,64 \text{ m.}$$

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. 973 a). Liegen die Winkelisen übereck, so werden zwei dicht untereinanderliegende Bindebleche kreuzweise angebracht (Fig. 973 b). Bei größeren Abständen der Einzelstäbe werden steife Querrahmen mit mindestens drei Nieten dazwischengesetzt oder die Stäbe werden durch Vergitterung verbunden (vgl. Fig. 973 c). Eine Verbindung nach Fig. 973 d mit Einzelnieten ist falsch und zwecklos, da sich der eine Stab unabhängig vom anderen verschieben kann.

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

Fig. 973.



Zwischenverbindung.

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. 363 bis 367, Berechnung der Vernietung siehe S. 358 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 $k_z = k = 750 \text{ kg/qcm}$, $k_s = 3/4 k_z \sim 600 \text{ kg/qcm}$ (Fig. 974).

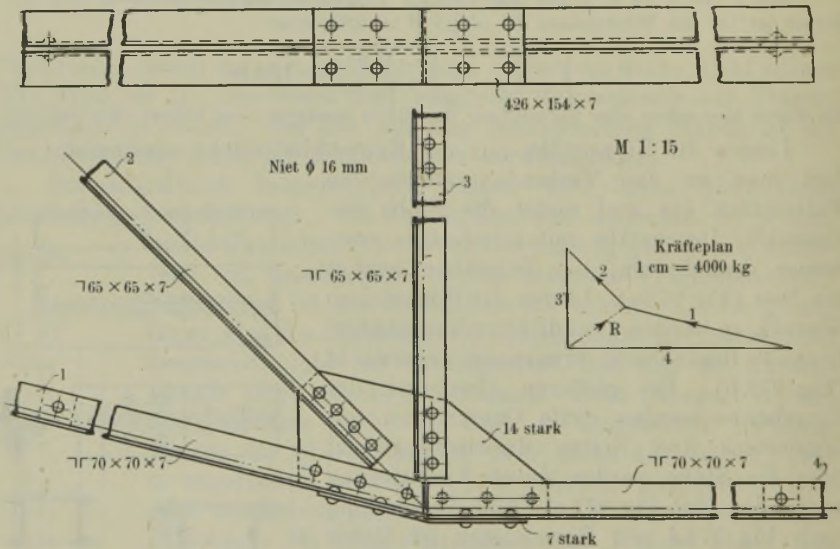
Querschnittsflächen und Trägheitsmomente der gewählten Stäbe genügen also vollkommen.

Der Nietdurchmesser wird etwa gleich der doppelten Eisenstärke δ_1 gewählt zu $d = 1,6 \text{ cm}$.

Knotenblechstärke $\delta = 2 \delta_1 = 1,4 \text{ cm}$ 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.

Fig. 974 bis 976.



Knotenpunkt (in Stab 4 fehlt ein Niet).

Nr.	Belastung P kg	Stab- länge l m	Erforderl. Quer- schnitt $F = P/k_z$ qcm	Erforderl. Trägheits- moment $J = 2,33 P l^2$ cm ⁴	Gewählt	mit vorhandenem		
						Quer- schnitt F	Trägheits- moment J	Trägheits- moment i
1	+ 9 200	2	12,3	—	II 70×70×7	2. 9,4	—	—
2	+ 4 250	2,8	5,7	—	I 65×65×7	8,7	—	—
3	- 5 400	2	7,2	50,4	I 65×65×7	2. 8,7	66,8	13,8
4	+12 000	2	16	—	II 70×70×7	2. 9,4	—	—

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	$\frac{P}{P_{2s}} = \frac{12000}{2400} = 5$

Die Querschnittschwächung durch ein Nietloch beträgt $1,6 \cdot 0,7 = 1,12 \text{ qcm}$,
 also ist der kraftübertragende Querschnitt:

Von Stab	Gleich Fläche F — Lochschwächung
1	$2 \cdot 9,4 - 2 \cdot 1,12 = 16,56 \text{ qcm}$
2	$8,7 - 1,12 = 7,58 \text{ „}$
3	$2 \cdot 9,4 - 2 \cdot 1,12 = 16,56 \text{ „}$

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. 965). 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. 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 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

Fig. 977.

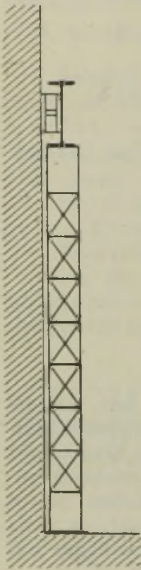


Fig. 978.

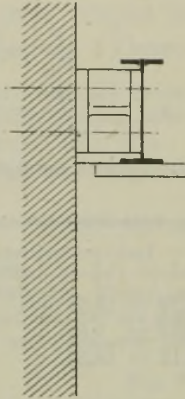


Fig. 979.

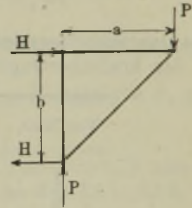


Fig. 980.

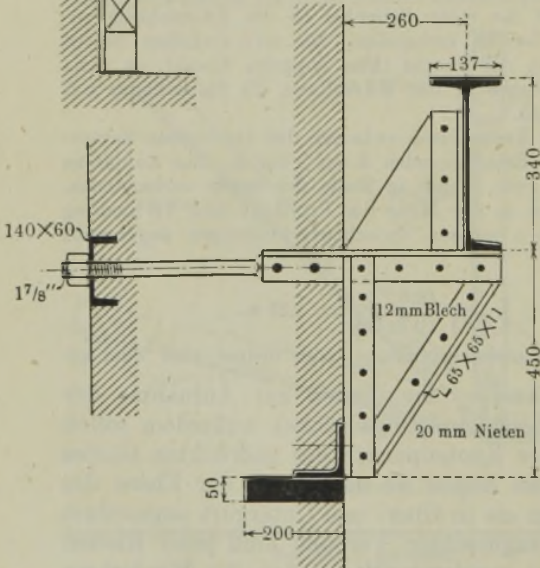
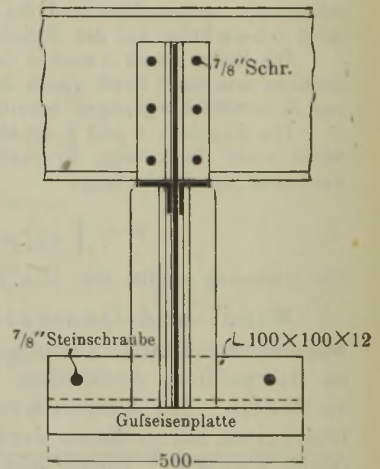


Fig. 981.



Lagerung der Fahrbahnträger.

erfolgt genau wie beim Kranwagen. Ausführung mit I-Trägern (bei großen Auflagerentfernungen verspannt), für schwere Lasten Fachwerk oder Blechträger. Die Lagerung dieser Träger erfolgt entweder auf vorspringenden Pfeilern, auf besonderen schmiedeeisernen Säulen oder auf Konsolen. Das Konsol ist auf Biegung zu berechnen; der senk-

Fig. 982.

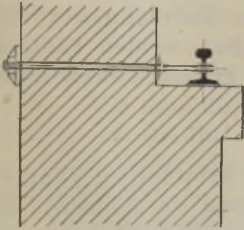


Fig 983.

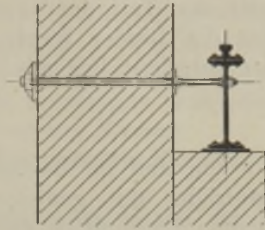


Fig. 984.

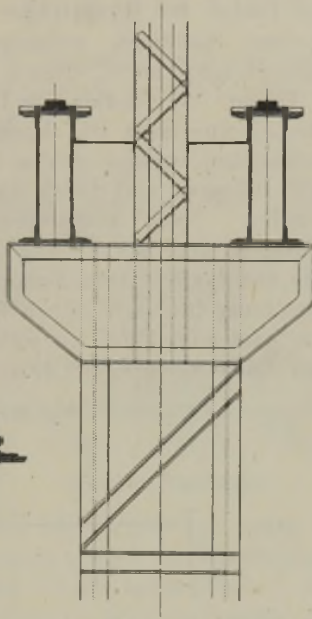


Fig. 985.

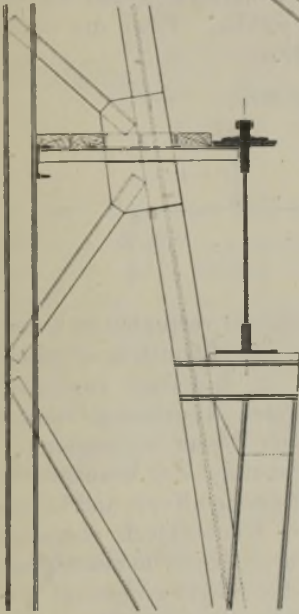
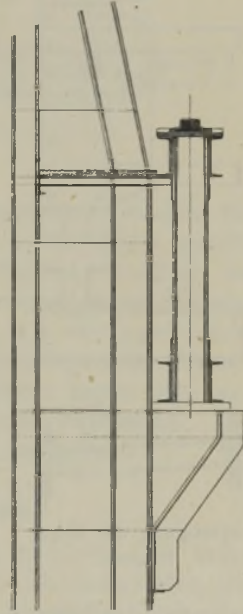


Fig. 986.



Lagerung von Fahrbahnträgern. Ausführung der Firma Krupp (Grusonwerk).

rechte Auflagerdruck P muß durch geeignete Auflager auf das Mauerwerk übertragen werden. Die Mauer muß das Biegemoment $P \cdot a$ aufnehmen können. Zur Aufnahme der oberen Horizontalkraft sind Anker nach Fig. 980 zu verwenden.

Auf die Lagerung ist besondere Sorgfalt zu verwenden und die Flächenpressung des Mauerwerkes muß einer besonderen Prüfung unterzogen werden.

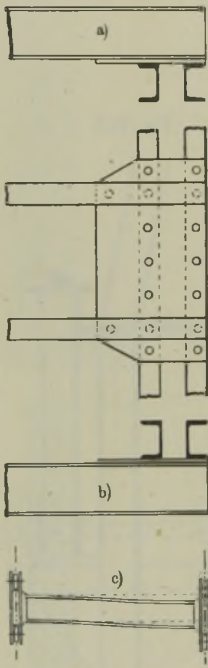
Bei neuen Anlagen ist die Fahrbahn so tief wie möglich zu legen, weil der Teil der Säulen, welcher oberhalb der Fahrbahn liegt und nur die Binder trägt, wesentlich leichter gehalten werden kann als der unterhalb liegende. Die Kranwagen sind also *gestelzt*¹⁾ auszuführen.

D. Kopfträger.

Sie sind an beiden Enden der Hauptträger erforderlich, um die Laufräder mit genügendem Radstand aufnehmen zu können. Bei kleinen Tragkräften genügen auch hier \square -Eisen, während bei größeren Tragkräften genietete Träger Verwendung finden müssen. Bei der

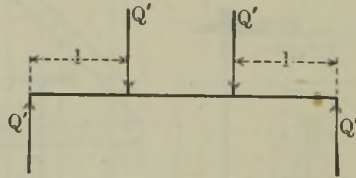
Berechnung sind die Kopfträger als Balken frei aufliegen und durch die Längsträger belastet werden. Nach entsprechender Verteilung der Nutzlast und der Eigengewichte hat man nach Fig. 988 das Widerstandsmoment aus der Biegleichung $Q'l = W.k_b$ zu berechnen und hierauf ein passendes Profil zu wählen. Über die Größe des Radstandes vgl. S. 491.

Fig. 987.



Befestigung der Kopfträger.

Fig. 988.



Die Kopfträger werden, der verfügbaren Raumhöhe entsprechend, auf die Längsträger gelegt (Fig. 987 b) oder unten an dieselben angehängt (Fig. 987 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 Biegemoment aufnehmen, das beim Schräglaufen des Kranes entsteht (Fig. 987 c). Das Umkanten ist durch geeignete Verstrebung (meist Querträger zwischen den Hauptträgern, der ans Knotenblech angeschlossen wird) zu verhindern, vor allem bei Anordnung Fig. 987 a und größeren Längsträgern ohne Nebenträger.

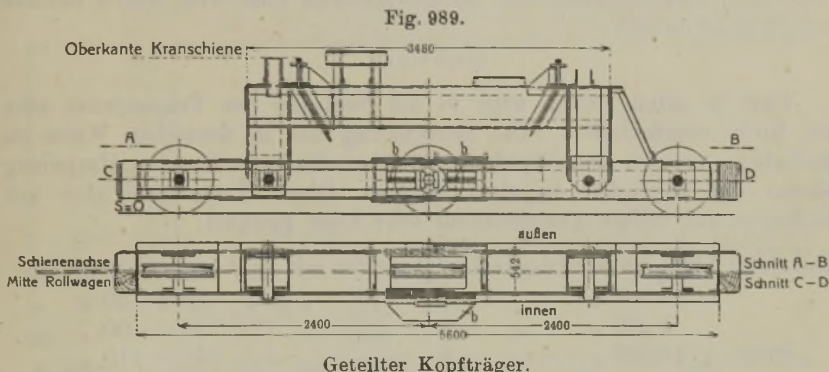
Bei größeren Kranen werden Kopf- und Längsträger meist in gleiche Höhe gelegt, die Kopfträger werden aus genieteten Blechbalken gebildet. Die Längsträger (Haupt- und Nebenträger) müssen so aus-

¹⁾ Vgl. S. 541.

gebildet 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.

Siehe ferner die Bemerkung auf S. 541 über gestelzte Kranwagen, ferner Fig. 989.

Um den Raddruck innerhalb zulässiger Grenzen zu halten, ist bei schweren Kranen eine größere Anzahl Laufräder erforderlich.



Bei Wahl von drei Laufrädern für jeden Kopfträger werden die mittleren Räder angetrieben und die Kopfträger in der Mitte geteilt. Das mit beiden Hälften verschraubte Blech *b* verleiht der Teilfuge die erforderliche Seitensteifigkeit, ohne senkrechte Bewegungen zu hindern.

Diese Anordnung ist billiger als Kopfträger mit je vier Laufrädern, weil die Radgestelle wegfallen, welche zur gleichmäßigen Druckübertragung erforderlich sind. Die Anzahl der Laufräder ergibt sich aus einem Vergleich der Kosten der Fahrbahnen und Fahrwerke. Bei vorhandenen Fahrbahnen ist deren Tragfähigkeit maßgebend.

2. Laufkrane mit Handbetrieb.

Handbetrieb muß stets da zur Anwendung gelangen, wo keine Kraftzuleitung vorhanden ist. Nachteile: kleine Geschwindigkeiten, die z. B. für große Lasten in Gießereien nicht mehr zureichend sind.

Antrieb meist von unten mittels Haspelkette, seltener durch Kurbel von der Kranbühne aus.

Hubwerk und Triebwerk für das Katzenfahren werden 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.

Laufkatzen dieser Gattung ergeben zwar einen günstigen Wirkungsgrad, beanspruchen aber mehr Raum als 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 4000 kg Tragkraft	2 Arbeiter mit zus.	40 ÷ 50 kg Zug
„ 5000 „ „	2 „ „	70 ÷ 80 „ „
„ 7500 „ „	4 „ „	90 ÷ 100 „ „
„ 8000 „ 10000 „	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, aus einer Sicherheitskurbel oder Gewindelastdruckbremse.

Um bei größeren Übersetzungen kleinere Lasten schneller heben zu können als große, bringt man Wechselläderpaare an.

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. 191.

Die erforderliche Übersetzung wird dann

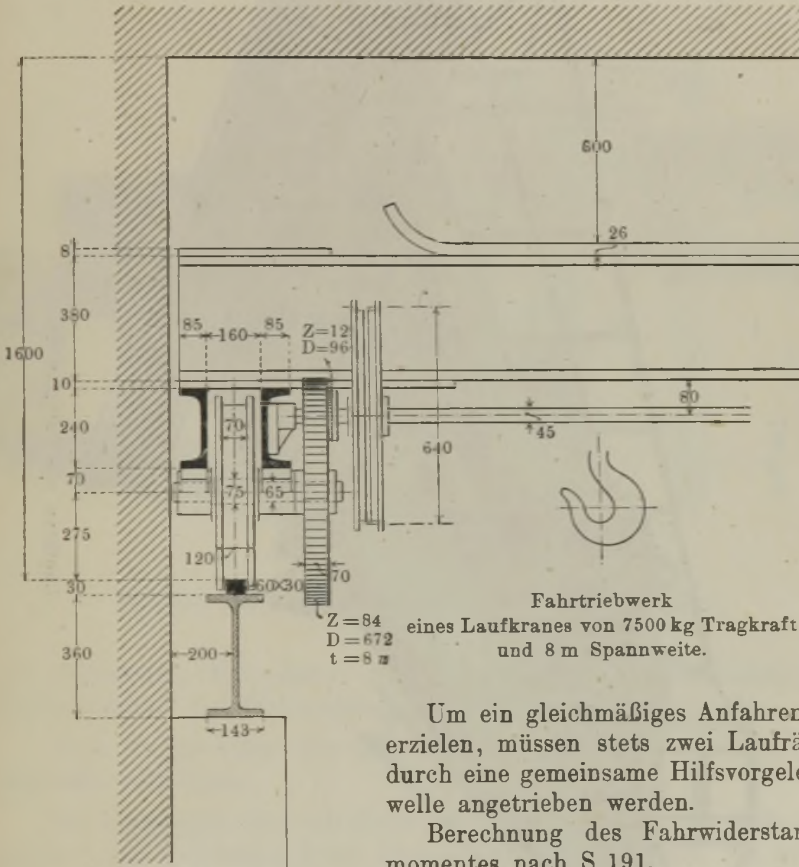
$$i = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{M}{P \cdot a \cdot \eta}$$

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 $t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot M}{\psi \cdot z \cdot c}}$.

Triebwerk für den Kranwagen.

Durchmesser der Laufräder sind mit Rücksicht auf die spezifische Pressung nach S. 189 zu bestimmen.

Fig. 990.



Um ein gleichmäßiges Anfahren zu erzielen, müssen stets zwei Laufräder durch eine gemeinsame Hilfsvorgelegewelle angetrieben werden.

Berechnung des Fahrwiderstandsmomentes nach S. 191.

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:

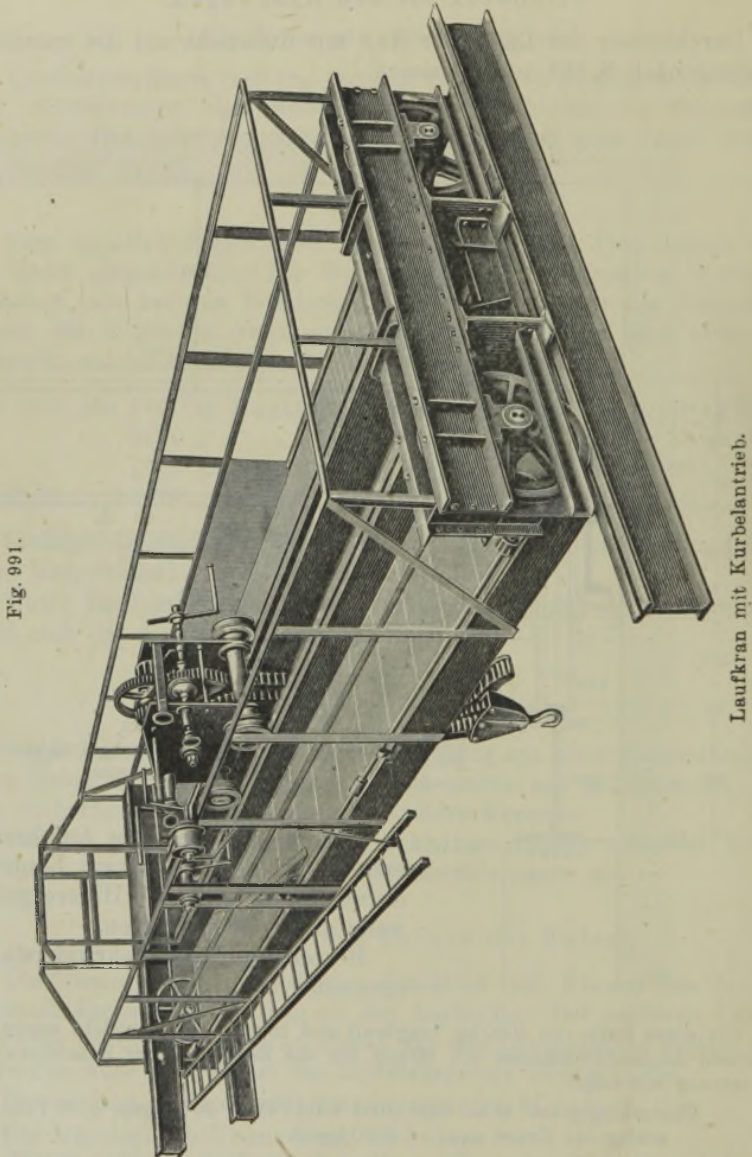
Überschlagig ist $M = 7500 (0,08 + 0,1 \cdot 4) = 3600 \text{ kgcm} + 80 \text{ Proz. Zuschlag für Ecken usw.} = 6480 \text{ kgcm}$.

Mit $2 \times 20 \text{ kg}$ Haspelzug, 700 mm Haspelraddurchmesser und $\eta = 0,85$ wird die Übersetzung in den Zahnradern $i = \frac{6480}{40 \cdot 35 \cdot 0,85} \sim 5,5$.

Ausführungen.

Laufkrane mit Kurbelantrieb (Antrieb von oben) Fig. 991.

Anwendung in solchen Betrieben, in denen der Kran ununterbrochen in Tätigkeit ist und der Kranführer daher den ganzen Tag



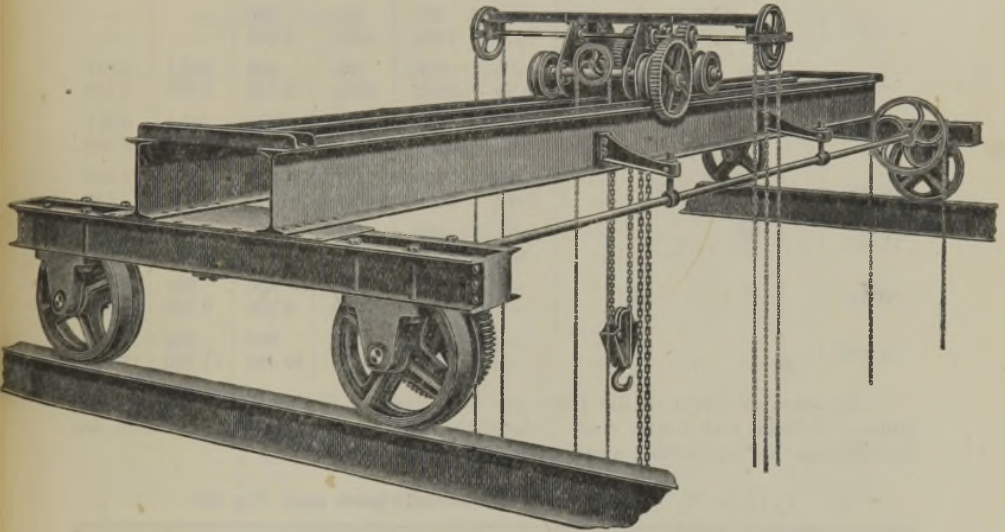
auf dem Krane bleiben kann, ferner, wenn unten kein Platz für Bedienung vorhanden ist. Vorteil: Wegfallen der herabhängenden Haspel-

ketten. Nachteil: große Konstruktionshöhe über den Laufschiene (2,5 m). Ferner wird der Kranführer in Gießereien häufig durch die aufsteigenden Gase belastigt.

Laufkrane mit Haspelkettenantrieb (Antrieb von unten)

nach Fig. 992 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. 992.



Laufkran mit Haspelkettenantrieb und Stirnräderlaufkatze.

Anwendung bei seltener Benutzung und bei Fehlen elektrischer Energie, ferner als Montagekrane und in elektrischen Zentralen.

Diese Konstruktion läßt sich ohne Schwierigkeit in sehr niedrigen Gebäuden anbringen.

Die Laufkatzen sind mit Kette oder Drahtseil 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 84.

Trägerprofile und Gewichte für Laufkranwagen mit Handbetrieb.

Tragkraft		Spannweite in m						
		5	6	8	10	12	14	16
1 000	$h = \dots$	180	190	210	240	—	—	—
	$G = \dots$	560	640	845	1130	—	—	—
2 000	$h = \dots$	210	220	260	280	—	—	—
	$G = \dots$	790	915	1260	1510	—	—	—
3 000	$h = \dots$	240	260	280	320	340	—	—
	$G = \dots$	1035	1240	1550	2030	2 490	—	—
4 000	$h = \dots$	260	280	320	340	380	—	—
	$G = \dots$	1320	1450	1935	2350	3 065	—	—
5 000	$h = \dots$	280	300	340	360	400	380 <i>l</i>	420 <i>l</i>
	$G = \dots$	1550	1735	2235	2765	3 540	5 070	6 180
7 500	$h = \dots$	320	340	380	425	475	445 <i>l</i>	495 <i>l</i>
	$G = \dots$	2210	2460	3100	4000	5 090	6 400	8 050
10 000	$h = \dots$	—	380	425	475	550	950	1 050
	$G = \dots$	—	2910	3670	4690	6 345	6 140	7 140
15 000	$h = \dots$	—	—	500	550	850	950	1 050
	$G = \dots$	—	—	5150	6390	6 700	7 950	9 250
20 000	$h = \dots$	—	—	550	750	850	950	1 050
	$G = \dots$	—	—	6400	7090	8 220	9 350	10 900
25 000	$h = \dots$	—	—	650	750	850	950	1 050
	$G = \dots$	—	—	8210	9370	10 580	11 760	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 aufgerietet.

Tabelle 85. Gewichte für Stirnradlaufwinden nach Fig. 993.

Tragkraft kg	Gewicht bei 5 m Hub kg	Tragkraft kg	Gewicht bei 5 m Hub kg
2 000—3 000	600	12 500—15 000	2400
4 000—5 000	850	17 500—20 000	3500
6 000—7 500	1200	22 500—25 000	4850
10 000	1700		

Berechnung eines Laufkranes für 5000 kg Tragkraft und 10 m Spannweite.

Laufwinde nach Fig. 993 bis 994.

Hubwerk: Gewählt wird nach Tabelle 9, S. 16.

Gallsche Kette mit $t = 50$ mm,

Kettenrad: $z = 7$; $t = 50$ mm; $D = 115,2$ mm;

Haspelkraft: 2 Arbeiter mit $2,35 = 70$ kg,

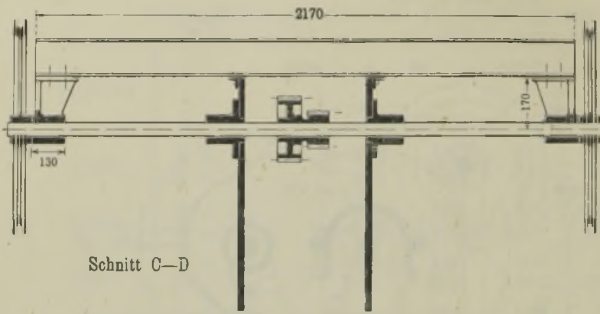
Haspelrad: 700 mm Durchmesser,

$\eta = 0,8$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment} \cdot \eta} = \frac{2500 \cdot 5,76}{2,35 \cdot 35 \cdot 0,8} \sim 8.$$

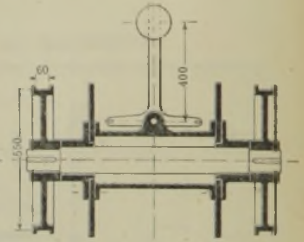
Demnach genügt 1 Vorgelege 1:8 mit $z = 10:80$.

Fig. 995 u. 996.



Schnitt C—D

Schnitt durch die Haspelradwelle.



Schnitt A—B

Lagerung der Laufräder.

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 $z = 10:80$; $t = 9\pi$; $D = 90:720$; $b = 55 \text{ mm}$.

Fahrtriebwerk der Katze: Eigengewicht geschätzt zu 800 kg

Halbmesser der Laufradachse = 25 mm

Halbmesser des Laufrades = 140 mm

$$f = 0,08 \text{ cm}, \quad \mu = 0,1.$$

Widerstandsmoment für das Fahren

$$M = (5000 + 800) \cdot (0,08 + 0,1 \cdot 2,5) = 1914 \text{ kgcm}$$

mit 100 Proz. Zuschlag $\sim 3828 \text{ kgcm}$.

Mit 2 Arbeitern à 25 kg am Haspelrade von 500 mm Durchmesser wird die Übersetzung:

$$i = \frac{3828}{2 \cdot 25 \cdot 25 \cdot 0,8} \sim 4,$$

$$z = 12:48; \quad t = 8\pi; \quad D = 96:384.$$

Spezifische Pressung zwischen Laufrad und Schiene bei 4,5 cm Radbreite, 300 mm Raddurchmesser und $\frac{5800}{4} = 1450 \text{ kg}$ Raddruck

$$k = \frac{1450}{30 \cdot 4,5} \sim 10 \text{ kg}.$$

Kranwagen. Eigengewicht der Träger geschätzt zu 90 kg pro Meter

$$M_b = \frac{5800 \cdot 1000}{2 \cdot 4} + \frac{10 \cdot 90 \cdot 1000}{8} = 837500 \text{ kgcm}.$$

Widerstandsmoment für einen Träger bei $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$

$$W = \frac{837500}{600} = 1395 \text{ cm}^3;$$

dem entspricht I N P. 40 mit $W = 1459 \text{ cm}^3$.Antrieb zum Kranwagen: Eigengewicht des ganzen Kranwagens nach Tabelle 84 (S. 532) $\sim 2800 \text{ kg}$, Zapfenhalbmesser = $\frac{6,5}{2} \text{ cm}$.

Fahrwiderstandsmoment

$$M = (5800 + 2800) \cdot (0,08 + 0,1 \cdot \frac{6,5}{2}) = 3483 \text{ kgcm}$$

+ 120 Proz. Zuschlag für Ecken $\sim 7663 \text{ kgcm}$.

Mit einem Haspelrade von 700 mm Durchmesser und 2 Arbeitern à 25 kg wird die

$$\text{Übersetzung} = \frac{7663}{2 \cdot 25 \cdot 35 \cdot 0,8} = 5,5 \sim 6.$$

b) Laufkrane mit Schneckenradlaufwinde.

Durch Schneckengetriebe wird die gedrängteste Bauart der Laufkatzen erreicht. Anwendung findet 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. 113) 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 Drahtseil, kalibrierte oder Gallsche Kette verwendet.

Bis zu 5000 kg Tragkraft wird für das Fahrtriebwerk das Haspelrad, hauptsächlich bei den auf den Markt gebrachten gedrängten Konstruktionen, direkt auf die verlängerte Laufradachse gesetzt. Für größere Tragkräfte muß ein Zahnradvorgelege angebracht werden. Die Katze läuft entweder auf besonderen Laufschiene, 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 billige Konstruktion und äußerste Materialausnutzung einen Kettendurchmesser von 14 mm, eine Kettenuß mit $z = 5$, $t \sim 32$ mm und $D = 108$ mm, ferner 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 $2.35 = 70$ kg angenommen, dann ist die Übersetzung zwischen Last und Kraftmoment (ohne Flaschengewicht)

$$i = \frac{2000 \cdot 5,4}{2.35 \cdot 15,7 \cdot 0,6} \sim 16.$$

Zähnezahl des Schneckenrades $z = 32$.

Mit der äußersten Beanspruchung $c = 65$ 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.

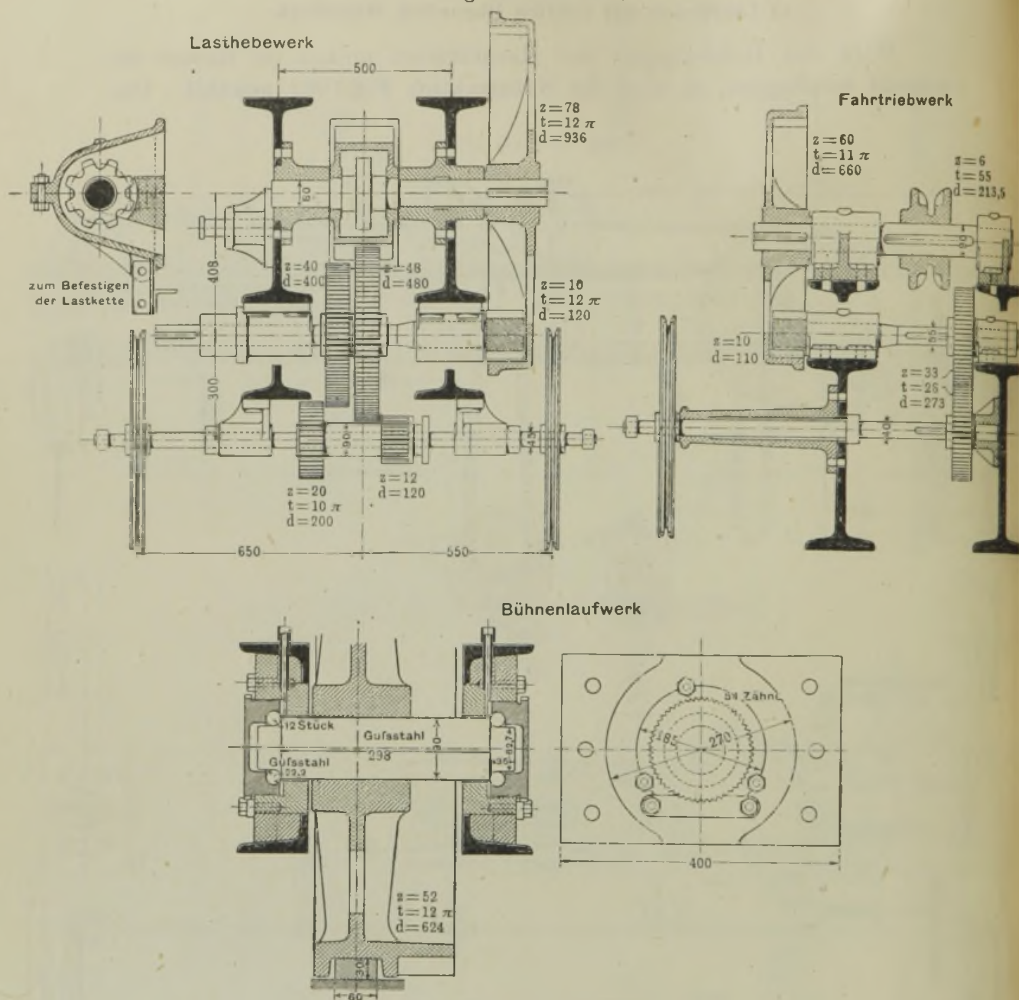
Der Teilkreisdurchmesser der doppelgängigen Schnecke ermittelt sich mit der Steigung $= 2'' = 50,8$ mm und einem Steigungswinkel von 19° aus der

$$\text{Gleichung } 2r = \frac{i \cdot t}{\pi \cdot \text{tg} \cdot a} = \frac{2 \cdot 25,4}{\pi \cdot \text{tg} 19^\circ} = 47 \text{ mm}.$$

Zur Lasthemmung ist die auf S. 115 unter Lastdruckbremsen beschriebene Maximbremse von Bolzani eingebaut. Der Druck, den diese Bremse in der Achsenrichtung der Schnecke empfängt, ist gleich der Umfangskraft des Schnecken-

$$\text{rades } K = \frac{2000 \cdot 5,4}{25,9/2} \sim 835 \text{ kg}.$$

Fig. 1006 bis 1010.



Seitenansichten

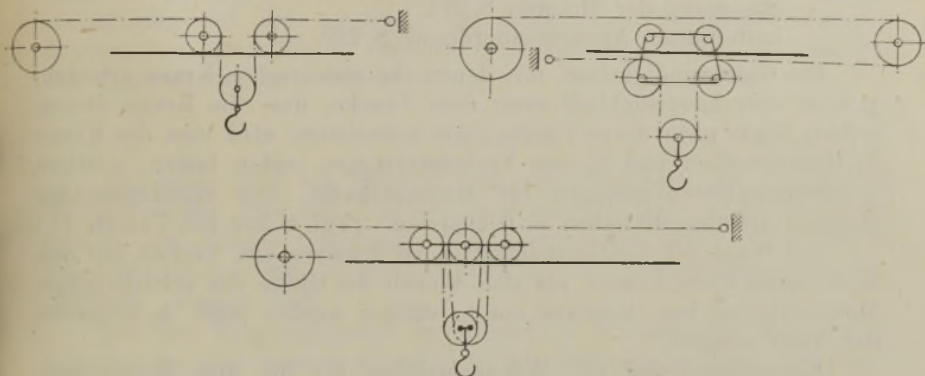
zum Gießereilaufkran für 12000 kg Tragkraft und 12 m Spannweite.

Als Tragorgan kommt fast stets Drahtseil, aber auch kalibrierte Kette und Gallsche Kette in Betracht. Anordnungen des Hubseiles nach Fig. 1011 bis 1013. Bei Gallscher Kette wird das freie Kettenende 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.

Die Verschiebung der Laufkatze erfolgt durch endlose Kette, deren verzahnte Kettenrolle angetrieben wird. Einseitige Anordnung der

Zugkette ist für kleinere Lasten noch zulässig, verursacht aber ein Ecken der Katze. Fig. 1016 zeigt die Anordnung mit zwei Zugketten, Ausgleichrolle und Spanschrauben. In Fig. 1017 ist die Ausgleichrolle durch Ausgleichhebel ersetzt.

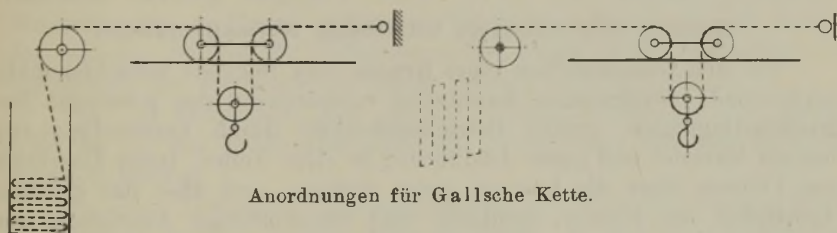
Fig. 1011 bis 1013.



Anordnungen des Hubseiles.

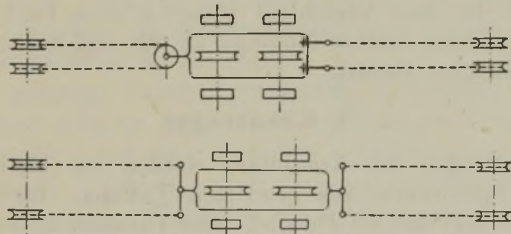
Fig. 1014.

Fig. 1015.



Anordnungen für Gallsche Kette.

Fig. 1016 u. 1017.



Laufkatze mit zwei Zugketten.

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. 225.

Elektrischer Antrieb S. 260.

Bremsen S. 227 u. 270.

Steuerung der Motoren S. 271.

Installation, Apparateanordnung S. 289.

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. 226 mit Tabelle 47.)

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.

Einmotorenkrane mit Wendegetrieben für die drei Bewegungen sind veraltet. Ausführung nur noch mit mehreren Motoren als Dreimotorenkrane, falls nicht gemischter Antrieb vorgesehen wird.

Beschreibung 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 guter 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 Austauschbarkeit 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 werden auf einem genieteten Walzeisenrahmen oder einer Blechkonstruktion montiert, in welcher auch die doppelflanschigen Stahlgußlaufräder gelagert sind.

Bei den Konstruktionen ist darauf zu achten, 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.

Bei einer Tieflegung der Fahrbahn (S. 526) muß der Katzenrahmen hoch gelegt werden; jedoch muß die Katze in ihrer Gesamthöhe so weit wie möglich gedrückt werden, weil die Kosten einer höheren Halle viel größer sind, als der Unterschied der Kosten einer niedrigen und einer gewöhnlichen Katzenbauart.

Um eine günstige Flächenbestreichung zu erzielen, sind bei Werkstattkranen kurz gebaute, breite Katzen (Radstand kleiner als Abstand der Schienenmitten) den lang gebauten vorzuziehen.

a) Hubwerk. Tragorgan ist durchweg Drahtseil, dessen beide Enden sich auf zwei (getrennte) Trommelhälften mit Rechts- und Linksgewinde wickeln, um ein Wandern der Last beim Heben zu vermeiden.

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).

Über die 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 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 Klotzbremse, 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 Zentrigalklingel 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 Drehzahl bei geringerer Belastung nur ganz unbedeutend. Eine der Last entsprechende feinstufige Regelung des Stromes wird bei beiden Stromarten durch eine große, mit der Motor- bzw. Kontrollergroße wachsende Zahl von Widerständen erzielt.

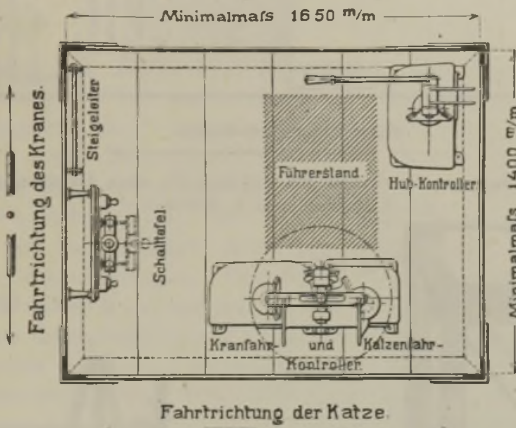
Gleichstromkontrollen werden zwecks Erzielung genauer Senkregulierung mit Senkbremsschaltung versehen, derart, daß der Motor beim Senken als Dynamo arbeitet; für Drehstrom wird Schaltung mit voller Umkehrung vorgesehen.

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.

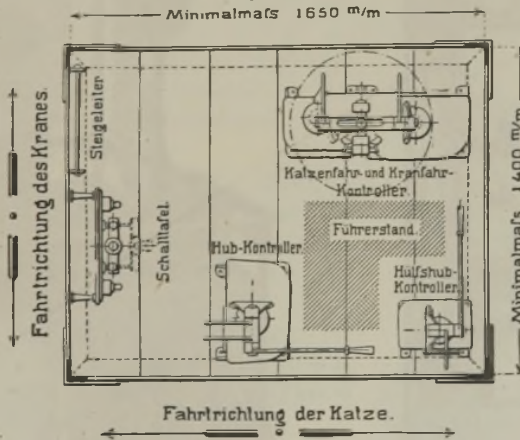
Ersterer wird seitlich fest am Träger unterhalb einer der Laufbühnen angeordnet und ist von dieser aus durch eine Leiter zugänglich.

Fig. 1018.



Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines normalen Dreimotoren-Laufkranes.

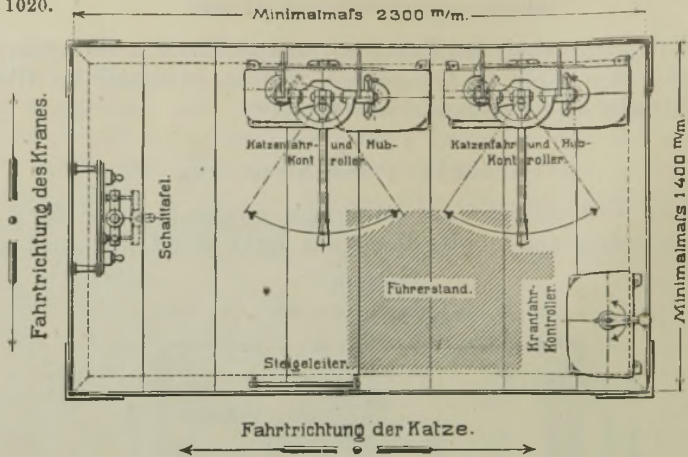
Fig. 1019.



Anordnung der Kontroller im Führerkorb eines Laufkranes mit Hilfshebevorrichtung.

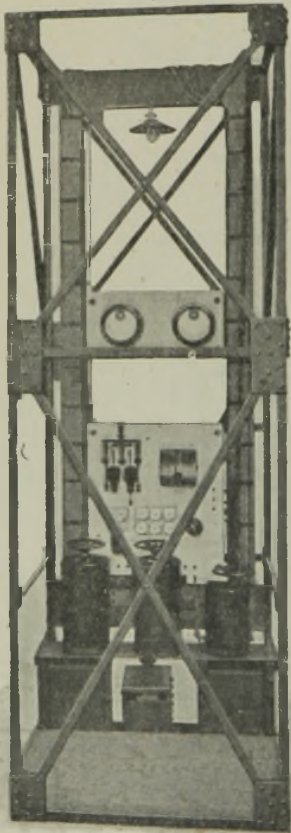
Läuft der Kran im Freien, so wird der Führerkorb wetterfest mit Holz verkleidet und mit Fenstern ausgestattet. Im Führerhaus sind alle er-

Fig. 1020.



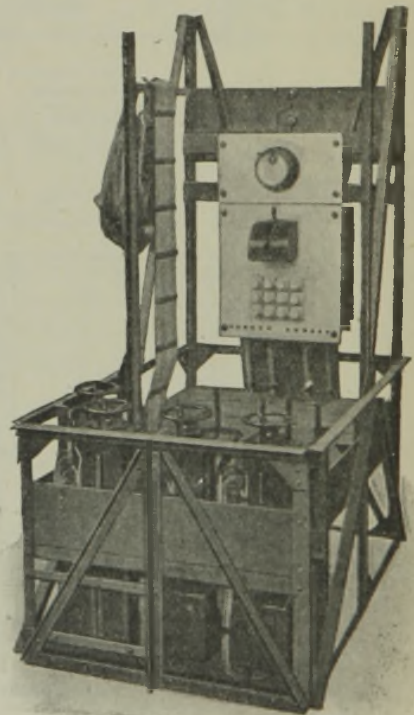
Anordnung der Controller im Führerkorb eines Laufkranes mit 2 Katzen und 5 Motoren.

Fig. 1021.



Führerstand
zu einem Dreimotoren-Laufkran.
Weyermann-Hebezeug, G. m. b. H.

Fig. 1021 a.



Führerstand
zu einem Viermotoren-Laufkran.

forderlichen 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 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.

Diese 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.

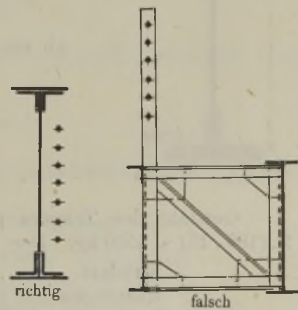
Die Schleifleitungen auf dem Krane werden am zweckmäßigsten zwischen den Trägern in der Nähe der neutralen Achse angeordnet, weil sie hier geschützt liegen und gut überwacht werden können. Das Anbringen der Drähte oberhalb der Träger ist nicht gut, weil die Endstützen die Vibrationen der Träger mitmachen (vgl. Fig. 1022 und 1023).

Sicherheitsapparate, wie: Endauschalter 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.

Fig. 1022.

Fig. 1023.



Lage der Schleifleitungen.

7. Reserveteile.

Zur Aufrechterhaltung eines ungestörten Betriebes ist das Vorhandensein von Reserveteilen erforderlich. Werden für einen Betrieb mehrere Krane geliefert, so ist es zweckmäßig, möglichst die gleichen Maschinenteile zu verwenden, damit das Lager der Reserveteile, welches totes Kapital darstellt, klein gehalten werden kann.

Das gilt besonders für die elektrischen Ausrüstungen, weil sich dann die Zahl der Elektromotore, wenn sie von einer Firma bezogen werden, niedrig halten läßt.

Entwurfsberechnung für einen Dreimotoren-Laufkran von 20 t Tragkraft und 15 m Spannweite

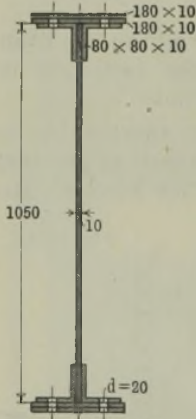
Verlangte Geschwindigkeiten:

Heben	2,5 m/min,
Katzenfahren	10 "
Kranfahren	20 "

Zur Verfügung steht Gleichstrom mit 220 Volt Spannung.

1. Berechnung des Kranwagens.

Fig. 1024.



a) Hauptträger. Mit Hilfe der Tabellen auf S. 503 wird Profil Fig. 1024 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

$$J_2 = 4 (87,5 + 15,1 \cdot 50,2^2) \dots = 151\ 550 \text{ "}$$

für das Stehblech

$$J_3 = \frac{1 \cdot 105^3}{12} \dots \dots \dots = 96\ 469 \text{ "}$$

453 707 cm⁴

ab für Nietlöcher

$$4 \left(\frac{2 \cdot 3^3}{12} + 6 \cdot 53^2 \right) \dots \dots \dots = 67\ 416 \text{ "}$$

386 291 cm⁴

$$W = \frac{386\ 291}{54,5} = 7088 \text{ cm}^3.$$

Gewicht des Trägers pro Meter etwa 185 kg, also Gewicht beider Träger 2 · (185 · 15) ~ 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 $\frac{20\ 000 + 4000}{4} = 6\ 000 \text{ kg}$

Gesamtraddruck $\frac{32\ 500}{4} = 8\ 125 \text{ kg}.$

Bei einem Radstande von 2000 mm wird nach S. 493 mit $W_1 = 5600$ kg

$$M_{max} \sim 5600 \left(\frac{1500}{2} - \frac{200}{4} \right) + \frac{5500 \cdot 1500}{2 \cdot 8} = 4\,435\,625 \text{ kgcm},$$

demnach
$$\sigma_b = \frac{4\,435\,625}{7088} = 626 \text{ kg/qcm}.$$

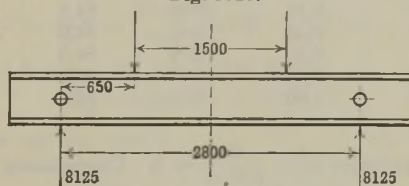
Durchbiegung nach S. 493

$$\delta = \left[\frac{24\,000}{2} + \frac{5 \cdot 5500}{8 \cdot 2} \right] \frac{1500^3}{48} = 1,3 \text{ cm}.$$

Zulässige Durchbiegung $\frac{1}{600} \cdot 1500 = 2,5 \text{ cm}.$

b) Kopfräger. Der Radstand wird mit $\frac{1}{5}$ Spannweite etwa 2800 mm.

Fig. 1025.



$$8125 \cdot 65 = W \cdot 600; W = 880 \text{ cm}^3. \text{ Gewählt I NP. 45.}$$

c) Laufräder des Kranwagens. Gewählt wird

Raddurchmesser $D = 800$ mm, und Hartguß auf Stahlschiene 60×40 .

Dann ist nach $Q = k b D$

$$k = \frac{8125}{80 \cdot 6} = 17 \text{ kg/qcm}.$$

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

$$M_R = 32\,500 (0,08 + 0,1 \cdot 6) \cdot 1,8 = 39\,800 \text{ kgcm}$$

und die

$$\text{Zugkraft} = \frac{39\,800}{40} = 995 \text{ kg}.$$

Erforderliche Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0,75$ (geschätzt) und $v = 20 \text{ m/min} = 0,333 \text{ m/sk}$

$$N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{995 \cdot 0,333}{75 \cdot 0,75} = 5,9 \text{ PS}.$$

Nach der Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft kommen folgende Gleichstrom-Hauptstrommotoren in Betracht:

Typ	Kranleistung	Drehzahl	Preis (1914)
a) KR 5,8	6,9 PS	975	390 ₰
b) WD 5,2	5,9 PS	440	800 ₰

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 86 entnehmen.

Tabelle 86. 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 $n = \frac{20}{0,8 \cdot \pi} \sim 8$. Übersetzung zwischen Motor und Laufrad demnach

$$\frac{1063}{8} \sim 133 \begin{cases} 1:4 \\ 1:6 \\ 1:5,55 \end{cases}$$

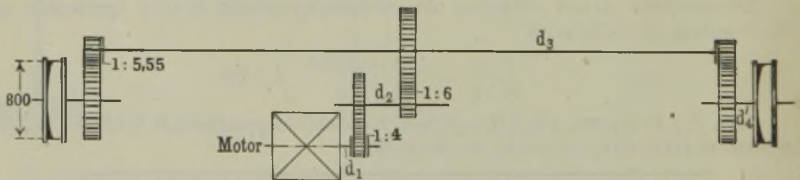
Damit ergeben sich folgende Räderverhältnisse:

Übersetzung 1:5,55 (Laufradachse)	Übersetz. 1:6 (Zwischenvorgelege)
Stahlguß, $k_b = 700 \text{ kg/qcm}$,	Stahlguß, $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$,
$z = 12:64$, $b = 2t$,	$z = 15:90$, $b = 2,5t$,
$t = 12\pi$, $d = 144:770$.	$t = 10\pi$, $d = 150:900$.

Übersetzung 1:4 (Motor), Rohhaut auf Gußeisen,

$$c = 10, z = 15:60, b = 2,5t, t = 10\pi, d = 150:600.$$

Fig. 1026.



Anordnung des Kranwagentriebwerkes.

Motorwelle $d_1 = 45 \text{ mm}$, Vorgelegewelle $d_2 = 55 \text{ mm}$, Vorgelegewelle $d_3 = 65 \text{ mm}$; Lager der Welle d_2 mit Ringschmierung, Lager der Welle d_3 Steh-lager mit Nadelöler und Rotgußschale.

Kontrolle des Wirkungsgrades. Derselbe war vorher nur geschätzt. Die Kontrolle ergibt bei $\eta' = 0,91$ pro Vorgelege

$$\eta = 0,91 \cdot 0,91 \cdot 0,91 = 0,753,$$

also mit der Schätzung übereinstimmend.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit = 0,333 m/sk, Anfahrzeit 2 sk; $p = \frac{v}{t} = \frac{0,333}{2} = 0,166 \text{ m/sk}^2$; Anfahrweg $s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0,333}{2} \cdot 2 = 0,333 \text{ m}$.

a) Anker. $G D^2 = 0,79 \text{ kgm}^2$;

$$M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400 t_1} = \frac{0,79 \cdot 1063}{400 \cdot 2} = 1,05 \text{ kgm}$$

β) Kupplung; bei 300 mm Durchm. $J = 0,08 \text{ kgm sk}^2$;

$$M_K = J \frac{\pi \cdot n}{30 t_1} = \frac{0,08 \cdot \pi \cdot 1063}{30 \cdot 2} = 4,46 \text{ „}$$

γ) Kran. Beschleunigungskraft

$$P = m p = \frac{32500}{9,81} \cdot 0,166 = 550 \text{ kg.}$$

Moment bezogen auf die Laufradachse

$$M_K = 550 \cdot 0,4 = 220 \text{ kgm,}$$

bezogen auf den Anker

$$M_{L/A} = \frac{M_L}{i \cdot \eta} = \frac{220}{133 \cdot 0,75} = 2,21 \text{ „}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 39800 \text{ kgcm} = 398 \text{ kgm}$;

bezogen auf die Motorwelle $M_{R/A} = \frac{398}{133 \cdot 0,75} = 4,00 \text{ „}$

Größtes erforderliches Ankerdrehmoment = 11,72 kgm

Zum Anlauf steht ein Drehmoment = $3 \times$ Normaldrehmoment = $3 \cdot 3,9 = 11,7 \text{ kgm}$ zur Verfügung. Der Anlauf wird sich demnach, wie angenommen, in 2 sk mit $p = 0,166 \text{ m/sk}^2$ vollziehen.

2. Anlauf bei leerem Haken.

$M_E = 12500(0,08 + 0,1 \cdot 6) \cdot 1,8 = 15300 \text{ kgcm}$, in bezug auf die Motorwelle

$M_{E/A} = \frac{153}{133 \cdot 0,75} = 1,535 \text{ kgm}$. Bei Ausschaltung sämtlicher Widerstände bliebe demnach für die Beschleunigung sämtlicher Massen ein Ankerdrehmoment von $11,7 - 1,53 = 10,17 \text{ kgm}$. Davon kommen wie in obiger Rechnung 1. rund $\frac{3}{8}$, das sind $\frac{10,17 \cdot 3}{8} = 3,8 \text{ kgm}$ auf die Beschleunigung des Kranwagens selbst, während

der Rest für Beschleunigung von Anker und Triebwerk aufzuwenden sind. Am Laufrad beträgt das Moment $3,8 \cdot 133 \cdot 0,75 = 380 \text{ kgm}$. Demnach Beschleunigung

$$p = \frac{P}{m} = \frac{380 : 0,4}{12500 : 9,81} = 0,745 \text{ m/sk}^2.$$

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 86 (S. 548) rund 1540 Umdrehungen i. d. min. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt dann bei vollem Strom

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot 1540}{60 \cdot 133} = 0,485 \text{ m/sk} \sim 29,1 \text{ m/min.}$$

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

$$\text{Masse der beiden Hauptträger} \dots \dots \dots \frac{5500}{9,81} = 560 \text{ kg sk}^2/\text{m},$$

$$\text{Masse der Last, Katze und Flasche} \dots \dots \dots \frac{24000}{9,81} = 2440 \text{ kg sk}^2/\text{m}.$$

Mit der beim Anfahren vorhandenen Beschleunigung

$$p = 0,166 \text{ m/sk}^2$$

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

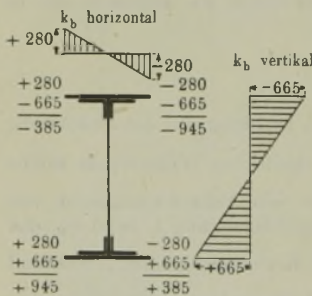
$$P'_2 = \frac{560}{2} \cdot 0,745 \sim 210 \text{ kg}.$$

Das größte horizontale Biegemoment in der Mitte des Trägers wird hiermit

$$M_b = \frac{203 \cdot 1500}{4} + \frac{46,5 \cdot 1500}{8} = 84\,900 \text{ kgcm}.$$

Das Trägheitsmoment eines Hauptträgers in bezug auf die vertikale Schwerachse ist

Fig. 1027 bis 1029.



$$\frac{2 \cdot 2 \cdot 18^3}{12} + 4(87,5 + 15,1 \cdot 2,84^2) + \frac{105 \cdot 1^3}{12} = 2790 \text{ cm}^4,$$

und das Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{e} = \frac{2790}{9} = 310 \text{ cm}^3.$$

Demnach Queranstrengung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{84\,900}{310} = 280 \text{ kg/qcm}.$$

Spannungsverteilung im Trägerquerschnitt.

Die Gesamtanstrengung ergibt sich dann nach Fig. 1027 in den Eckpunkten durch Addierung der entsprechenden Biegunszug- und Biegedruckspannungen.

2. Berechnung der Laufwinde.

Anordnung: Drahtseil mit loser Rolle, beide Seilenden auf die Trommel wickelnd.

Trommel: Seildurchmesser $d = 22 \text{ mm}$; Trommeldurchmesser 700 mm . Bei 10 m Hub müssen $10 \cdot 2 \cdot 2 = 40 \text{ m}$ Seil aufgewickelt werden. $n = \frac{40}{0,7 \cdot \pi} = 18$ Windungen, dazu 4 Windungen zur Schonung, gibt 22 Windungen. Rillensteigung $22 + 3 = 25 \text{ mm}$; Trommellänge $= 25 \cdot 22 = 550 \text{ mm}$, geteilt mit Zwischenrolle.

Laufräder: Raddruck $\frac{24\,000}{4} = 6000 \text{ kg}$; Raddurchmesser $D = 500 \text{ mm}$. Laufschiene 60×40 . Nach $Q = kbD$ wird $k = 20$.

Hubwerk.

Mit $\eta = 0,5$ bei gemischter Übersetzung wird bei 800 kg Eigengewicht für Flasche und Seil in der Beharrung

$$N = \frac{20\,800 \cdot 2,5}{60 \cdot 75 \cdot 0,5} = 23,1 \text{ PS.}$$

Preisliste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft zeigt einen Hauptstrommotor WD 22,5 mit 26 PS Kranleistung und 700 Umdrehungen.

Tabelle 87. **Motor WD 22,5.**

Normales Drehmoment Proz.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Um- drehungen	Wirkungs- grad	Belastungs- dauer Minuten	Strom- verbrauch 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 $v = 2,5 \text{ m/min}$ $n = \frac{2 \cdot 2,5}{0,7 \pi} = 2,27$.

$$\text{Übersetzung } i = \frac{730}{2,27} = 321 \begin{cases} 1:20 \text{ Schneckengetriebe,} \\ 1:3,2 \text{ Zwischenvorgelege,} \\ 1:5 \text{ Trommelräder.} \end{cases}$$

Übers. 1:20; doppelg. Schneckengetr. Stahl und Phosphorbronze. $\eta = 0,73$; $z = 40$; $c = 40$. $t = 1\frac{3}{4}'' = 44,45 \text{ mm}$; $D = 567 \text{ mm}$. Schnecke $d = 92 \text{ mm}$, $a = 17^\circ 40'$.	1:3,2. Zwischenvorgelege. Stahlguß. $z = 15:48$; $t = 16 \pi$. $d = 240:768$; $b = 120 \text{ mm}$.
---	--

1:5 Trommelräder, Stahlguß $z = 12:60$; $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$;
 $t = 18 \pi$; $d = 216:1080$; $b = 160 \text{ mm}$.

Kontrolle des Wirkungsgrades. η der Schneckenwelle bei $a = 17^\circ 40'$ und $\mu_1 = 0,05$, also $q = 3^\circ$, vorzüglicher Ausführung im Ölbad nach Tabelle 27 (S. 150), $\eta_s = 0,77$ einschließlich 10 Proz. Lagerreibung; η der Schneckenradwelle $\eta_t = 0,95$.
Demnach

$$\eta_{\text{Schneckengetriebe}} = 0,77 \cdot 0,95 = 0,73; \quad \eta_{\text{Zwischenvorgelege}} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9$$

$$\eta_{\text{Trommelvorgelege}} = 0,95 \cdot 0,93 = 0,88; \quad \eta_{\text{Seilrollen}} = 0,9.$$

Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0,73 \cdot 0,9 \cdot 0,88 \cdot 0,9 = 0,52$, gegenüber 0,5 der Schätzung.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

1. Anlauf mit Vollast.

a) Beschleunigungsmomente.

Hubgeschwindigkeit 2,5 m/min = 0,0417 m/sk, Anlaufzeit 2 sk;

$$p = \frac{v}{t_1} = \frac{0,0417}{2} = 0,0208 \text{ m/sk}^2;$$

$$\text{Anlaufweg } s = \frac{v}{2} \cdot t_1 = \frac{0,0417}{2} \cdot 2 \sim 0,042 \text{ m.}$$

$$\text{a) Anker. } G D^2 = 6,5 \text{ kgm}^2.$$

$$M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400 \cdot t_1} = \frac{6,5 \cdot 730}{400 \cdot 2} \dots \dots \dots = 5,94 \text{ kgm}$$

$$\text{b) Kupplung, 400 mm Durchm., } J = 0,28 \text{ kgm sk}^2.$$

$$M_K = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{30 t_1} = \frac{0,28 \cdot \pi \cdot 730}{30 \cdot 2} \dots \dots \dots = 10,70 "$$

$$\text{y) Last. } P_L = \frac{m v}{t_1} = \frac{20800}{9,81} \cdot \frac{0,0417}{2} = 44,2 \text{ kg,}$$

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{L/A} = \frac{P_L \cdot r}{i_{\text{Rolle}} \cdot i_{\text{Triebwelle}} \cdot \eta} = \frac{44,2 \cdot 0,35}{2 \cdot 321 \cdot 0,5} \dots \sim 0,05 "$$

b) Lastmoment.

$$M_Q = \frac{Q}{2} \cdot r = 10400 \cdot 0,35 = 3640 \text{ kgm,}$$

bezogen auf die Ankerwelle

$$M_{Q/A} = \frac{3640}{2 \cdot 321 \cdot 0,5} \dots \dots \dots = 11,30 "$$

$$\text{Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment} \dots \dots \dots = 27,99 \text{ kgm}$$

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

$$\frac{Q' \cdot r}{i \cdot \eta} = \frac{800 \cdot 0,35}{2 \cdot 321 \cdot 0,5} = 1,45 \text{ kgm.}$$

Der Wirkungsgrad¹⁾ 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 Entlastung²⁾ bildet die Festigkeit der Ankerbandagen. Bei einem Drehmoment von 1,45 kgm macht der Motor etwa 1500 Umdrehungen, während in der Preisliste noch 1t00 Umdrehungen als höchste zulässige Drehzahl angegeben ist.

¹⁾ Nach Schürmann, „Schwerlastkrane“, S. 13, ist die Leerlaufreibung des Hubwerkes = $\frac{1}{2}$ der Höchstlastreibung.

²⁾ Nach einem Versuch der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft 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.

Fahrtriebwerk der Laufwinde.

Bewegte Last = 24 000 kg. Mit einem Laufraddurchmesser $D = 500$ mm, einem Achsenhalbmesser = 55 mm und 65 Proz. Spurkranz und Nabenstirnreibung wird das Fahrwiderstandsmoment

$$M = 1,65 \cdot 24\,000 (0,08 + 0,1 \cdot 5,5) \sim 25\,000 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Zugkraft} = \frac{25\,000}{25} = 1000 \text{ kg in der Beharrung.}$$

Arbeit während der Beharrung mit $\eta = 0,6$ (geschätzt) und $v = 10$ m/min = 0,1666 m/sk

$$N = 1000 \frac{0,1666}{75 \cdot 0,6} = 3,7 \text{ PS.}$$

Nach der Liste der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft stehen folgende Hauptstrommotoren zur Verfügung:

KR 3,3, 4,2 PS Kranleistung, $n = 1100$, Preis (1914) 325 \mathcal{M}
 WD 3,6, 4,2 PS „ „ $n = 280$, „ (1914) 800 \mathcal{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 88 mit 1181 Umdrehungen.

Tabelle 88. Motor KR 3,3.

Normales Drehmoment Proz.	Ankerdrehmoment kgm	PS bei 220 Volt	Umdrehungen	Wirkungsgrad	Belastungsdauer Minuten	Stromverbrauch 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

$$n_{\text{Laufrad}} = \frac{10}{0,5 \cdot \pi} = 6,36.$$

$$\text{Übersetzung } i = \frac{1181}{6,36} = 186 \begin{cases} \text{Schneckengetriebe} \dots 1:30. \\ \text{Stirnräder} \dots \dots 1:6,2. \end{cases}$$

Kontrolle des Wirkungsgrades. Doppelgängiges Schneckengetriebe in bester Ausführung $\eta = 0,73$; Vorgelege $\eta = 0,91^2 = 0,825$. Gesamter Wirkungsgrad $\eta = 0,73 \cdot 0,825 \sim 0,6$ wie geschätzt.

Kontrolle der Ankerdrehmomente.

a) Beschleunigungsmomente. Fahrgeschwindigkeit $v = 0,1666$ m/sk. Anfahrzeit 2 Sekunden; $p = \frac{v}{t_1} = \frac{0,1666}{2} = 0,083$ m/sk²; $s = 0,088$ m.

$$\alpha) \text{ Anker. } M_A = \frac{G D^2 \cdot n}{400 \cdot t_1} = \frac{0,54 \cdot 1181}{400 \cdot 2} \dots \dots = 0,8 \text{ kgm}$$

$\beta)$ Kupplung; bei 300 mm Durchmesser $J = 0,08$ kgm sk².

$$M_K = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot t_1} = \frac{0,08 \cdot 1181 \cdot \pi}{30 \cdot 2} \dots \dots = 4,9 \text{ „}$$

$$\gamma) \text{ Katze. } P = m p = \frac{24\,000}{9,81} \cdot 0,083 = 215 \text{ kgm,}$$

bezogen auf die Radachse bei 500 mm Raddurchmesser

$$M_{L/A} = \frac{M_L}{i \cdot \eta} = \frac{215 \cdot 0,25}{186 \cdot 0,6} \dots \dots = 0,048 \text{ „}$$

b) Fahrwiderstand. $M_R = 25\,000$ kgcm = 250 kgm.

$$M_{R/A} = \frac{250}{186 \cdot 0,6} = 2,24 \text{ kgm} \dots \dots = 2,24 \text{ „}$$

Gesamtes erforderliches Ankerdrehmoment $\dots \dots = 7,98$ 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 Katzensgeschwindigkeit, weil das Ankerdrehmoment kleiner und damit die Drehzahl des Motors größer wird.

$$M_R = 4000 \cdot (0,08 + 0,1 \cdot 5,5) \cdot 1,6 = 4030 \text{ kgcm} = 40,3 \text{ kgm.}$$

$$M_{R/A} = \frac{40,3}{186 \cdot 0,3} = 0,72 \text{ kgm.}$$

(η bei leerem Haken kleiner wie bei Vollast.) Drehzahl des Motors hierbei nach Tabelle 88 (S. 553) 1830. Damit Katzensgeschwindigkeit bei leerem Haken

$$v = \frac{0,5 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{1830}{186} = 0,258 \text{ m/sk} \sim 15,45 \text{ m/min.}$$

Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 10000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite

von C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz (Fig. 1030 bis 1054).

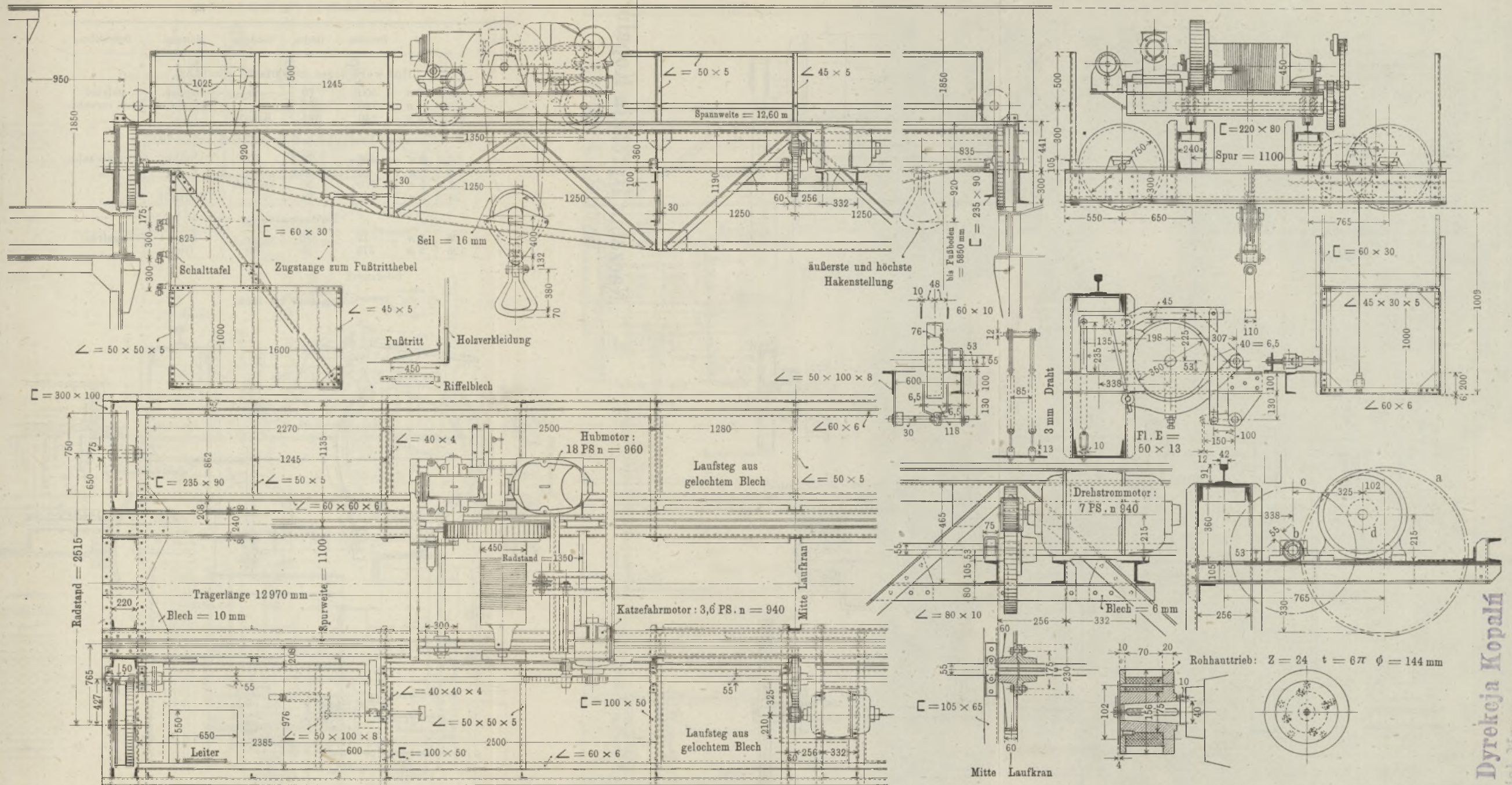
Steuerung vom Führerkorb aus. Antrieb durch Drehstrom und Schneckengetriebe.

a) Hubwerk.

1. **Antrieb:** Doppelgängiges Schneckengetriebe mit Kugeldrucklager und gerästem 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 Differentialbandbremse 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 Controller für die letzteren Lasten, um zu dem Frischstrom zu gelangen, über die Gegenstromstellungen



Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 10000 kg Tragkraft und 12,6 m Spannweite

von C. Herrm. Findeisen, Spezialfabrik für Krane und Aufzüge, in Chemnitz-Gablenz.

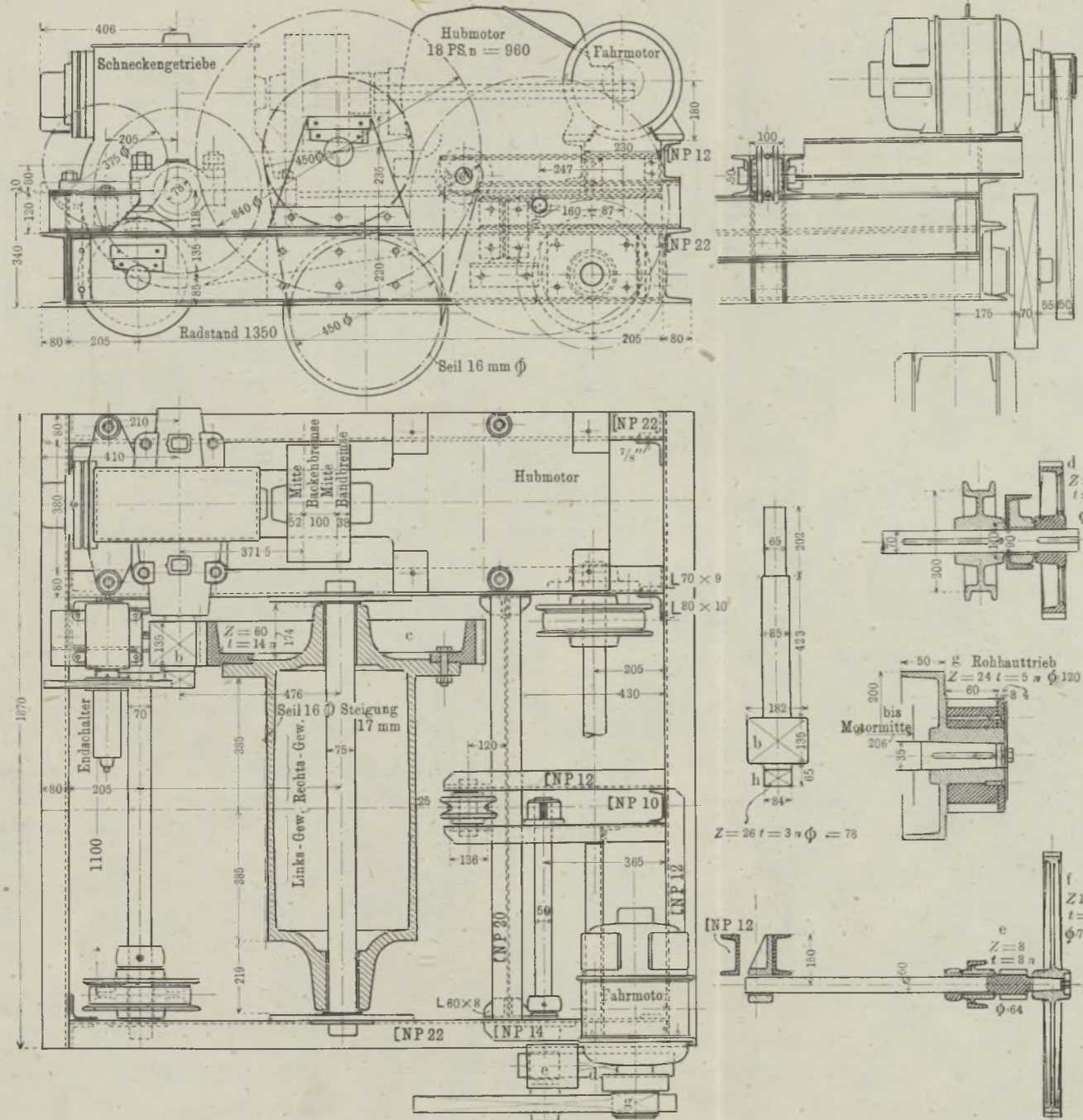
- Hubgeschwindigkeit 4,5 m/min,
- Katzfahrgeschwindigkeit 19,6 "
- Kranfahrgeschwindigkeit 50,4 "

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	"

Naczelnia Dyrekcja Kopalni
Wydział Maszynowy.

Fig. 1042 bis 1048.



Elektrisch betriebene Zweimotoren-Schneckenradkatze für 10 000 kg Tragkraft

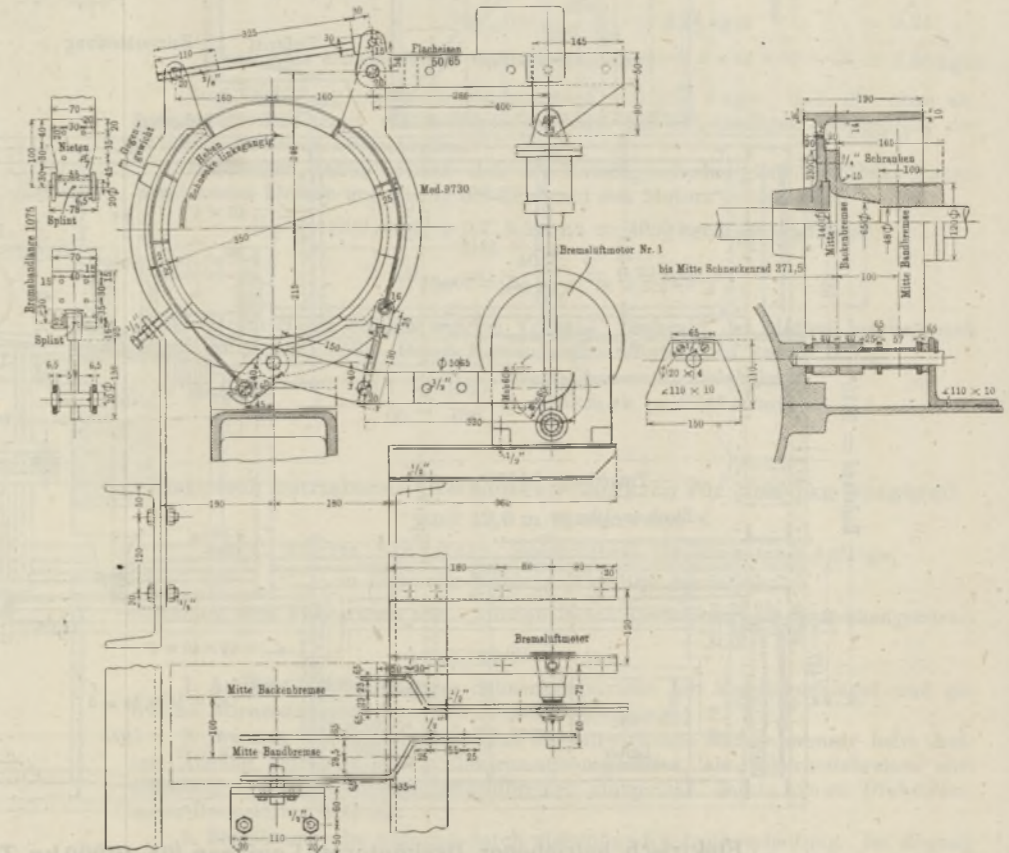
von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Naczelna Dyrekcja Kopalni
Wydział Maszynowy.

Rädertabelle zu Fig. 1042 bis 1048.

Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
Hubwerk ($i_{ges} = 300$ fach, $v = 4,52$).							
a	50	10π	500	70	85	Bronze	gefräst
b	10	14π	140	135	—	Stahl	korr.verzahn.
c	60	14π	840	135	Kranz	"	"
Katzenfahrwerk ($i_{ges} = 45,7$ fach, $v = 19,6$).							
d	57	8π	456	70	70	Stahl	korr.verzahn.
e	8	8π	65	80	—	"	"
f	154	5π	770	50	konisch	"	"
g	24	5π	120	60	"	Rohhaut	"
Endschaltung.							
h	26	3π	78	30	—	Stahl	gefräst
i	125	3π	375	25	50	Guß	"

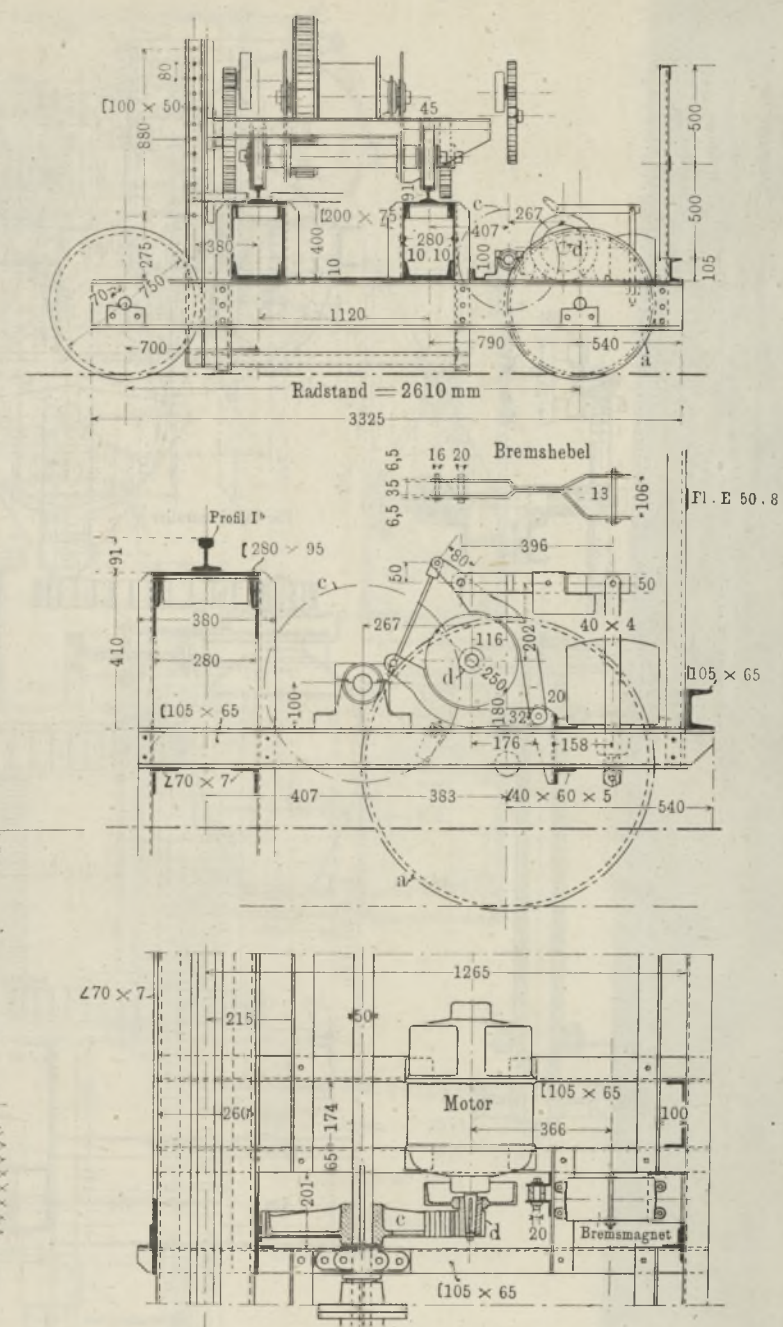
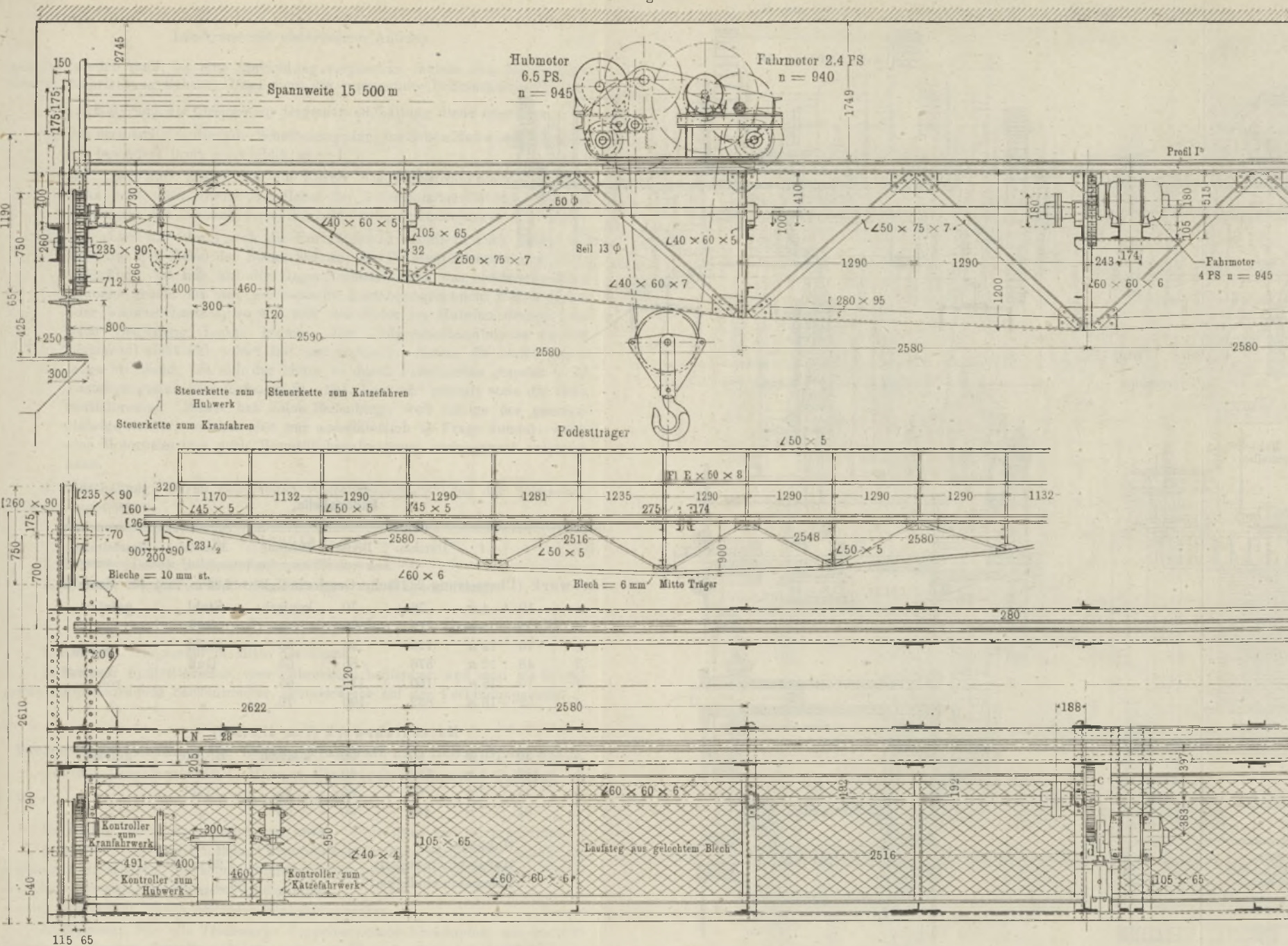
Fig. 1049 bis 1054.



Bremsanordnung zur elektrisch betriebenen Schneckenradkatze (Fig. 1042 bis 1048)

bei Drehstrom-Gegenstromschaltung.





Elektrisch betriebener Dreimotoren-Laufkran für 7500 kg Tragkraft und 15,5m Spannweite

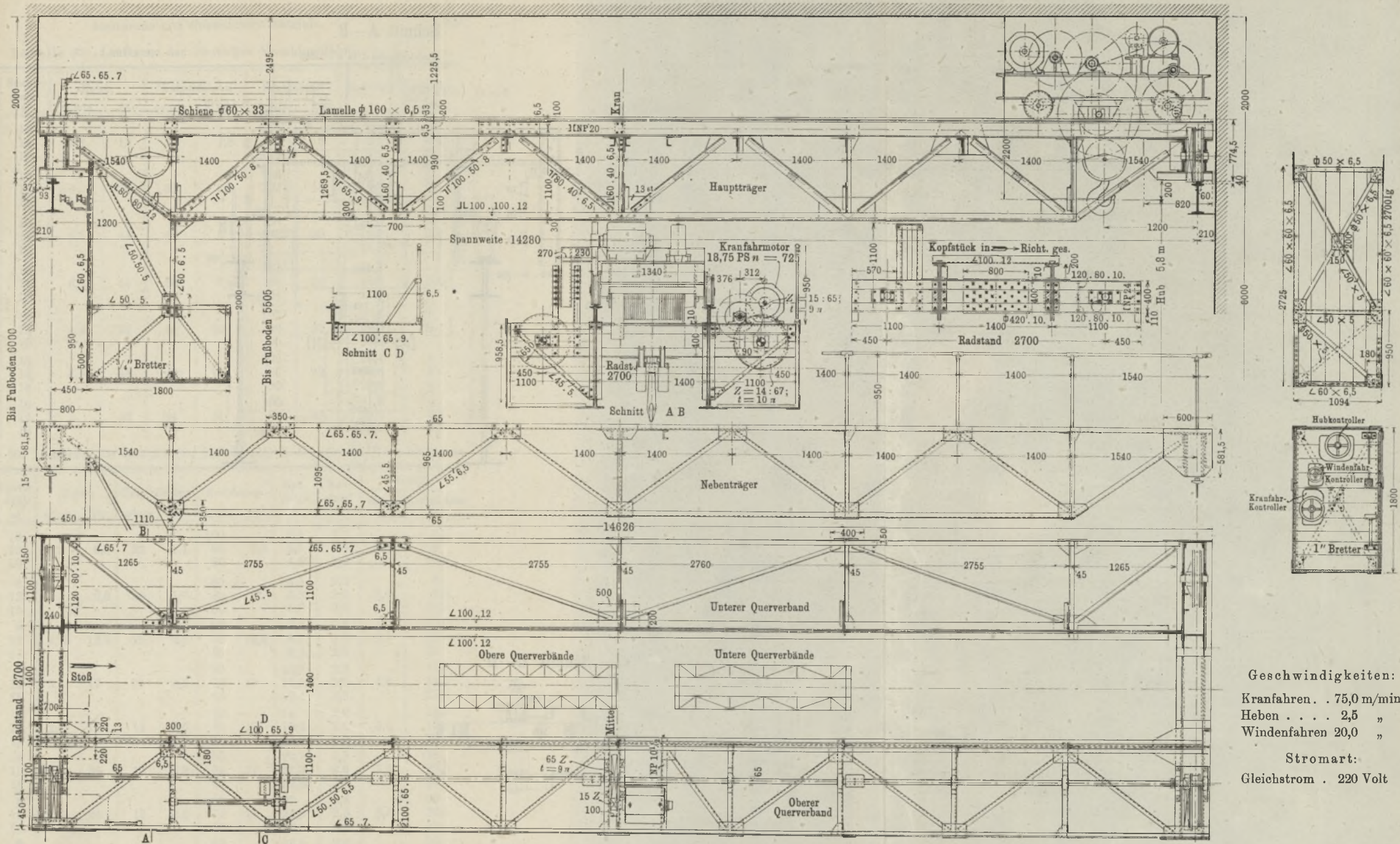
von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

- Hubgeschwindigkeit 2,25 m/min,
- Katzenfahrgeschwindigkeit 21,3 „
- Kranfahrgeschwindigkeit 43 „



Rädertabelle (Räderübersetzung 51,6 fach).

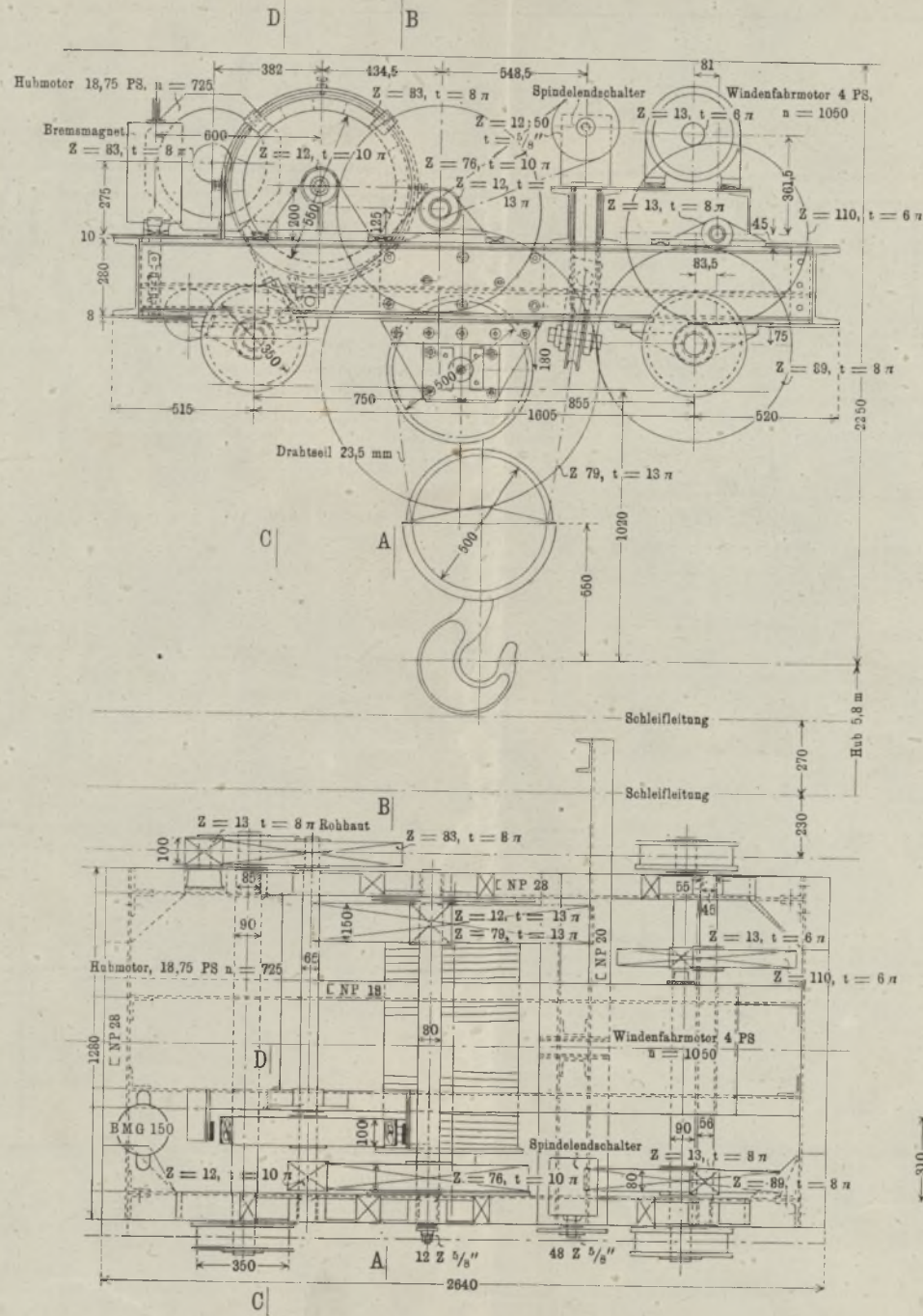
Pos.	z	t	Durchm.	Breite	Bohrung	Material	Bearbeitung
a	86	9 π	774	65	Kranz	Guß	roh
b	12	9 π	108	70	45	„	„
c	122	4 π	488	65	50	„	gefräst
d	17	4 π	68	65	konisch	Bronze	„



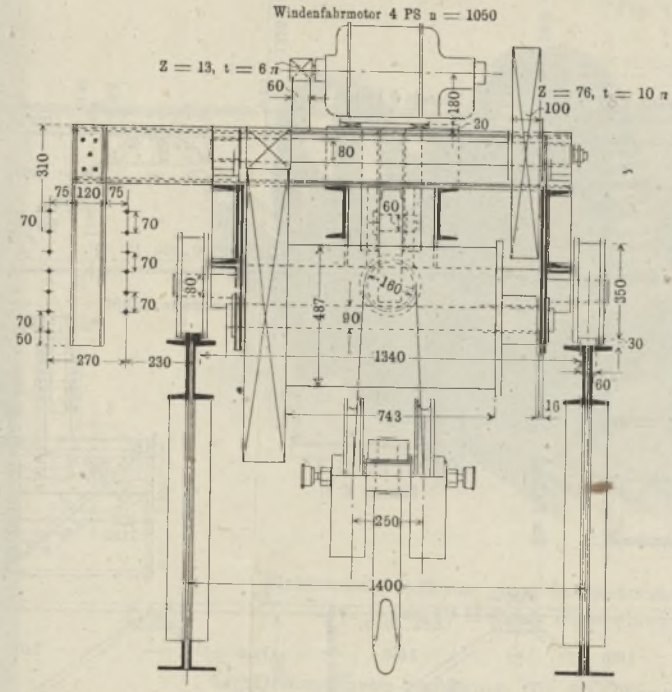
Dreimotoren-Laufkran für 20 t Tragkraft und 14,28 m Spannweite
 der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.

Geschwindigkeiten:
 Kranfahren . . . 75,0 m/min
 Heben 2,5 „
 Windenfahren 20,0 „

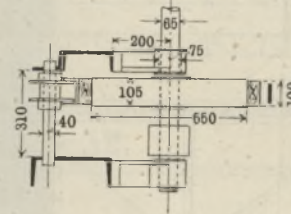
Stromart:
 Gleichstrom . . 220 Volt



Schnitt A—B



Schnitt C—D



Elektrisch betriebene Stirnräder-Laufwinde für 20 t Tragkraft
der Hebezeugfabrik F. Pichatzek in Berlin.



Tabelle 89. Laufkrane der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G.

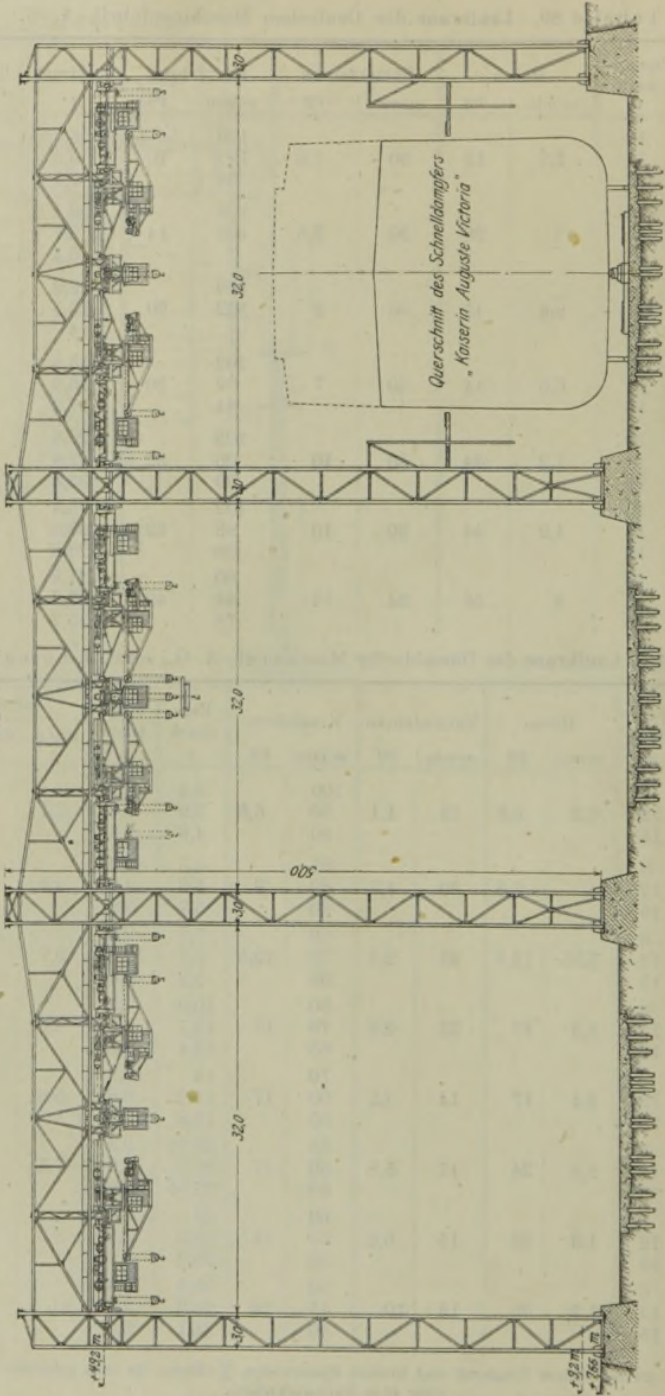
Tragkraft t	Spannweite m	Heben		Katzenfahren		Kranfahren		Raddruck t	Radstand m
		m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS		
5	10	7,2	12	30	1,8	126	10	6	2,4
	14					102		6,5	
	18					96		7,1	
10	10	8	28	30	3,8	108	14	9	2,8
	14					102		9,7	
	18					84		10,4	
15	10	8,4	44	30	5	108	20	12,2	3,2
	14					102		13,1	
	18					84		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	
	18					90		29,6	
50	10	3	56	24	14	90	42	31,8	4
	14					84		33,7	
	18					78		35,7	

Tabelle 90. Laufkrane der Düsseldorfer Maschinenb.-A.-G., vorm. J. Losenhausen

Tragkraft t	Spannweite m	Heben		Katzenfahren		Kranfahren		Rad- druck t	Rad- stand m	Gewicht	
		m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS			Katze t	Kompl.Kran t
3	8	6,2	6,8	32	1,1	100	6,8	3,4	2,2	2,1	7,7
	12					90		3,9	2,6		9
	15					80		4,6	2,8		10,3
5	8	4	6,8	30	1,7	85	8	4,5	2,2	2,4	8
	12					80		5,3	2,6		9,6
	15					80		5,7	2,8		11,5
10	8	3,75	12,5	25	2,3	80	12,5	7,8	2,2	3,7	10,2
	12					70		8,7	2,6		13
	15					65		9,2	2,8		15
15	8	3,3	17	21	2,5	80	17	10,9	2,2	4,6	11,8
	12					70		11,7	2,6		14,5
	15					65		12,4	2,8		17,2
20	8	2,4	17	14	2,5	70	17	14	2,2	5,6	14,8
	12					60		15,2	2,6		17,8
	15					55		15,8	2,8		20
30	8	2,2	24	17	5,8	55	17	20,75	2,3	7,5	18
	12					50		21,9	2,6		22,5
	15					50		22,85	2,8		26
40	8	1,6	24	13	6,6	60	24	27	2,4	8,5	22
	12					55		28,5	2,8		26,4
	15					50		29,2	3,0		29
50	8	1,7	36	13	10	50	24	33,5	2,4	10	29
	12					45		35,3	2,8		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.

Fig. 1082.



Hellinganlage der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Hamburg.

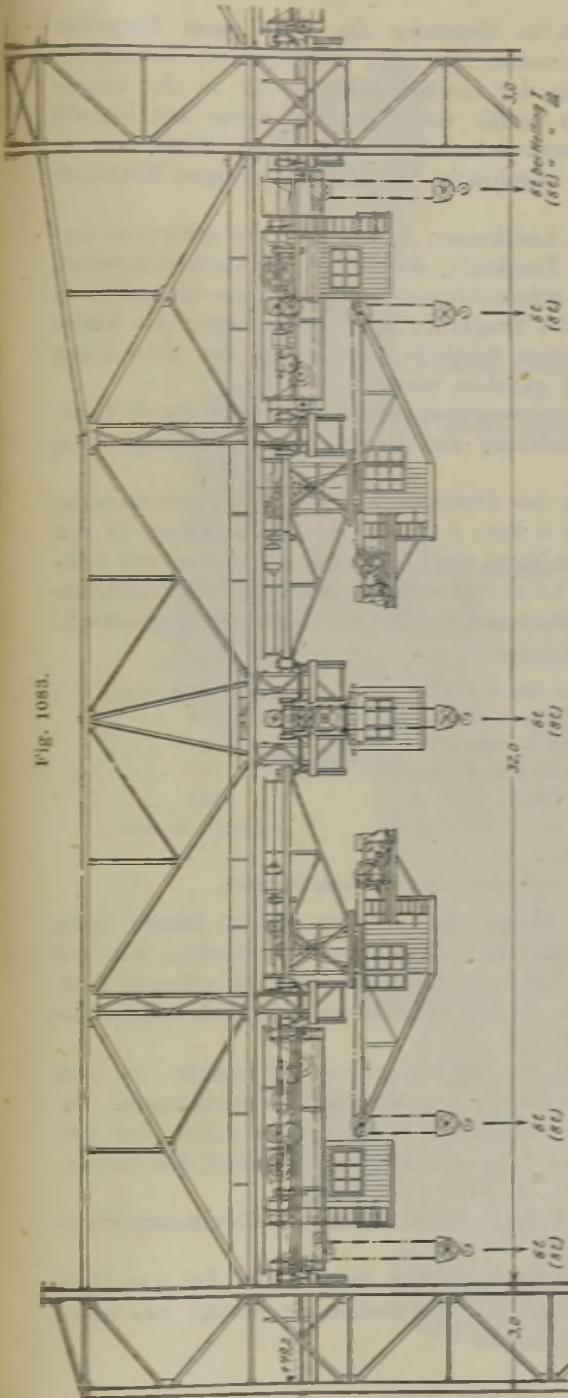


Fig. 1083.

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.

Anordnung der Krane in einem Helling.

Über den Helling, 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 Längsträgern, aus Kranbahnen, Laufbahnen 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 Laufschiene 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 Kranlaufschiene 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 Hellinganlage¹⁾ 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. min.	

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.

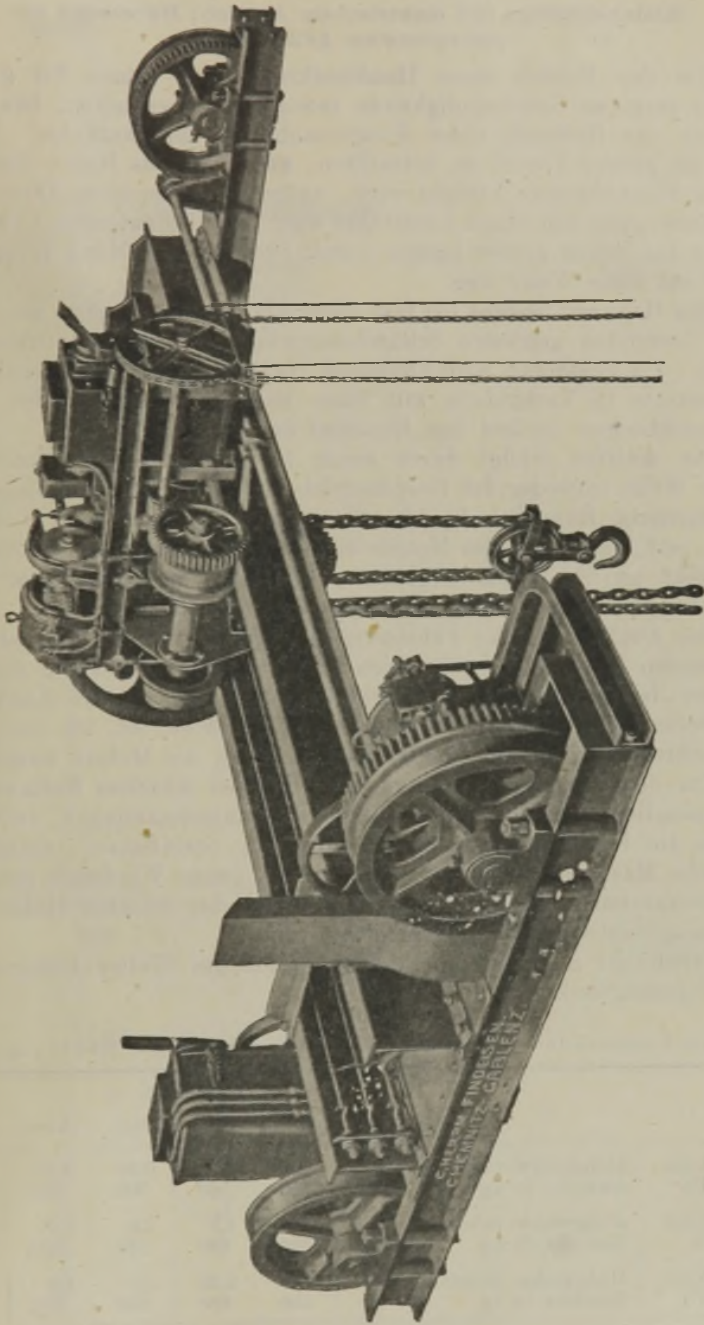
Wird dagegen der Kran nur ab und zu einmal benutzt, so wird man selbstverständlich mit vollständigem Handbetrieb auskommen. Zuweilen gibt man dem Kran auch zwei Motoren, von denen der eine das Hubwerk, der andere das Fahrwerk antreibt, während das Katzenfahren durch Handbetrieb erzielt wird.

Nebestehende Fig. 1084 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. 1084.



Elektrischer Zweimotoren - Laufkran für 10 000 kg Tragkraft, 9,29 m Spannweite von C. Herrm. Findeisen in Chemnitz-Gablenz.

Elektro-Laufwinden.

(Kleinhebezeuge mit elektrischem Antrieb; Hebezeuge mit unbegrenztem Arbeitsfeld.)

Um den Betrieb eines Handlaufkranes mit seinen für größere Lasten geringen Geschwindigkeiten rationeller zu gestalten, baut man nur für das Hubwerk einen Elektromotor in die Laufkatze. Es ist 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. Die bedeutenden Unkosten, welche das Heben großer Lasten durch zwei bis vier Mann verursacht, fallen auf diese Weise weg.

Das Hubwerk besteht bei fast allen Einmotorlaufwinden aus einem in Öl laufenden gefrästen Schneckengetriebe und einem Stirnradvorgelege. Als Lastorgan wird Drahtseil, Gallsche Kette oder kalibrierte Gliederkette in Verbindung mit einer losen Rolle angewendet. Eine Lastdruckbremse hindert den Rücklauf des Getriebes.

Der Antrieb erfolgt durch einen 1- bis 5 pferdigen 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 Controller mit Widerstand ist direkt an die Winde angebaut. Einleiten der Hub- oder Senkbewegung von unten durch Ziehen an einer Handkette.

Der Antrieb für die Fahrbewegung erfolgt wie bei den anderen Laufwinden für Handbetrieb durch Kette und Haspelrad von unten.

Bei der in Fig. 1085 und 1086 abgebildeten Elektro-Laufwinde der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, A.-G., ist, um eine teure Magnetbremse zu sparen, elektrische Bremsung des Motors vorgesehen.

Um dem Übelstand zu begegnen, daß bei schiefer 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.

Tabelle 91 zeigt die Ausführungsgrößen der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke.

Tabelle 91.

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
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
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
Laufschienestärke in mm . . .		45×20	45×20	50×25	50×25	60×30	60×30

Fig. 1086.

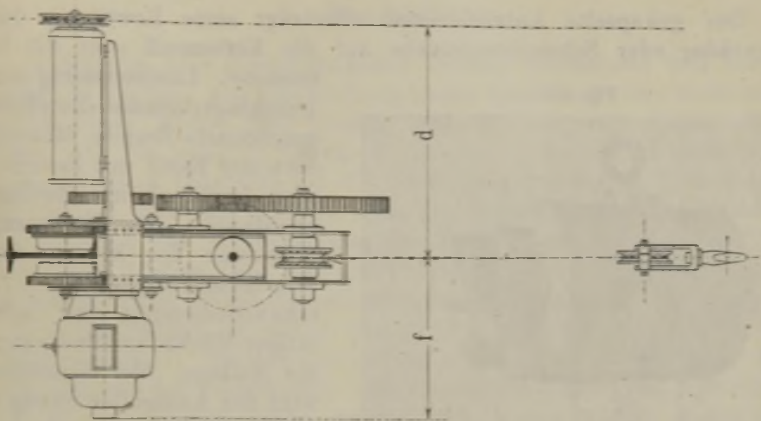
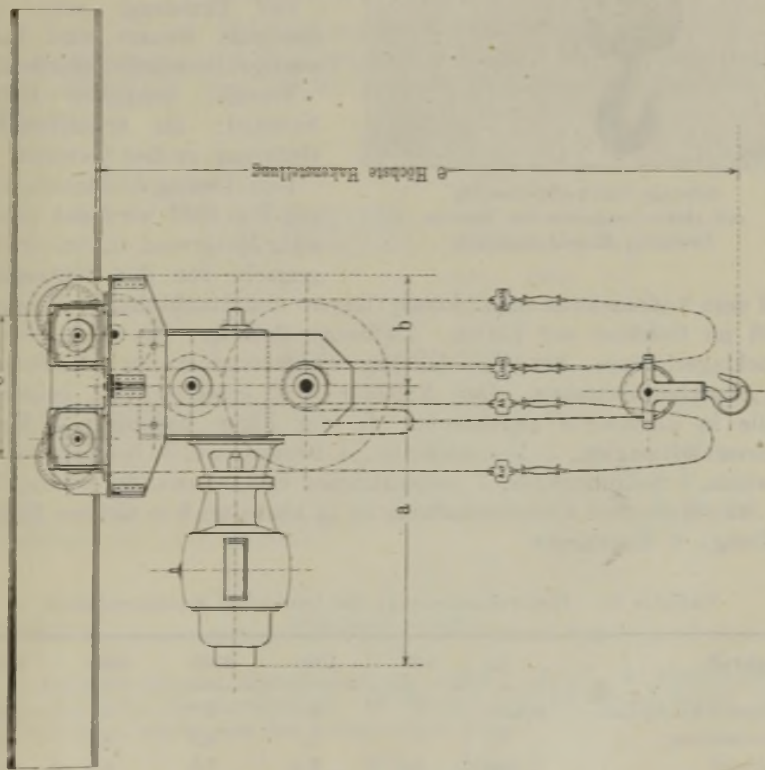


Fig. 1085.

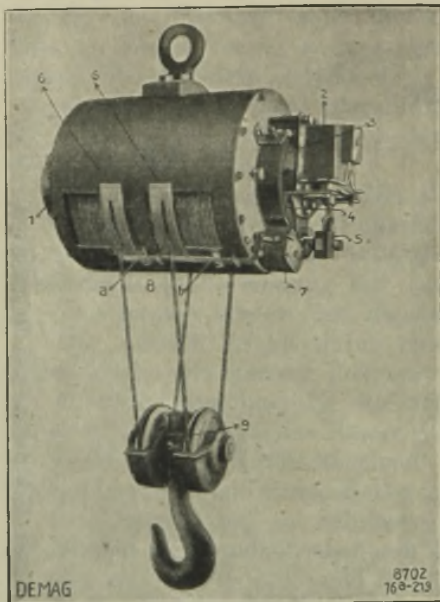


Elektro-Zweimotoren-Laufkatze der Walter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, A.-G.

e) Elektrisch betriebene Flasenzüge.

Der gekapselte Antriebsmotor überträgt seine Bewegung durch Stirnräder oder Schneckengetriebe auf die Kettennuß oder die Seiltrommel. Lasthemmung durch Drucklagerbremse oder elektromagnetische Bremse. Huborgan entweder Kette mit loser Rolle oder Drahtseil mit Zwillingen-anordnung des Rollenzuges. Steuerung des Motors durch Wendekontroller mit Zug-schnurbedienung und selbst-tätiger Rückschnellfederung in die Nulllage. Bei Gleichstrom wird der Kontroller häufig mit Nachlaufbremsung ausgerüstet.

Fig. 1087.



5000 kg-Elektroflasenzug
mit elektromagnetischer Bremse.
Deutsche Maschinenfabrik.

Grenzschalter gegen Über-fahren der höchsten Haken-stellung.

Zur Erzielung einer ge-drängten Bauart sind hoch-wertige Baustoffe erforderlich.

Vorteil: schnelles Heben.
Nachteil: als transportables Hebezeug großes Gewicht.

Beim Demag-Elektroflasenzug Fig. 1087 wird der gekap-selte Motor und das Stirnräder-getriebe von der Seiltrommel

und dem Außenmantel umschlossen (Regen- und Staubschutz). Trommel läuft im Gehäuse auf Rollen. Zwillingenrollenzug. Bis $Q = 3000$ kg Drucklagerbremse, bei $Q = 5000$ kg elektromagnetische Bandbremse mit Nachlaufbremsung. Der Anlasser wird gesondert an beliebiger Stelle in Reichweite angebracht. In der Figur bedeutet: 1 Motor, 2 Bremsluftmagnet, 3 Bremsscheibe, 4 Bremsband, 5 Bremshebel mit Gewicht, 6 Seilführungen, 7 automatischer Endausschalter, 8 Anschläge zur automatischen Endausschaltung (*a* in höchster, *b* in tiefster Hakenstellung), 9 Kugellager.

Tabelle 92. Elektroflasenzüge der Deutschen Maschinenfabrik.

Tragkraft kg	500	1000	2000	3000	5000
Hubgeschwindigkeit . . m/min	7	6	4	4	4
Motorleistung PS	1	1,7	3,3	3,3	6,3
Drahtseil \varnothing mm	5,5	6	7,5	8,5	10,5
Gewicht kg	140	200	300	320	560

C. Bockkrane.

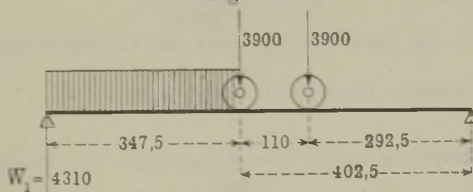
Bockkrane oder Eisenbahnkrane können feststehend und fahrbar ausgeführt werden. Auf Eisenbahnstationen überspannt das bockförmige Gestell dieser Krane zwei Gleise, um die Last von einem offenen Wagen auf den anderen heben zu können. Das Gerüst besteht aus der horizontalen Fahrbahn für die Katze, aus den beiden Bockständern und aus den Eckverstrebrungen. 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 bei größeren Arbeitsplätzen auch in der Längsrichtung bestreichen, so wird das Gerüst auf Rollen gesetzt, die durch ein drittes Triebwerk betätigt werden. Antrieb bei seltener Benutzung von Hand, sonst elektrisch wie bei Laufkranen. Bei Handantrieb entweder Antrieb von oben mittels Kurbel, oder Antrieb von unten mittels Haspelrades oder Kurbel. 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. 493 unter dem Vorderrade der Laufkatze auf, wenn dieses um $\frac{1}{4}$ des Radstandes die Balkenmitte überschritten hat.

Fig. 1088.



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 Eckverstrebrungen nach S. 493 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 zu 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. 1088

$$M_{b \max} = 4310 \cdot 347,5 - 150 \cdot 3,475 \cdot \frac{347,5}{2} \sim 1\,407\,000 \text{ kgcm.}$$

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.

Fig. 1089.

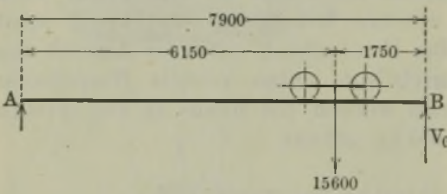
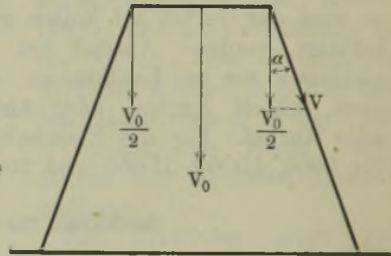


Fig. 1090.



Ermittlung der Stützendrücke.

Der Druck auf den Bockständer ermittelt sich aus der um A (Fig. 1089) angeschriebenen Momentengleichung 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

$$\cos a = \frac{670}{674} = 0,994,$$

somit

$$V = \frac{V_0}{2 \cos a} = \frac{13\,745}{2 \cdot 0,994} = 6915 \text{ kg.}$$

Hierzu tritt noch der auf S. 568 ermittelte Seilzug $S_6 = 5023 \text{ kg}$, welcher bei der Endlage des Seiles auf der Trommel größtenteils in eine Strebe geht.

Demnach wird $V_{\max} = 6915 + 5023 = 11\,938 \text{ kg}$.

Nach der Knickgleichung $V = \frac{\pi^2 \cdot J \cdot E}{\mathcal{E} \cdot l^2}$ wird mit $l = 674 \text{ cm}$ und $\mathcal{E} = 7$

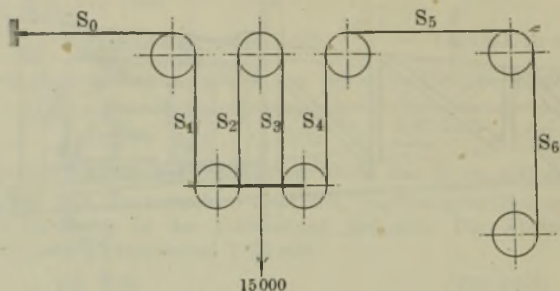
$$J = \frac{11\,938 \cdot 7 \cdot 674^2}{10 \cdot 2\,000\,000} \sim 1850 \text{ cm}^4.$$

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 $J_{\max} = 2142 \text{ cm}^4$ 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 $J_{\max} = 29\,213 \text{ cm}^4$ und $J_{\min} = 1158 \text{ cm}^4$.

Berechnung des Triebwerkes.

Fig. 1093.



Anordnung der Lastkette.

1. Lastwinde.

Zunächst ist die größte auftretende Kettenspannung S_0 zu ermitteln. Es ist mit 6 Proz. bzw. 4 Proz. Arbeitsverlust in jeder Rolle annähernd¹⁾

$S_0 = \frac{15000}{4} \dots = 3750 \text{ kg}$	$S_3 = 4134 \cdot 1,06 \dots = 4382 \text{ kg}$
$S_1 = 3750 \cdot 1,04 \dots = 3900 \text{ „}$	$S_4 = 4382 \cdot 1,06 \dots = 4645 \text{ „}$
$S_2 = 3900 \cdot 1,06 \dots = 4134 \text{ „}$	$S_5 = 4645 \cdot 1,04 \dots = 4830 \text{ „}$
	$S_6 = 4830 \cdot 1,04 \dots = 5023 \text{ „}$

Fig. 1094.!

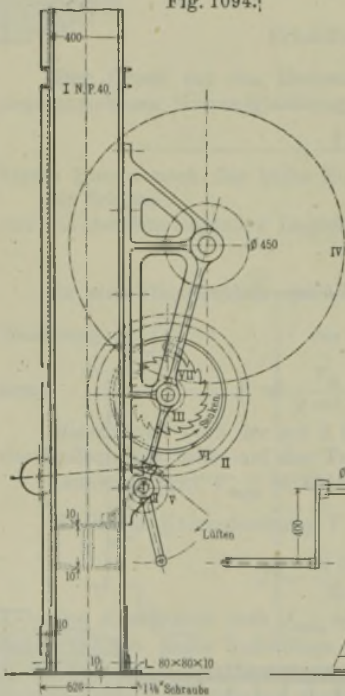
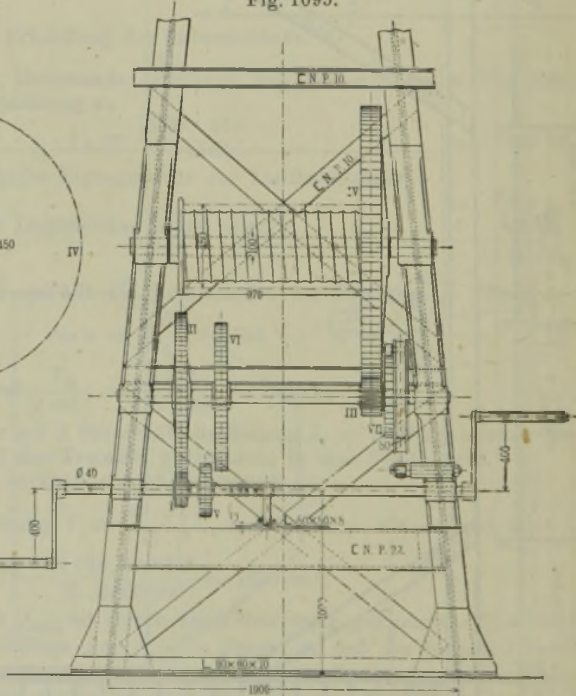


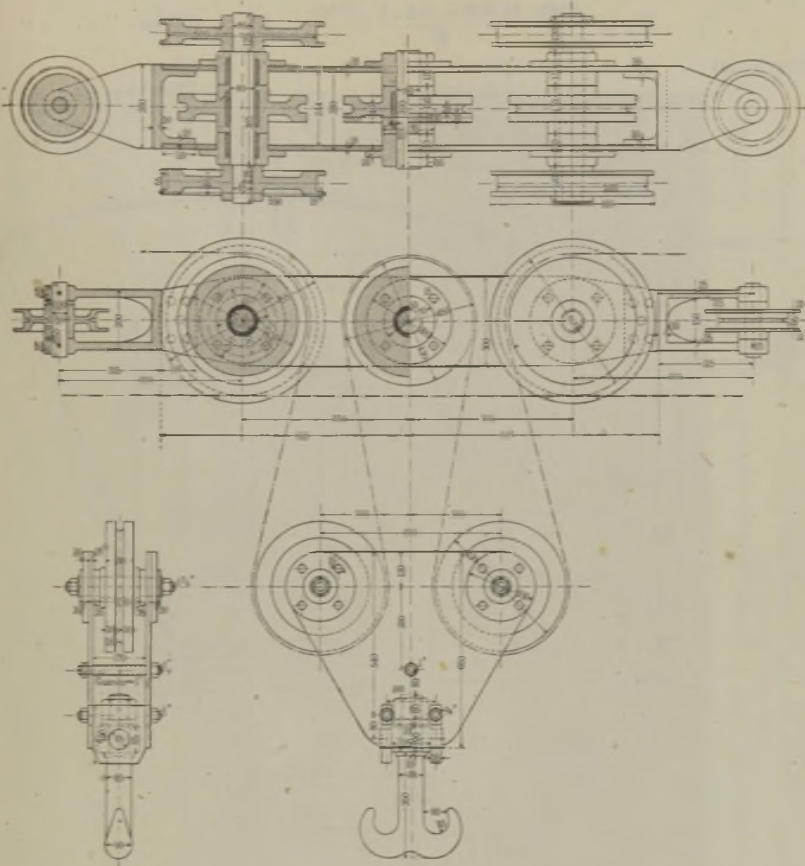
Fig. 1095.



Anordnung des Triebwerkes am Bockkran von 15 000 kg Tragkraft.

¹⁾ Vgl. S. 206. Bei genauer Rechnung muß $S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = 15000 \text{ kg}$ sein.

Fig. 1096 bis 1098.



Laufkatze zum Bockkran von 15 000 kg.

Für diese Zugkraft $S_6 = 5023$ kg entnehmen wir der Tabelle 7 (S. 13) eine Kette von 22 mm Eisenstärke.

Trommel- und Rollendurchmesser $D = 20 \cdot 22 = 440$ mm, ausgeführt mit 450 mm.

Anzahl der Arbeiter = 4 zu je 25 kg, Kurbelarm = 400 mm, $\eta = 0,7$.

$$\text{Übersetzung} = \frac{5023 \cdot 22,5}{4 \cdot 25 \cdot 40 \cdot 0,7} = 40,5.$$

Hierfür ist mit Rücksicht auf vorhandene Modelle gewählt

$$\frac{80 \cdot 88}{15 \cdot 11} = \frac{42,6}{1}$$

Winde für die Lastverschiebung.

Die Widerstände berechnen sich nach S. 434 wie folgt:

1. Widerstand der Lastrollen nach Fig. 822 (S. 434)

$$W_1 = S_5 - S_0 = 4830 - 3750 = 1080 \text{ kg.}$$

2. Widerstände der Laufräder bei 60 Proz. Spurreibung

$$W_2 = \left(\frac{0,08 \cdot 15\,600 + 0,1 \cdot 4 \cdot 12\,500}{25} \right) \cdot 1,6 = 400 \text{ kg.}$$

Hierin ist

$$f = 0,08 \text{ cm,}$$

$$D = 15\,600 \text{ kg,}$$

$$u = 0,1,$$

$$r = 4,0 \text{ cm,}$$

$$P \sim 12\,500 \text{ kg,}$$

$$R = 25,0 \text{ cm.}$$

Fig. 1099.

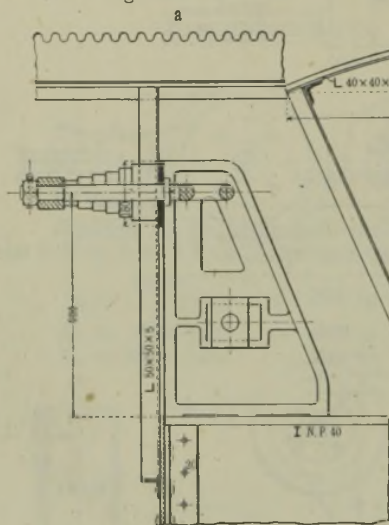


Fig. 1100.

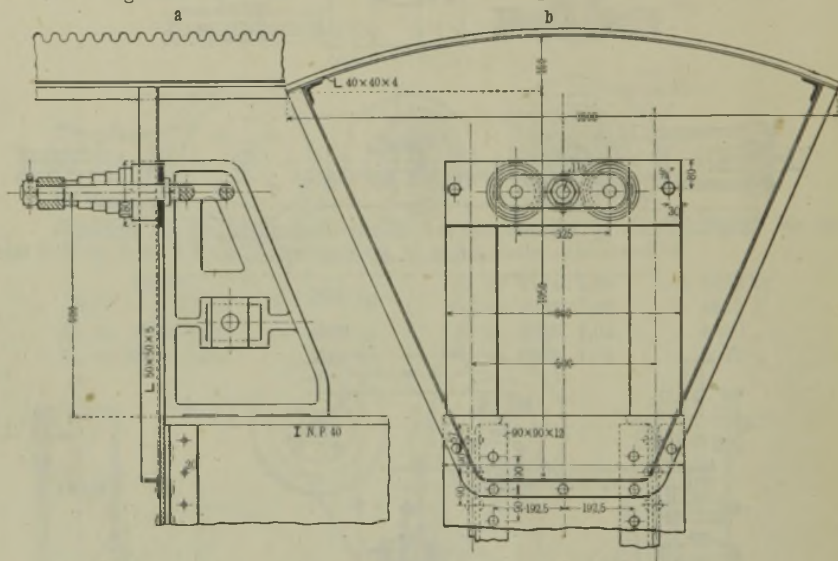
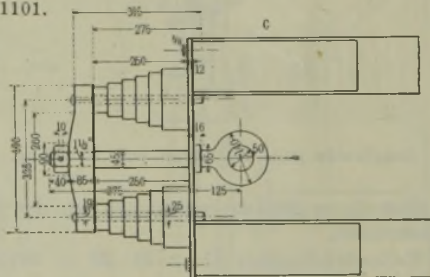


Fig. 1101.



Zugfederbefestigung am Bockkran von 15 000 kg Tragkraft.

3. Widerstand der Zugketten¹⁾ bei 16 mm starken Ketten (Gewicht pro Meter ~ 6 kg), $x = 2,3$ m und 150 mm Durchhang

$$S = \frac{2 \cdot 6 \cdot 2,3^2}{2 \cdot 0,15} \approx 212 \text{ kg.}$$

Somit wird

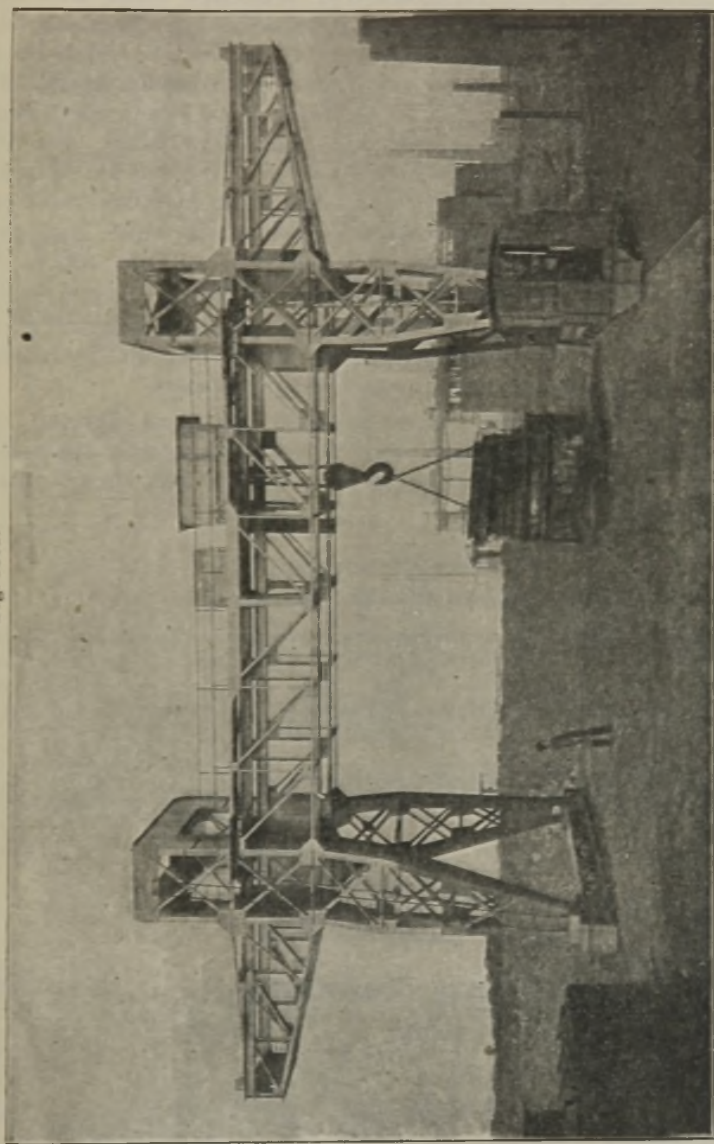
$$W = 1080 + 400 + 212 = 1692 \text{ kg.}$$

Bei einem Kettenrollendurchmesser von 300 mm, zwei Arbeitern zu je 15 kg am Kurbelarm 400 mm, ergibt sich mit $\eta = 0,8$ die erforderliche Übersetzung zu

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} \eta = \frac{1692 \cdot 15}{2 \cdot 15 \cdot 40 \cdot 0,8} \approx 26,4.$$

¹⁾ Vgl. S. 435.

Fig. 1102.



Fahrbarer Bockkran für 40 000 kg Tragfähigkeit und 14 m Spannweite. Deutsche Maschinenfabrik in Duisburg
 (Werk Stuckenholtz).

Der Oberteil der torartigen 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 Tore, wie Fig. 1104 zeigt. Anderenfalls kann der Tordurchgang nur mit in die Fahrriichtung 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.

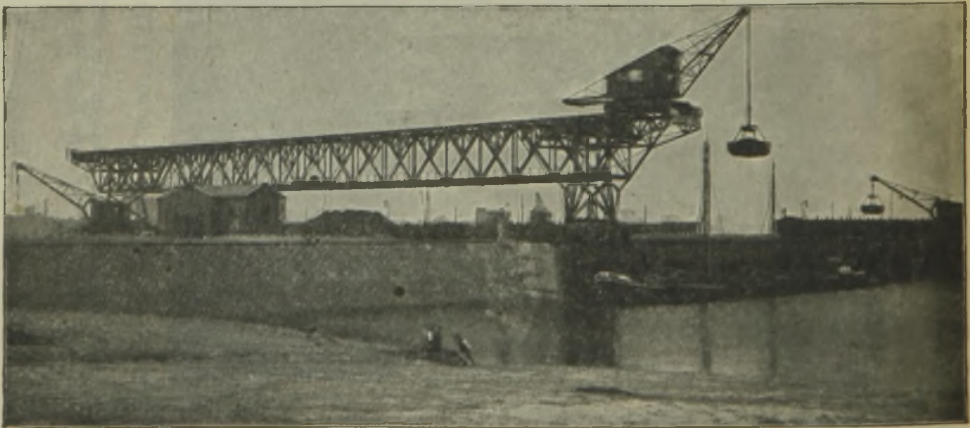
Vielfach bedingen die Platzverhältnisse besondere Formen der Verladebrücken. Z. B. führt man die Brücken als ein- oder zweiseitige Lastausleger aus (Kantileverkrane), die es gestatten, weit über Gebäude hinwegzureichen.

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 von den Eisenbahnwagen oder vom Lager in Schiffe schaffen. Beim Verladen von den Eisenbahnwagen werden die mit Kohle gefüllten Spezialkübel unmittelbar von den Wagen

Fig. 1103.



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.

E. Hüttenwerkskrane.

In Hütten- und Stahlwerken haben sich zur Erhöhung der Produktion und Verminderung der Selbstkosten eine Anzahl Sonderkonstruktionen herausgebildet, bei denen der elektrische Antrieb vorherrschend ist.

Die der strahlenden Wärme ausgesetzten Teile sind entweder gut zu schützen, wie z. B. Windwerke, Eisenkonstruktionen (Brückenuntergurte), oder ihre Beanspruchung ist niedrig zu wählen (600 bis 200 kg/qcm), wie für Muldenschwengel, Pfannenbalken und Pfannenhaken.

Da das plötzliche Anhalten der Katze oder des Kraues — bedingt durch das Absetzen der Last an ganz bestimmten Punkten — Schwingungen hervorrufen würde, die den Betrieb beeinträchtigen, so entsteht in vielen Fällen die Notwendigkeit, die Lasten oder Flaschen in Gerüsten zu führen. Diese müssen mit dem Katzenrahmen vollkommen starr verbunden sein. Der Anschluß an den Rahmen darf nicht stumpf erfolgen, sondern das Gerüst muß denselben durchdringen.

Gußeisen darf nicht da verwendet werden, wo Stöße zu erwarten sind. Lager, Zahnräder usw. sind aus Stahlguß oder Stahl herzustellen. Führungsrollen sollen nicht unter 300 mm im Durchmesser gewählt werden. Gleitführungen sind, weil dauerhafter und betriebssicherer, vorzuziehen. (Gleitschuhe aus Gußeisen mit Fettbehältern.)

Magnetkrane. Muldentransportkrane. Fallwerkkrane.

Die beiden ersten Arten haben die zur Beschickung der Martinöfen benutzten Alteisenstücke von der verschiedensten Form und Größe (Schrott) vom Schrottplatz nach den Martinöfen zu transportieren. Es sind gewöhnliche Mehrmotorenkrane. Beim Magnetkran dient zum Erfassen des Schrotts ein Magnet, beim Muldentransportkran zum Erfassen der mit Schrott gefüllten Mulden seitlich ausschwenkbare Greiferarme. Die Krane setzen dabei die Mulden auf Konsolen an der Außenseite der Gebäude ab, von denen sie der Beschickkran abnimmt. 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 $30 \div 40$ m/min, Kranfahren $100 \div 140$ m/min.

Fallwerkkrane dienen zur Zertrümmerung der Schrottstücke, die für die Ofenbeschickung zu groß sind. Bei neueren Ausführungen wird die Fallkugel durch einen Magneten erfaßt und durch Stromunterbrechung freigegeben.

Beschickkrane und Beschickmaschinen.

Aufgabe derselben ist das Einbringen von Schrott und Zuschlägen in die Martinöfen. Beschickkrane haben den weiter unten beschriebenen ebenerdig fahrbaren Beschickmaschinen gegenüber den Vorteil, daß sie den wichtigen Arbeitsraum vor den Öfen vollständig freilassen

und neben der Beschickarbeit auch noch andere Hebe- und Transportarbeiten ausführen können, wenn sie mit Hilfskatze ausgerüstet sind.

Diese Krane führen folgende Bewegungen aus:

1. Eine Längsbewegung an den Ofentüren entlang durch Verfahren des ganzen Kranes. Kranfahrmotor 15 PS, $v = 90$ m/min.

2. Eine Vor- und Rückwärtsbewegung dem Ofen gegenüber durch Katzenfahren.

Katzenfahrmotor 8 PS, $v = 30$ bis 50 m/min.

3. Eine Wippbewegung des Schwengels, um die erfaßte Mulde über etwaige Hindernisse frei hinwegheben zu können. Wippmotor 12 PS, $v = 5$ m/min.

4. Eine Vertikalbewegung des unteren Katzenhängegerüsts mit daran befindlichem Schwengel zur Überwindung größerer Hindernisse und Anpassung an die Beschickräume bei wesentlichen Höhenunterschieden. Hubmotor 15 PS, $v = 7$ m/min.

5. Eine Drehung des Schwengels um die

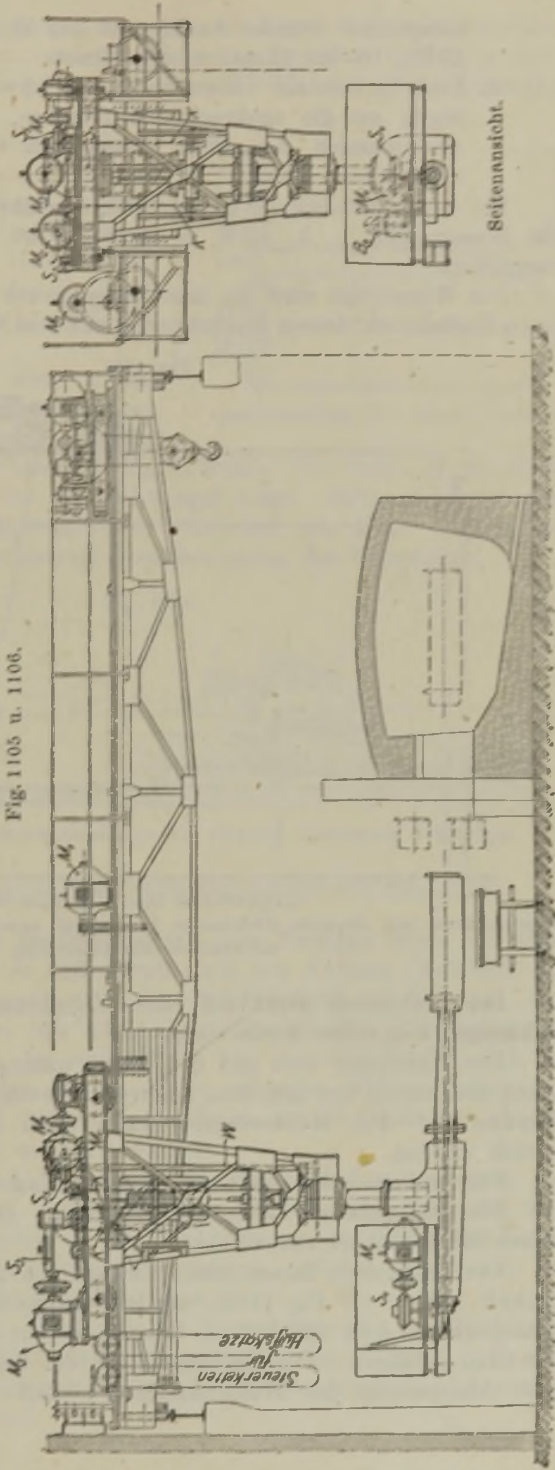


Fig. 1105 u. 1106.

Beschiebkrane der Deutschen Maschinenfabrik.

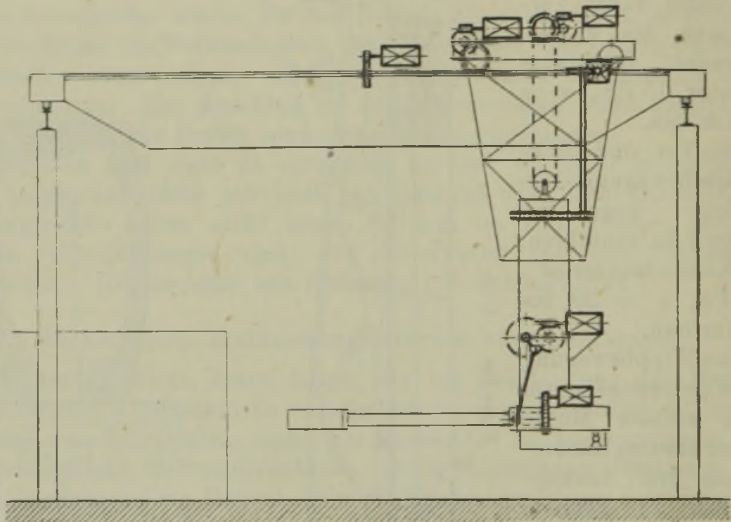
Längsachse zwecks Auskippens des Muldeninhalts, Kippmotor 10 PS, 10- bis 15 mal in der Minute.

6. Eine horizontale Schwenkung des Schwengels im vollen Kreisbogen um die senkrechte Mittelachse, um den verschiedenen Anordnungen der Öfen gerecht zu werden. Schwenkmotor 5 PS, 5 Uml./min.

Bei dem Beschickkran in Fig. 1105, Ausführung der Demag, werden die Bewegungen 1, 2, 4, 5, 6, in Fig. 1107 sämtliche Bewegungen ausgeführt.

Der Wippmotor wird an dem Hängegerüst gelagert und wirkt auf einen Kurbeltrieb, dessen Kurbelstange mit dem Schwengel verbunden ist.

Fig. 1107.



Beschickkran mit ringsum drehbarem Schwengel sowie gleichzeitiger Wipp- und senkrechter Hubbewegung.

Der Drehmotor wirkt auf einen Zahnkranz ein, der an der den Schwengel tragenden Säule sitzt.

Der Hubmotor wird auf der Katze untergebracht und wirkt auf einen Rollenzug, der mit dem senkrecht beweglichen Hängegerüst verbunden ist. Die Hubbewegung kann auch durch Schraubenspindel erzielt werden.

Führerstand stets auf dem Schwengelkasten.

Die angegebenen Zahlenwerte beziehen sich auf einen Kran für einen Muldeninhalt von 1500 kg.

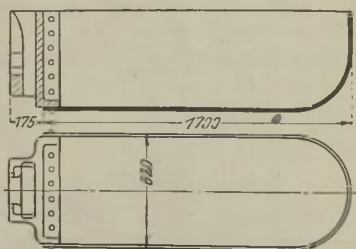
Die Flammöfen fassen einen Einsatz von 20 bis 25 t. Die Mulden (Inhalt 1 bis 5 t), Fig. 1108, werden entweder durch einen Mulden-transportkran oder auf kleinen Wagen, welche drei Mulden tragen, vor die Öfen gefahren. Der Schwengelkopf der Beschickkrane legt sich in eine Aussparung des Muldenkopfes, worauf entweder ein durch die

hohle Stange geführter Riegel oder ein auf den Schwengel gesteckter Schuh vorgeschoben wird, welcher mit vorspringenden Zapfen in Aussparungen des Muldenkopfes eingreift und eine Art Muffenkupplung bildet.

Die ebenerdig fahrbaren Beschickmaschinen haben nur noch in Einzelfällen Bedeutung, weil dem Vorteil der fehlenden Fahrbahn der Nachteil gegenübersteht, daß auf alle Hilfsarbeiten, die mit der Hilfskatze des Beschickkranes geleistet werden können, verzichtet werden muß.

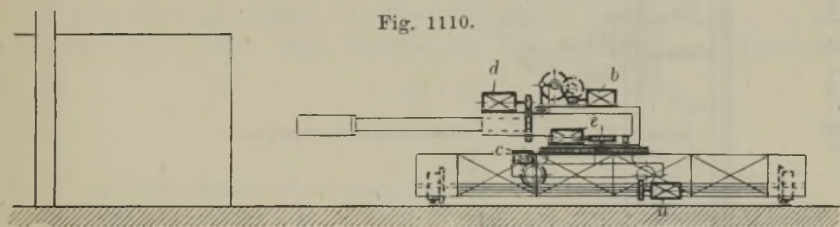
In Fig. 1110 dient Motor *a* zum Längsfahren an der Ofenfront entlang, Motor *b* zur Wippbewegung. Der auf dem Unterwagen in der Querrichtung fahrende Oberwagen ist mit einer Drehscheibe versehen, die den Schwengel trägt. Motor *c* bewegt den Katzenwagen, Motor *d* dreht den Schwengel um seine Längsachse, Motor *e* bewirkt die horizontale Kreisbewegung des Schwengels.

Fig. 1108 u. 1109.



Beschickmulde des Hörder Vereins.

Fig. 1110.



Ebenerdig fahrbare Beschickmaschine mit ringsum drehbarem Schwengel.

Gießkrane und Gießwagen

haben die Aufgabe, die Gießpfanne mit dem flüssigen Eisen der Konverter oder Martinöfen zu füllen und nach den Formen (Kokillen) für die Gußstahlblöcke (Ingots) oder für Stahlformguß zu bringen. Die Gießkrane werden meist mit, aber auch ohne starrem 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 dem Kran Fig. 1111 hängen die Pfannenhaken an einem genieteten Balken, der an zwei zweirollige Flaschen angeschlossen und mit Rollen an dem Gerüst geführt ist. Kippen der Gießpfanne entweder mit Hand oder mittels Hilfshubwerkes, welches die Pfanne am Boden erfaßt und in die Kipplage bewegt.

Spannweite 17,88 m, Tragkraft der Hauptkatze 45 t, der Hilfskatze 7,5 t, Hub der Pfanne 5 m, Hubgeschwindigkeit der Pfanne 1,84 m/min, Hubmotor 30 PS, Fahrgeschwindigkeit der Hauptkatze 15,4 m/min,

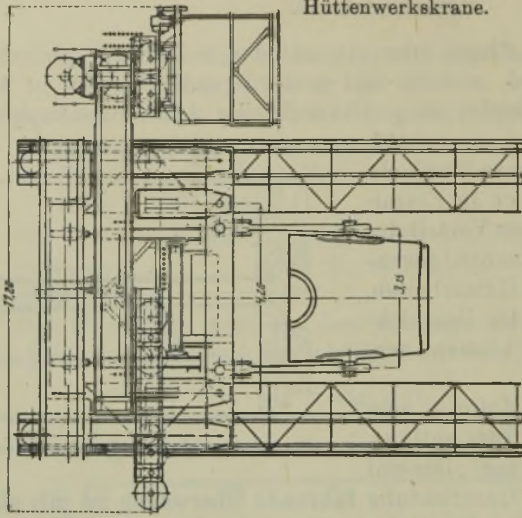
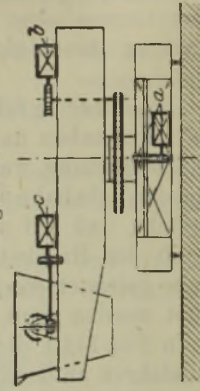
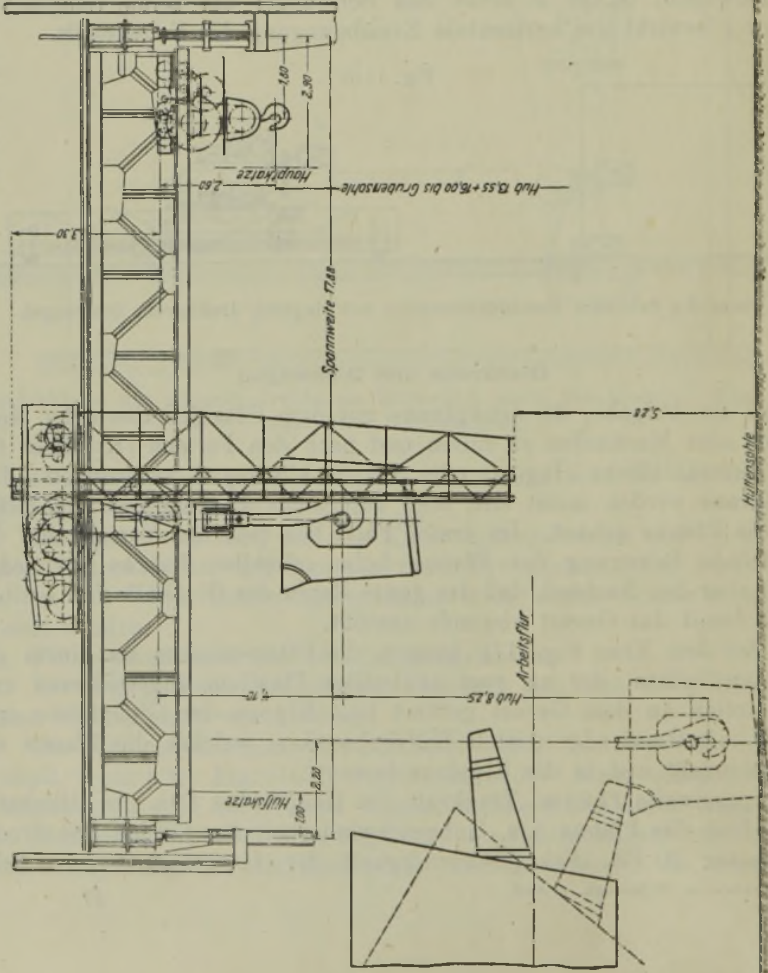


Fig. 1113.



Stabliebwagen für Martinwerke.

Fig. 1111 u. 1112.



Gießkran für 80 und 20 t Nutzlast. Maßstab 1 : 150.

Katzenfahrmotor 8,5 PS, Kranfahrgeschwindigkeit 55 m/min, Kranfahrmotor 30 PS, Hubgeschwindigkeit des Hilfshakens 8,8 m/min, Hubmotor der Hilfskatze 18 PS, Fahrgeschwindigkeit der Hilfskatze 21,5 m, Fahrmotor der Hilfskatze 3 PS.

Bei einzelnen Ausführungen wird der Führerkorb nebst den darin befindlichen Steuerapparaten fahrbar am Kranträger angebracht, damit der Führer stets den günstigsten und für die Beobachtung besten, nicht von der Glut des flüssigen Eisens beeinflussten Platz aussuchen kann.

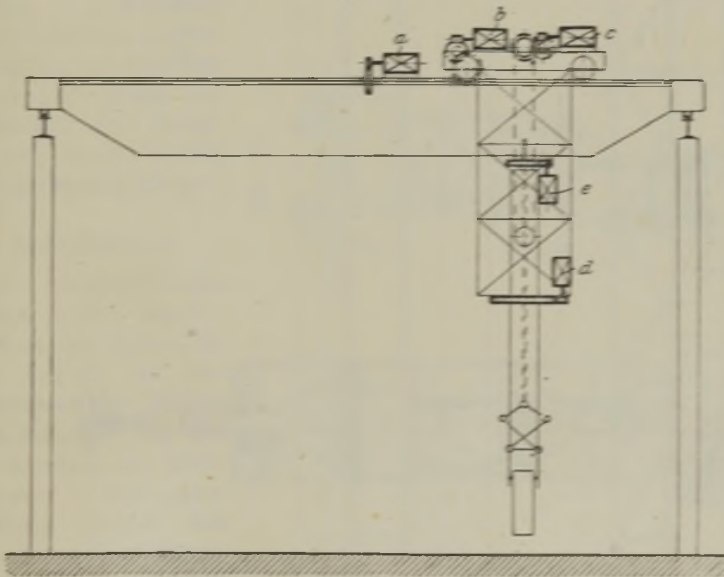
Der Kran in Fig. 1111 ruht auf zwölf Laufrädern (sechs Radgestellen), von denen vier angetrieben werden.

Bei dem Stahlgießwagen für Martinwerke, Fig. 1113, wird der Wagen durch den Motor *a* verfahren, während der Oberteil, der die Pfanne trägt, durch einen Motor *b* um die senkrechte Mittelachse gedreht und die Pfanne mittels Schneckengetriebes durch Motor *c* gekippt wird.

Blocktransport- oder Zangenkrane

erfassen die in den Kokillen erstarrten Stahlgußblöcke mittels Zangen und befördern sie weiter. In Fig. 1114 dienen die Motoren *a*, *b*, *c* in der üblichen Weise zum Kranfahren, Katzenfahren und Lastheben.

Fig. 1114.



Zangenkran.

Motor *d* dreht den Zangenträger um seine Vertikalachse, um die Zangenlage dem Block anzupassen. Motor *e* öffnet und schließt mittels Zahnräder und senkrechter Schraubenspindel die Zange.

Fig. 1116.

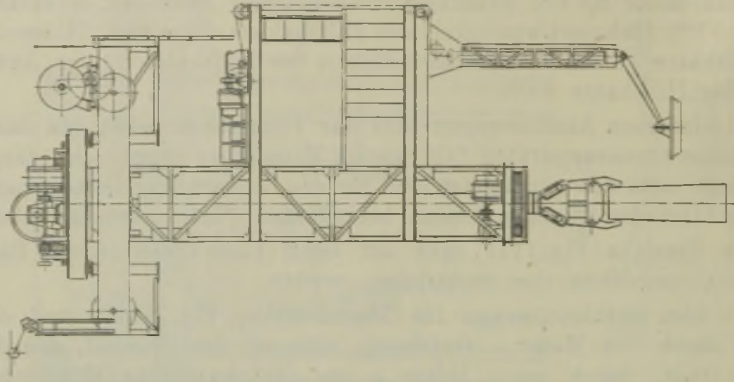
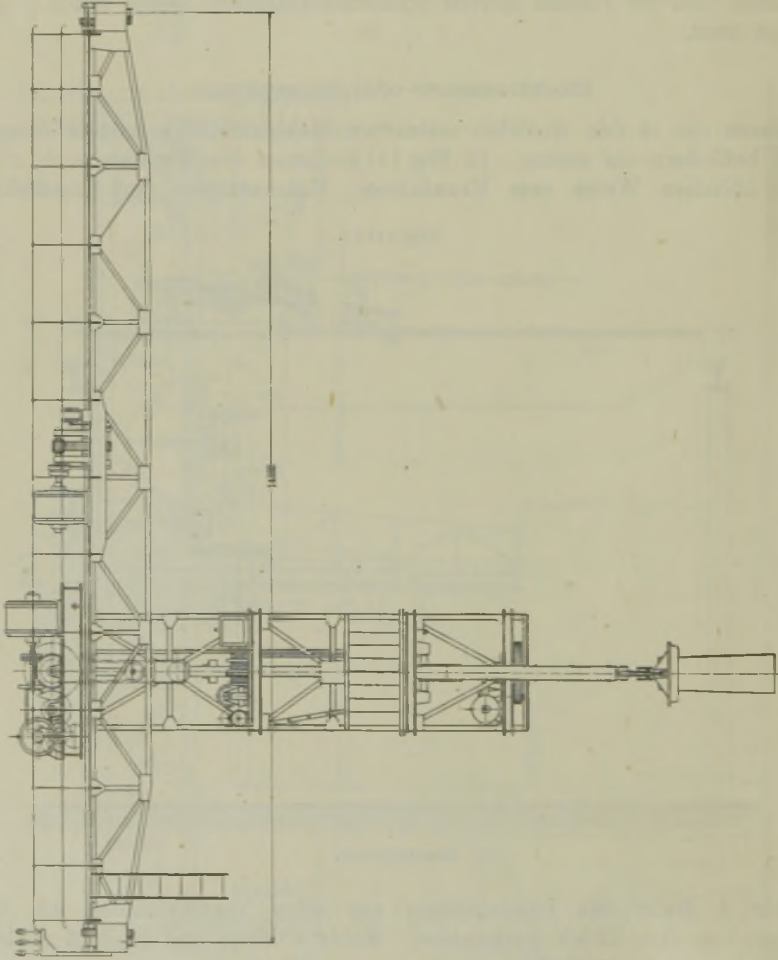


Fig. 1115.



Tiefenkran für 6000 kg Tragkraft der Maschinenfabrik Zobel & Neubert in Schmalkalden.

Tiefenkrane

sind eine Sonderbauart der Blocktransportkrane. Sie dienen zum Einsetzen der vom Stahlwerk kommenden heißen Blöcke in die Durchweichungsgruppen, sowie zum Ausziehen derselben und zum Transport nach dem Blockkipper der Blockstraße.

Die Krane haben ferner noch das Abheben und Wiederaufsetzen der Deckel der Tieföfen auszuführen. Diese Arbeit wird durch einen besonderen am Katzenhängegerüstgelagerten Motor geleistet. Es sind demnach folgende Arbeiten auszuführen: Kranfahren, Katzenfahren, Lastheben, Deckelabheben, Drehen der Zange um ihre Vertikalachse, Öffnen und Schließen der Zange, so daß sechs Motore vorhanden sein können.

Stripperkrane

oder Blockziehkrane haben in den Martinwerken das Abstreifen der Kokille und den Transport der Blöcke und Kokillen aus den Gießgruben zu übernehmen. Die Ausbildung gleicht den Blocktransportkranen. Stripperkrane werden bei den heutigen Blockgewichten von 4 bis 5 t für eine größte Tragkraft von 10 bis 15 t

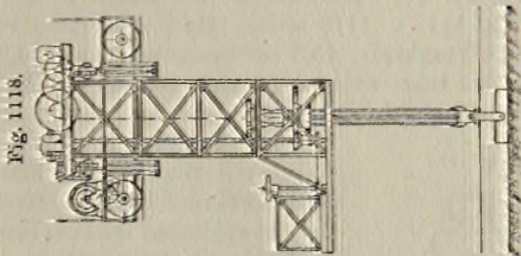


Fig. 1118.

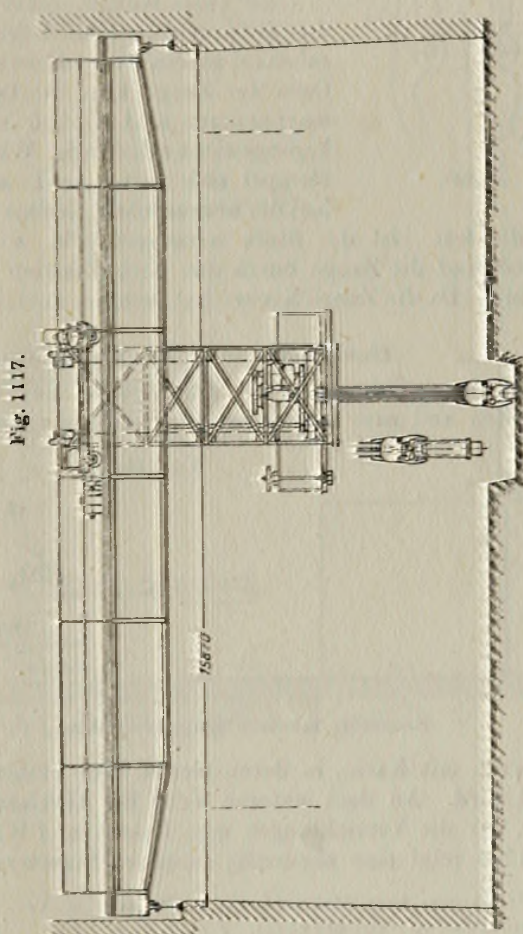


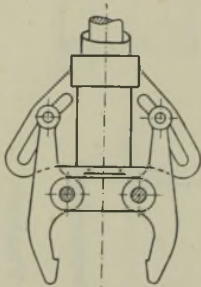
Fig. 1117.

Elektrisch betriebener Stripperkran von 3 t Tragkraft.

und einem Stripperdruck von 50 t gebaut. Hubmotor 23 PS, Hubgeschwindigkeit 12 m/min, Katzenfahrmotor 9 PS, Katzenfahrgeschwindigkeit 32 m/min, Kranfahrgeschwindigkeit 124 m/min, Strippermotor 22,5 PS, Vorschub des Stripperstempels 4,4 m/min, Zangendrehmotor 4,3 PS, bei $4\frac{1}{2}$ Umdrehungen der Zange in der Minute.

Fig. 1117 u. 1118 stellen einen elektrisch betriebenen Stripperkran von 3 t Tragkraft, 15,87 m Spannweite und 4,9 m Hubhöhe dar. Die Laufkatze trägt unten ein starres Gerüst, das Zange und Stripperstempel führt und gleichzeitig den Führerstand und das Drehwerk enthält.

Fig. 1119.



Zange.

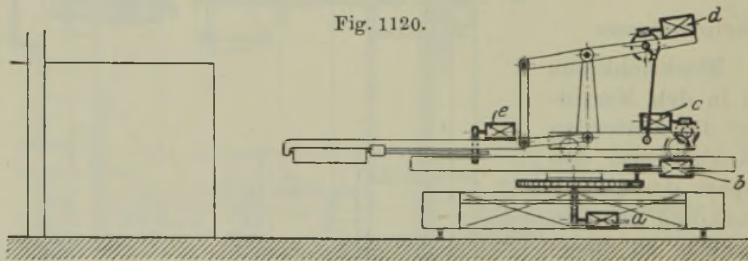
Die Motoren zum Heben und Katzenfahren haben mit allen Getrieben ihren Platz auf der Laufkatze, während sich das Stripper- und Drehwerk an der beweglichen Führungssäule, also am unteren Ende des Katzengerüstes befindet. Zum Drehen dient ein Handrad auf dem Führerstande.

Soll eine Kokille gefaßt werden, so läßt man den Stripperstempel niedergehen, wobei die Zangenschenkel auseinandergedrückt werden. Nachdem die Ösen der Zange über die Ohren der Kokillen hinweggegangen sind, schließt sich die Zange durch ihr Eigengewicht selbsttätig. Während nun der Stripperstempel sich weiter senkt und den Block aus der Kokille herausdrückt, halten die Zangenschenkel die Kokille fest. Ist der Block herausgedrückt, so wird die Kokille aufgesetzt und die Zange durch den hochgehenden Stripperstempel wieder geöffnet. Da die Zange Körner hat, können auch Blöcke gefaßt werden¹⁾.

Chargierkrane. — Blockeinsetzmaschinen

werden zum Transport der Stahlblöcke aus der Gießhalle zu den Glühöfen und zum Einbringen in dieselben verwendet. Ausbildung als

Fig. 1120.



Ebenerdig fahrbare Einsetzvorrichtung für Wärmöfen.

Laufkran mit Katze, in deren Gerüst eine Hohlssäule gehoben und gesenkt wird. An dem unteren Teile der Hohlssäule schwenkt ein Ausleger, der die Vorrichtungen zum Fassen und Wälzen der Blöcke trägt. Fig. 1120 zeigt eine ebenerdig fahrbare Einsetzvorrichtung.

¹⁾ Näheres über Stripperkrane in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1917, S. 705. Stripperkrane von Dr. Martell.

Pratzenkrane

dienen zum Verladen von Walzeisen und Schienen in Längen von 4 bis 15 m.

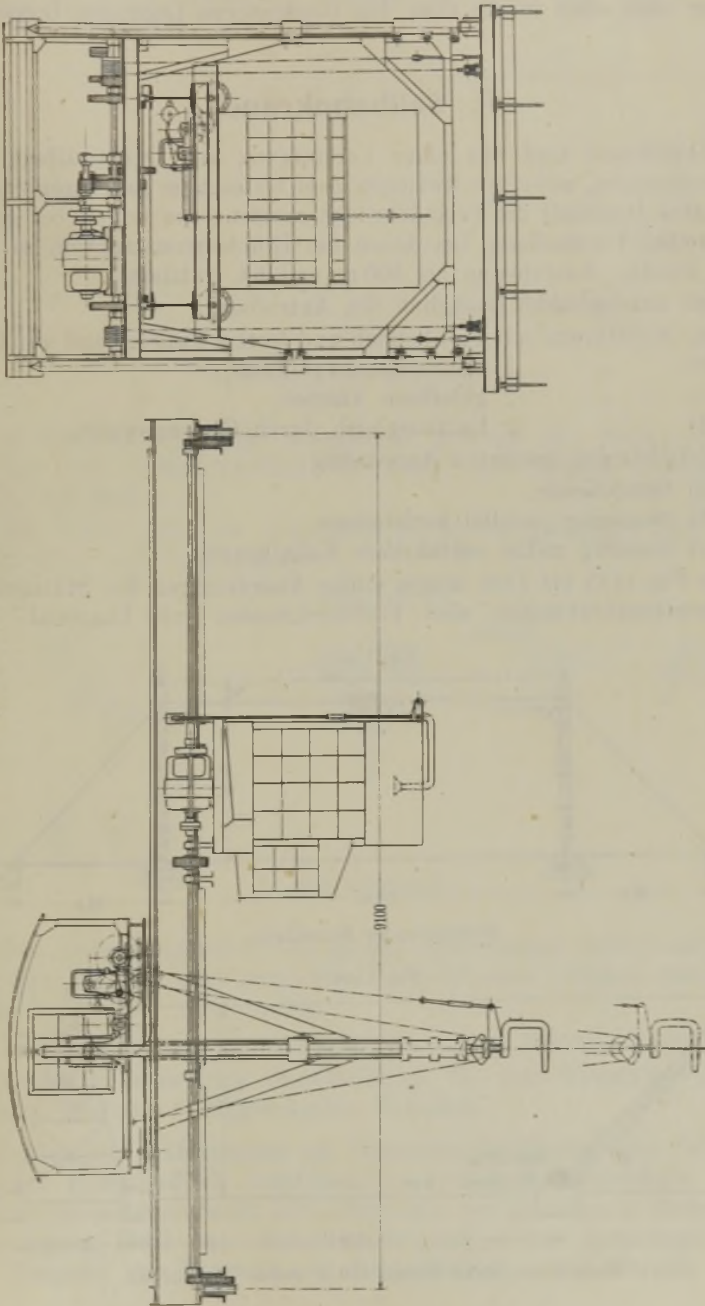


Fig. 1121 u. 1122.

Pratzenkran für 1000 kg Tragkraft von Zobel & Neubert in Schmalkalben.

Greiferkrane

bezwecken das Bekohlen der Generatoren. Die Greifer fassen 1,5 cbm Kohle und heben dieselbe von einem auf Flur liegenden Vorratsbehälter nach oben in die über den Generatoren liegenden Bunker.

F. Seilbahnkrane

oder Kabelkrane sind aus einer Vereinigung von Drahtseilbahn und Kran entstanden, wobei ein zwischen zwei festen oder fahrbaren Stützen gespanntes Drahtseil die Verladebrücke ersetzt. Sie finden bei großen Spannweiten Verwendung, bei denen die Brückenkonstruktion zu kostspielig würde. Ausführung bis 500 m und 6 t Nutzlast.

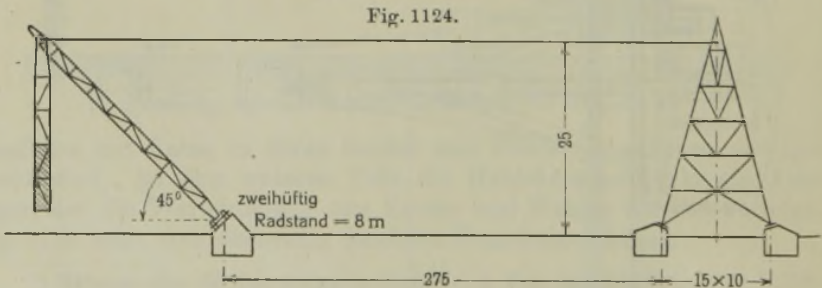
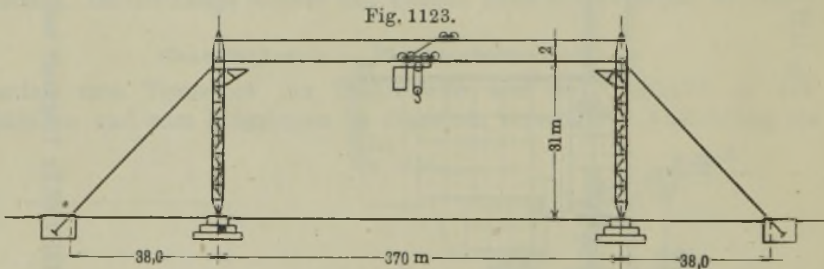
Man unterscheidet bezüglich des Antriebes:

- a) Kabelkrane mit Fernbetrieb und festem Führerstand am Turm,
- b) " " Führerstandslaufkatze,
- c) " " geteiltem Antrieb,
- d) " " Lastausgleich durch Gegengewicht,

und bezüglich der gesamten Anordnung:

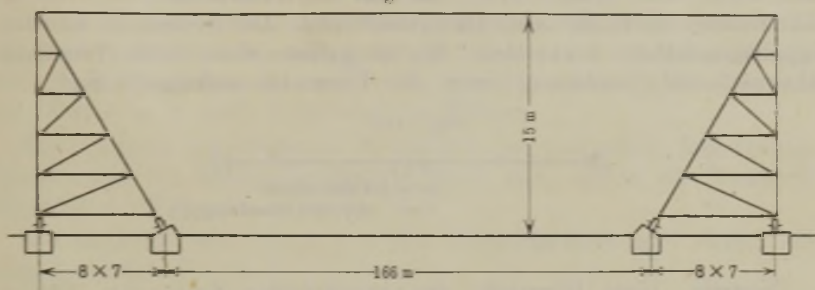
- a) feststehende,
- b) zweiseitig parallel verfahrbare,
- c) einseitig radial verfahrbare Kabelkrane.

Die Fig. 1123 bis 1125 zeigen einige Anordnungen der Stützgerüste. Die Turmkonstruktionen sind Fachwerkbauten mit Diagonal- oder



K-Verband. Die Köpfe der Gerüste müssen mit einer Bühne versehen sein, um Rollen und Seilbefestigungen zwecks Schmierung zugänglich zu machen. Bühnen- oder Führerstände müssen durch Steigleitern mit Rücken- und Seitensicherung bequem erreichbar sein. (In $\frac{1}{3}$ bis $\frac{2}{3}$ der Höhe Klappsitze.)

Fig. 1125.

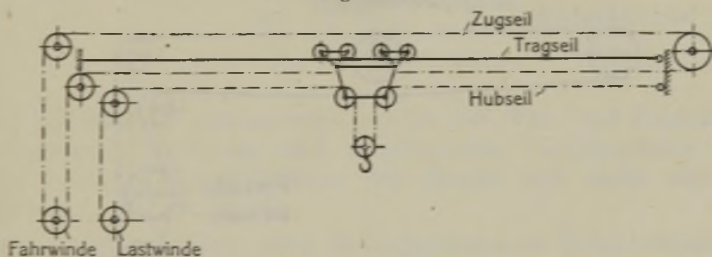


Zweiseitig verfahrbarer Kabelkran.

a) Die fernbetriebenen Kabelkrane gleichen den Einmotor-Laufkranen. Ein Zugseil verfährt die Katze, ein Hubseil bewerkstelligt Heben und Senken.

Die Winde steht an dem einen Ende der Fahrbahn und besitzt Hubtrommel und Fahrtrommel.

Fig. 1126.



Seilanordnung.

Das Hubseil erfordert bei großen Spannweiten infolge seines erheblichen Durchhanges besondere Vorrichtungen (Reiter) zum Hochhalten des Seiles. Siehe unten.

Vorteil: Geringes Eigengewicht der Katze, daher billigere Anlage.

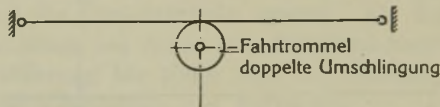
Nachteil: Schwierige Verständigung mit dem Kranführer bei unsichtigem Wetter. (Flaggensignale, Telephon.)

b) Bei den Kabelkranen mit Führerstandslaufkatze sind Fahr- und Hubwerk einschließlich Antriebsmotoren und Steuerapparate in der Katze selbst untergebracht, in welcher auch der mitfahrende Bedienungsmann seinen Platz hat. Erforderlich sind in der Spannweite außer dem Tragsseil nur Fahrseil und Schleifleitung. Das Hubseil wickelt

sich direkt auf die Hubtrommel und ist von der Spannweite unabhängig. Das Fahrseil ist unter mehrmaliger Umschlingung der Fahrtrommel zwischen den Stützen ausgespannt.

Hub- und Fahrtrommel sind durch Kupplung so verbunden, daß beide gemeinsam oder die Hubtrommel allein betrieben werden kann. Beim Heben oder Senken dreht sich nur die Hubtrommel, während die Fahrtrommel durch Bremsen festgestellt wird. Die Bremse ist mit dem Kupplungsgestänge verbunden. Sie ist gelöst, wenn beide Trommeln gekuppelt sind, geschlossen, wenn die Trommeln entkuppelt sind.

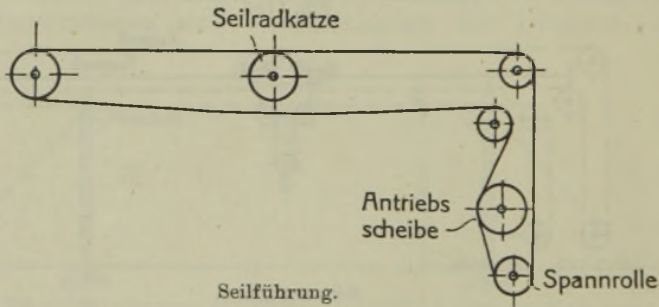
Fig. 1127.



Vorteile: Gute Übersicht des Arbeitsfeldes durch den Führer, genaue Steuerung. Möglichkeit, Doppeltrommelwindwerke für Greifer und Kippkübel einzubauen; leistungsfähiger als Fernbetrieb.

Nachteile: Die Anhäufung der Antriebsmotoren, Triebwerke und Steuerapparate auf der Katze vergrößert die auf das Tragseil entfallende Bruttolast. Dies bedingt einen Mehraufwand an Eisenkonstruktionen, Seilarmaturen, Verankerung und Fundamenten, also teure Anlage.

Fig. 1128.



c) Bei **geteiltem Antrieb**¹⁾ wird der Motor, welcher wieder gleichzeitig zum Heben und Fahren dient, mit dem ersten Vorgelege nebst Hauptbremse und Schaltern in den einen Turm verlegt, während der Rest des Hub- und Fahrtriebwerkes auf der Katze bleibt. Die Kraft wird mechanisch durch ein Seil vom Motor auf die Katze übertragen. Dieses endlose Transmissionsseil ist im Turm nach unten abgelenkt und umschlingt die Haupttreibscheibe des Motorantriebes. Der Kranführer hat seinen Platz auf der Katze und vermittelt mittels Fernsteuerung die Bewegungen des Hauptmotors.

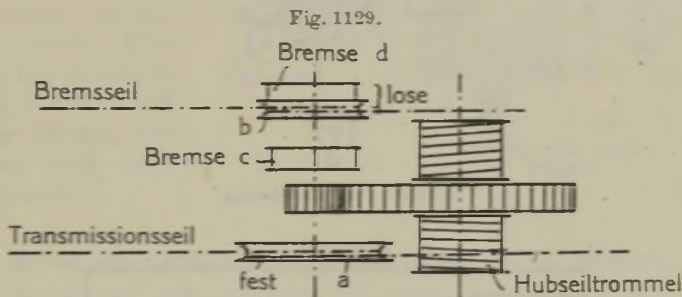
¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 501. Heinold, „Seilbahnkrane neuerer Bauart“.

Außer dem Tragkabel laufen durch die Katze drei Seile: ein Brems- oder Halteseil und zwei Trume des Transmissionsseiles. Ersteres ist wie das Tragseil zwischen den Stützen ausgespannt. Bremsseil und ein Trum des Transmissionsseiles werden über zwei Treibscheiben der Katze geführt, von denen die Bremsstreibscheibe *b* (Fig. 1129) lose, die Transmissionsseilscheibe *a* fest auf derselben Vorgelegewelle sitzt.

Wird Bremse *c* in Fig. 1129 angezogen, so steht Vorgelegewelle und Triebwerk still. Wirkung ist dieselbe, als wenn feste Verbindung zwischen Transmissionsseil und Katze besteht. Katze fährt also vor- bzw. rückwärts, je nach Schaltung des Motors.

Beim Lüften der Bremse *c* wird Katze frei und würde dem Gefälle folgend nach der Kranmitte fahren, wenn nicht Katze am Bremsseil festgebremst würde.

Dabei dreht sich dann nur die Vorgelegewelle und damit die Hubseiltrommel.



Schema des Katzentriebwerkes.

Bei gebremster Vorgelegewelle erfolgt also Vor- und Rückfahren, bei festgesetzter Laufkatze und ungebremster Vorgelegewelle hebt sich die Last bei Rechtsdrehung des Motors und senkt sich bei Linksdrehung.

Beide Bremsen werden durch einen gemeinsamen Hebel bedient, der in seiner Mittelstellung beide Bremsen schließt, in den Endstellungen jeweils die eine offen, die andere geschlossen hält.

Vorteil der getrennten Triebwerksanordnung: Verminderung des Gewichtes der bemannten Katze und damit des Gesamtgewichtes der Krananlage.

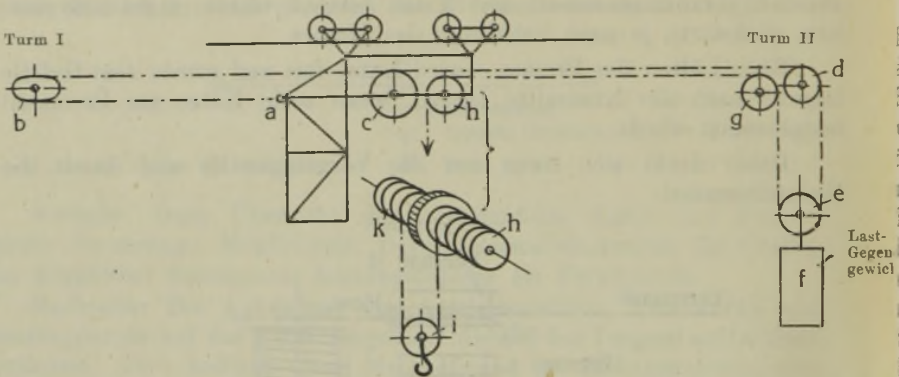
d) Bei dem Kabelkran mit Lastausgleich durch Gegengewicht — eine neue Ausführung der Gesellschaft für Förderanlagen, Ernst Heckel — ist außer dem Tragseil und einer Schleifleitung nur ein Seil vorhanden, welches als Fahr-, Hub- und Gegengewichtsseil dient. Der Kranführer hat seinen Platz auf der Katze, auf welcher auch der Antriebsmotor untergebracht ist.

Das Seil ist mit einem Ende bei *a* an der Katze befestigt (Fig. 1130), läuft über Rolle *b*, umschlingt Treibscheibe *c*, bildet im Turm II eine

Schlinge für die lose Rolle *e* des Gegengewichtes *f* und wickelt mit seinem anderen Ende unter Einschaltung einer losen Rolle *i* auf die Hubseiltrommel *h*.

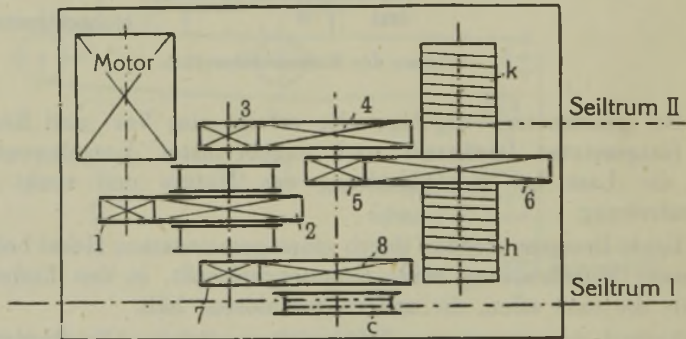
Der Antrieb erfolgt vom Motor (Fig. 1131) gemeinsam auf Treibscheibe *c* und Hubtrommel *h* durch ein Planetengetriebe (Fig. 1132) oder Kupplungen. Verfahren der Katze: Je nach der Drehrichtung der Treibscheibe holt diese das Seil von der einen Seite her und gibt

Fig. 1130.



Schema der Seilführung.

Fig. 1131.



Schema des Katzentriebwerkes.

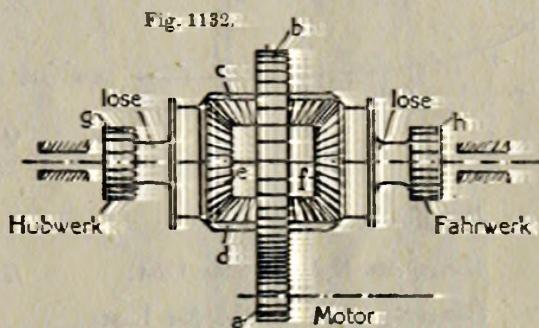
es nach der anderen Seite ab, verkürzt also das Seil vor der Katze und verlängert es hinter derselben. Das Gegengewicht ändert hierbei seine Höhenlage nicht. Heben: Treibscheibe und Katze stehen still. Die Lasttrommel erhält Antrieb und wickelt das Seil auf, wobei sich aus denselben Rillen der nach dem Gegengewicht laufende Seilstrang abwickelt. Dieses Seiltrum wird verlängert, das Gegengewicht senkt sich. Hierbei wird die Hubarbeit nur zur Hälfte vom Motor geleistet, wodurch der Materialaufwand für Schleifleitung und alle elektrischen Hilfsapparate verringert wird. Reiter werden überflüssig, Fahrgeschwindigkeit

keit kann deshalb erhöht werden, weil die mit dem Auffangen der Reiter verbundenen Stöße vermieden werden.

Die Leistung des Motors beim Heben der Vollast und beim Senken des leeren Hakens ist gleich groß, wenn das Gegengewicht der Rollen und die Spannung des Gegengewichtsseiles derselben Maximallast entspricht.

Bei Verwendung von Kipprritschen und Greifern ist ein Doppeltrommelwindwerk erforderlich.

Planetengetriebe, Fig. 1132. Stirnrad *a* wird vom Motor angetrieben. In *b* sind zwei Kegelräder *cd* gelagert, welche in die Kegelräder *ef* eingreifen; *e* trägt Ritzel *g* für das Hubwerk, *f* das Ritzel *h* für das Fahrwerk. *e* und *f* sind je mit einer Bandbremse verbunden. Durch Stillsetzung des einen oder anderen Rades *ef* mittels der Bremse wird Hubwerk oder Fahrwerk getrieben.



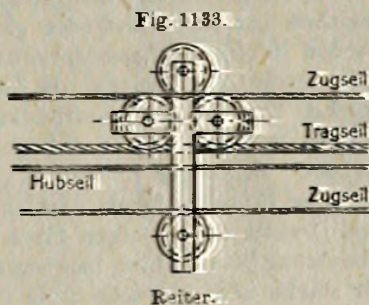
Planetengetriebe.

Mittel zur Verminderung des Durchhanges der Zugseile.

1. **Knotenseil.** Ein Seil wird in größeren Abständen mit Knoten von verschiedenem Durchmesser versehen. Beim Verfahren der Katze fangen sich entsprechend ausgebildete Seilreiter oder Mäuse, die lose auf der Katze sitzen und durch die das Hubseil hindurchgeführt ist, an diesen Knoten und werden zurückgelassen. Bei der Rückfahrt nimmt die Katze die Reiter wieder auf. Nachteil: Die Stoßwirkung verbietet hohe Fahrgeschwindigkeiten.

2. **Seiltragerollen.** Am Tragseil werden fest aufgehängte Tragrollen vorgesehen, auf welche die Katze das Seil ablegt.

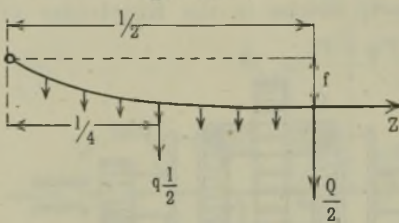
3. **Mitlaufende Reiter.** Das die Katze ziehende Fahrseil ist über dem Tragseil angeordnet und legt sich auf die Räder des Reiters; außerdem wird es noch durch eine Druckrolle, entsprechend dem Reitergewicht belastet. Der Reiter wird also durch die Seilreibung mitgenommen. Der Reiter bewegt sich derart gegen die Katze, daß er jeweils den halben Weg macht, also immer zwischen Katze und Turm steht. Da der Reiter nicht mit der Katze in Berührung kommt, sind große Fahrgeschwindigkeiten möglich.



Tragseil. Es kommen hier verschlossene Seile zur Verwendung, die aus Formdrähten, ohne Hanfeinlage und mit glatter Oberfläche hergestellt werden. Vorzüge: Geringerer Durchmesser, Verhütung des Rostens von innen nach außen wegen der fehlenden Hanfseile, geringere Abnutzung und nur auf der Oberseite, die glatte Oberfläche vermindert den Laufwerkverschleiß.

Bezeichnet l = Spannweite, Z = Spannkraft in kg, q = Seilgewicht in kg/m, f = Durchhang, Q = Bruttolast in kg, so ist ohne Belastung

Fig. 1134.



$$Z \cdot f = \frac{q l}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{q l^2}{8}$$

und mit Belastung in der Mitte

$$Z \cdot f = \frac{Q l}{2} + \frac{q l^2}{8} = \frac{l}{4} \left(Q + \frac{q l}{2} \right)$$

Durchhang f unter Last $f = \frac{1}{25} l$ in m,

Länge des Kabels unter Last $L = 2 \sqrt{\frac{l^2}{4} + f^2}$,

Längung unter Einfluß der Last . . = 0,08 Proz.,

Durchhang ohne Last bei Montage . $f' = \frac{1}{4} \sqrt{3(L^2 - l^2)}$.

Formeln gelten für Temperatur von 10° C. Für 1° Temperaturdifferenz sind für 100 lfd. m Kabel 0,64 mm zuzuzählen oder abzuziehen, Durchhang ändert sich für 1° um 2,5 cm.

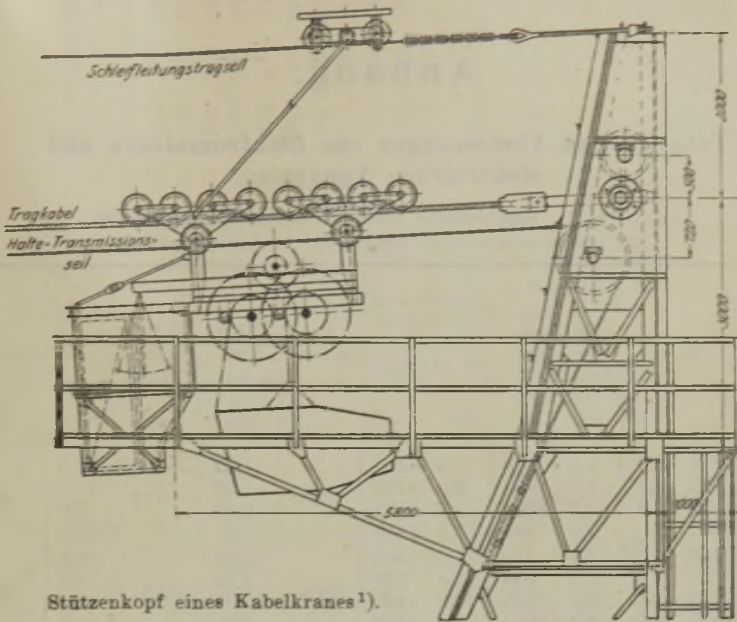
Das Tragseil wird entweder an beiden Türmen gelenkig verankert oder an einer Seite mit einem Gegengewicht versehen. Ein Gelenk (auch Auflagerschuh) ist deshalb erforderlich, weil sich der Durchhang der Katzenstellung entsprechend ändert. Spanschloß aus Spindel mit Flachgewinde bestehend, ist zweckmäßig. Die Größe des Spangewichtes bestimmt sich wie oben aus der Momentengleichung

$$Z \cdot f = \frac{l}{4} \left(Q + \frac{q l}{2} \right)$$

Katze. Die Katze mit schmiedeeisernem Rahmen und angeschlossener Führerstand wird an Hängeschienen so aufgehängt, daß sich die Gesamtlast auf acht Laufräder gleichmäßig verteilt. Je zwei Laufräder werden in einem schmiedeeisernen Rahmen gelagert und diese Rahmen sind durch Gelenkbolzen mit Zwischenhebeln verbunden. In Fig. 1135 beträgt bei 300 mm Laufraddurchmesser der Abstand zwischen zwei Rädermitten 440 mm, so daß sich die Last auf etwa 3100 mm Tragseil verteilt. Zulässiger Raddruck 300 kg.

Der Einzelraddruck darf nicht mit dem Seilquerschnitt wachsen, weil Drahtbrüche weniger durch zu hohe Beanspruchung als durch die Abnutzung beim Fahren hervorgerufen werden und die Drahtquerschnitte für starke und schwache Seile im wesentlichen dieselben bleiben.

Fig. 1135.



Stützenkopf eines Kabelkranes¹⁾.

Schleifleitung und Kontaktwagen. Kupferdrähte können nicht mit dem erforderlichen geringen Durchhang verlegt werden. Deshalb Anordnung von zwei Schleifleitungstrageisen, welche die Laufbahn für die Räder des Kontaktwagens bilden und durch Winkeleisenquerstücke miteinander verbunden werden, auf denen die Leitungsdrähte liegen. Gestänge zwischen Katze und Wagen muß des verschiedenen Durchhanges zwischen Tragkabel und Leitungskabel nachgiebig in seiner Länge sein.

Tabelle 93. Ausgeführte Kabelkrane.

Last t	Spannweite m	Durchhang m	Turmhöhe m	Tragkabel \varnothing mm	Geschwindigkeiten in m/sk			Motor PS	Bemerkung
					Last	Katze	Stütze		
5	300	10,5	25	—	0,25	1,25	—	25	radial fahrbar, Z. D. I. 1910, S. 759 beide Stützen fahrbar, Z. D. I. 1911, S. 232
4,2	166	8	15	—	1	3	0,2 12 PS	80	
2,5	370	—	33	60	1	5	—	100	Z. D. I. 1916, S. 502
3	141	5,5	33	63	0,5	3	—	12	Z. D. I. 1906, S. 962

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 506. Heinold: Seilbahnkrane neuerer Bauart.

Anhang.

Tabellen und Abmessungen von Elektromotoren und elektrischen Apparaten.

Tabelle 94. Geschlossene Gleichstrom-Hauptstrommotoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Größe	Type	Normalleistung (Stundenleistung) bei 110, 220, 440 Volt		Kranleistung (40-Minutenleistung) bei 110, 220, 440 Volt		Zulässiges n_{max}	Normal-Drehmoment	Schwungmoment GD^2	η	Gewicht				
		PS	n	PS	n						kgm	kgm ²	Proz.	kg
II	KR 1,2	1,1	495	1,3	420	3000	1,65	0,27	68,0	90				
	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				
	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				
	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				
	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				
	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					
	WD 11,5	11,5	400	14,0	365		20,59		84,4					
VII	WD 17,5	17,0	600	19,9	560	1800	20,29	6,5	86,5	510				
	WD 22,5	20,4	770	26,0	700		19,00		85,2					
	WD 16,5	16,5	380	20,3	352		31,10		86,5					
	WD 25,0	24,0	590	28,6	550		29,13		88,5					
VIII	WD 30,0	31,0	720	37,0	665	1600	30,80	11,5	86,5	670				
	WD 23,5	23,5	350	29,2	322		48,09		85,8					
	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					
IX	WD 27,5	27,5	240	33,0	225	1500	82,1	34,0	90,2	1180				
	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					
X	WD 69,0	68,0	590	81,0	540	1200	82,5	60,0	91,0	1830				
	WD 51,5	51,5	200	58,8	189		199,00		84,0					
	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.

Der Preis der Elektromotoren beträgt 1921 pro kg 145 bis 77 $\%$, wobei Größe und Umlaufzahl in Betracht kommen.

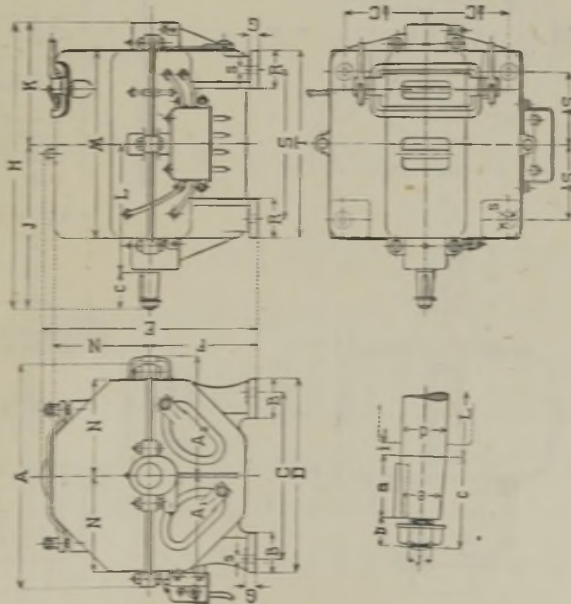
Tabelle 96.

Maße der K R- 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	869	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 1/3"	40

Fig. 1136 bis 1139.



Die Figuren gelten für die WD-Type. Die Bauart der K R-Type ist etwas abweichend.

Tabelle 96. Gleichstrom-Nebenschlußmotoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Type	Normalleistung PS	U _n bei 220 Volt	Drehmoment bei 220 Volt	η Proz.	Gesamtverbrauch Watt	Stromverbrauch b. 220V. Amp.	Gewicht kg
NEGA 5	0,35	670	0,375	61	425	1,92	34
NEGA 10	0,70	680	0,738	70	735	3,35	47
EGA 20	1,30	510	1,82	65	1470	6,7	78
EGA 30	2,10	530	2,84	69	2240	10,2	116
EGA 50	3,00	440	4,89	72	3080	14,0	160
EGA 75	10,0	840	8,85	83,5	8800	40,0	265
EGA 100	13,5	800	11,8	84,5	11800	53,5	315
EGA 125	17,0	810	15,0	86,0	14500	66,0	465
EGA 150	22,0	740	21,3	87,0	18600	84,5	583
EGA 200	30,0	645	33,3	89,0	24800	112,5	710
EGA 75	7,5	670	8,0	79,0	7000	31,8	265
EGA 100	10,0	600	11,9	80,5	9150	41,5	315
EGA 125	12,5	600	14,9	82,0	11200	51,0	465
EGA 150	16,0	540	21,2	83,0	14200	64,5	533
EGA 200	22,0	470	33,5	86,0	18800	85,5	710

Fig. 1141.

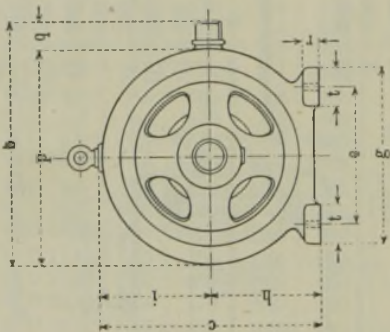


Fig. 1140.

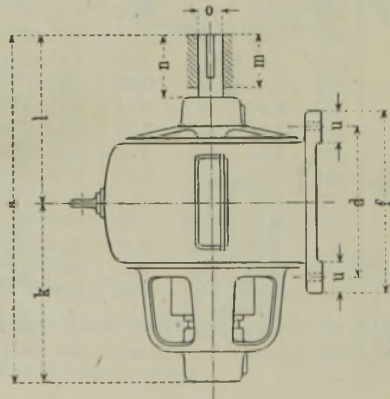


Tabelle 97. Abmessungen.

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	—
NEGA 20	505	395	363	260	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	410	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

Fig. 1142.

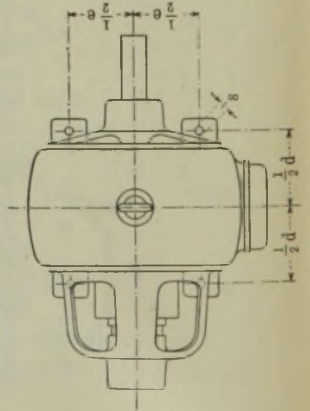


Table 98. Gekapselte Drehstrommotoren mit Schleifringanker
der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Stundenleistung. 115 bis 500 Volt. Frequenz 50.

Größe	Type	PS	n	Drehmoment kgm	Anzugmoment kgm	Schwingmoment kgm ²	cos φ	η	Gesamtverbrauch KW	Gewicht kg	50-Minutenleistung PS
6	DK 20/6	1,5	930	1,2	3,0	0,03	0,61	73	1,5	70	1,55
7	DK 30/6	2,2	945	1,7	4,6	0,06	0,66	76	2,1	93	2,4
8	DK 50/6	3,6	950	2,7	8,0	0,11	0,68	79	3,4	123	4,0
11	DK 1000/5	5,5	950	4,2	14,5	0,8	0,66	77	5,3	210	6,5
13	DK 1000/7,5	8,0	960	6,0	21	2,3	0,68	81	7,3	275	9,5
14	DK 1000/10	10,0	965	7,5	30	3,0	0,71	82	9,0	320	12
16	DK 1000/15	16,0	965	11,9	45	4,4	0,72	84	14,0	375	19
22	DK 1000/20	21,0	970	15,5	60	10,2	0,72	86	18,0	515	25
26	DK 1000/30	30,0	970	22,2	90	14,7	0,73	88	25,2	625	36
29	DK 1000/40	40,0	970	29,5	120	21,0	0,76	88	33,0	685	48
13	DK 750/5	5,0	720	5,0	18,5	2,8	0,60	76	4,8	285	6,5
14	DK 750/7,5	8,0	720	8,0	28	3,6	0,60	79	7,5	325	10
21	DK 750/10	10,0	725	10,0	37	9,0	0,67	83	8,9	400	12
22	DK 750/15	16,0	725	15,8	58	12,0	0,68	85	13,9	480	19
24	DK 750/20	21,0	725	20,7	77	15,0	0,69	85	18,2	560	25
29	DK 750/30	30,0	730	29,5	110	21,8	0,70	87	25,4	665	36
30	DK 750/40	40,0	730	39,2	145	25,0	0,70	88	33,5	735	48
31	DK 750/50	45,0	730	44,2	180	37,0	0,73	88	37,6	925	54
32	DK 750/60	55,0	730	54,0	220	44,4	0,75	89	45,5	1015	65

Fig. 1143 bis 1145.

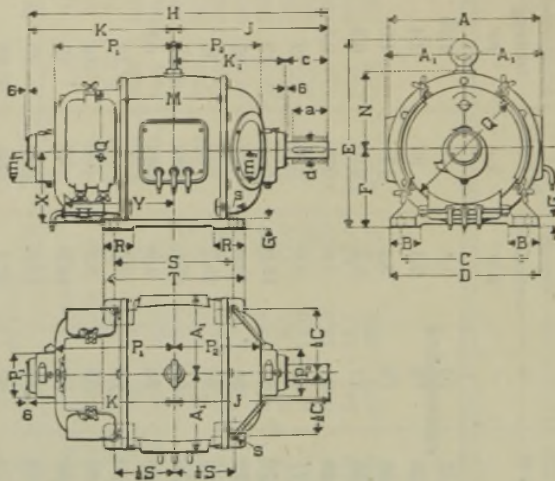


Tabelle 99. Abmessungen der gekapselten Drehstrommotoren der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

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	640	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	140	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 100.

Gleichstromkontroller für intermittierenden Betrieb von Hauptstrommotoren
der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

1. Fahrkontroller ohne Bremsschaltung.

Größe	Motorleistung bei			Anzahl der Stellungen	Gewicht kg
	110	220	440		
	Volt Spannung				
	PS	PS	PS		
I	2	4	8	5	23
	4	8	—		
	7	—	—		
II	2	4	8	5	26
	4	8	—		
	7	—	—		
III	8,5	12,5	17	9	56
	13	26	—	6	63
IV	12,5	24	38	9	120
	30	55	—	6	135
VI	19	36	58	9	170
	40	80	—	6	180
X	35	70	90	14	330

2. Senkbremskontroller.

Größe	Motorleistung bei			Anzahl der Stellungen				Gewicht kg
	110	220	440	Heben		Senken		
	Volt Spannung			Kraft	Bremsse	Kraft	Bremsse	
	PS	PS	PS					
III	8,5	12,5	17	4	3	5	3	60
IV	12,5	24	38	6	3	7	3	130
VI	19	36	58	6	3	7	3	185
IX	33	75	—	6	3	7	3	340

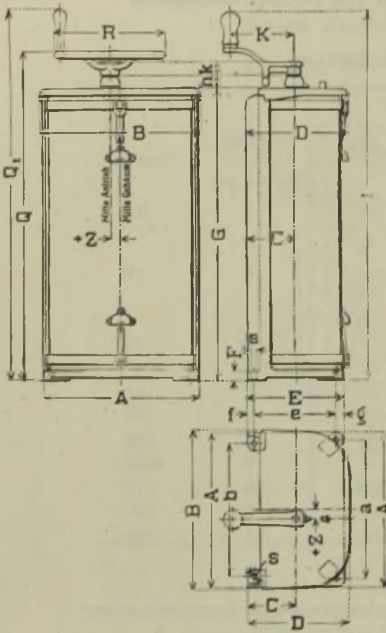
3. Drehstromkontroller.

Größe	Motorleistung bei			Anzahl der Stellungen	Gewicht kg
	115	190/215	500		
	Volt Spannung				
	PS	PS	PS		
I	—	—	8	5	20
	8	8	—		
II	—	—	8	5	24
	8	8	—		
III	11,5	16	30	7	47
IV	20	40	75	8	100
V	40	75	—	9	130

Bei kleinen Arbeitsgeschwindigkeiten, z. B. beim Katzfahren mit 20 bis 25 m/min, kommt man im allgemeinen ohne Bremsung aus.

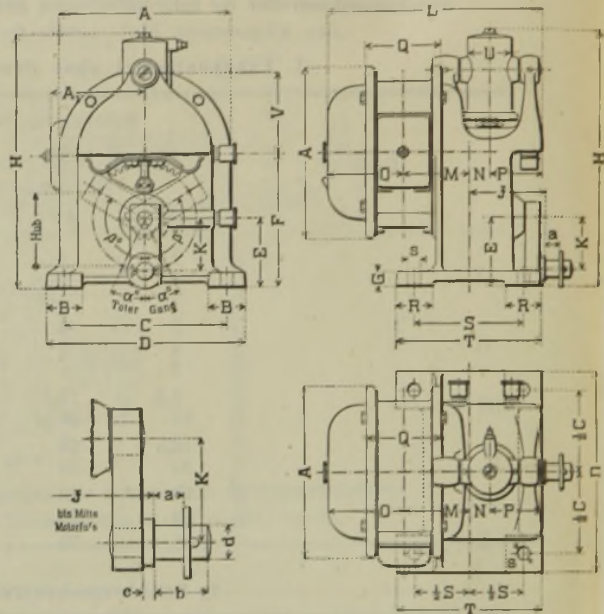
Kontroller mit Senkbremsschaltung werden für nicht selbstsperrende Gleichstrom-Hubwerke verwendet. Der Motor wird zum Senken durchziehender Lasten als Dynamo geschaltet und die frei werdende Energie in Widerständen vernichtet.

Fig. 1146 bis 1148.



Kontroller.

Fig. 1149 bis 1152.



Bremslüftmotor.

Tabelle 101. Abmessungen der Kontroller für Gleichstrom und Drehstrom.
Bedienung durch Kurbel oder Handrad (Fig. 1146 bis 1148).

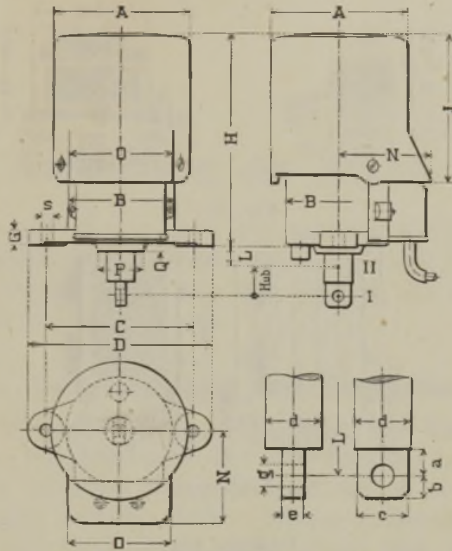
Größe	Gehäuse											Kurbel		Handrad		I	
	A	B	C	D	E	F	G	Z	a	b	e	s	J	K	Q		Q ₁
II	204	204	130	203	212	15	576	—	174	140	183	10	675	120	640	—	23
III	288	304	114	235	221	20	576	+ 7	254	228	186	10	728	170	665	765	30
IV	422	434	132	278	264	25	796	+ 8	376	362	224	13	1007	173	896	996	34
V	476	486	163	306	292	25	944	+ 28	432	416	252	13	1155	173	1044	1156	44
VI	546	574	168	304	290	25	929	— 47	496	486	240	14	1150	204	1029	1141	44
VII	546	574	168	304	290	25	962	+ 64,92	496	486	240	14	—	—	1042	1154	44
VIII	595	515	141	316	200	25	1089	— 90,5	545	—	150	14	—	—	1174	1286	50
IX	595	515	141	316	200	25	1373	— 90,5	545	—	150	14	—	—	1458	1570	50
X	616	544	187	268	325	22	1365	+ 15,08	466	436	275	14	—	—	1456	1571	50

Tabelle 102.

Drehstrom-Bremslüftmotoren mit ziehender oder stoßender Kraftwirkung und Luftdämpfung;
für Frequenz 15 bis 50 und Spannungen bis 500 Volt (Fig. 1149 bis 1152).
Nutzbare Zugkraft = 20 kg, Hub = 100 mm, Gewicht = 40 kg.

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	a ⁰	I
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	1

Fig. 1153 bis 1157.



Bremslüftmagnet.

Tabelle 103.

Hauptstrom-Bremslüftmagnete mit ziehender Kraftwirkung und Luftdämpfung
(Fig. 1153 bis 1157).

Größe	Zugkraft f. normalen Betrieb, einschl. Heben des Ankergewichtes bei Kontrollern	Hub	Gewicht des Magnetankers	Gesamt- gewicht
	kg	mm	kg	kg
0	6	20	1,2	10
I	20	40	2,3	40
II	35	60	6,0	75
III	52	100	7,5	105
IV	55	100	10,0	160
V	65	100	13,0	205

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. 1158.

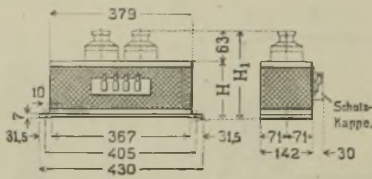


Fig. 1159.

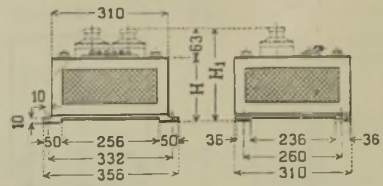
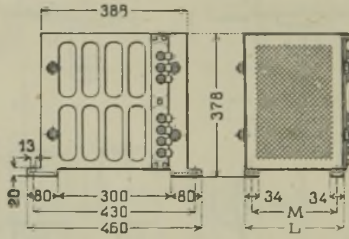


Fig. 1160.



Anlaufwiderstände.

Tabelle 104.

Anlaufwiderstände für Gleichstrom und für Controller mit einer Bremsstufe.

Motorleistung PS	Motorstrom bei Vollast Amp.	Gewicht kg	H L	bzw. H_1 M
0,5	3	5	120	183
0,8	4	5		
1,0	5	6		
1,5	7,5	7		
2,2	10	7	147	210
2,8	12,5	7		
3,5	15	10	145	208
4,5	20	12	172	235
6,0	25	14	200	263
7,5	30	16	227	290
8,5	35	18	254	317
10,0	40	25	298	264

Aufstellung der Krane.

Die Kosten eines Kranes sind mit von der Aufstellung desselben abhängig. Nachstehende Zeilen verfolgen den Zweck, den Studierenden auf verschiedene Punkte aufmerksam zu machen, die bei dem Entwurf und der Montage zu beachten sind.

1. Rücksichtnahme beim Entwerfen.

Es ist zu überlegen, ob das Krangerüst mit Rücksicht auf den Transport in der Werkstatt oder auf dem Bauplatz zusammengenietet werden muß. Im letzteren Falle sind die Teile so zu halten, daß sie auf Eisenbahnwagen verladen werden können (Länge nicht über 10 m, sonst Lagerung auf Drehschemel erforderlich) und das Durchgangsprofil nicht überragen.

Alle Stoß- und Knotenbildungen müssen sich leicht ineinanderfügen lassen, und zwar möglichst seitlich, nicht vom Kopfende aus. Auf einige Niete mehr einzuziehen kommt es hierbei nicht an.

2. Transport vom Werk zum Bauplatz.

Die Beladung der Fuhrwerke im Fabrikhof und der Eisenbahnwagen auf den Bahnhöfen wird meist mit vorhandenen Kranen erfolgen können. Wo dies nicht der Fall ist, sind für größere Stücke Dreibeinkrane mit angehängten Flaschenzügen zu benutzen.

Das Entladen am Bauplatz erfolgt entweder durch Abrutschen auf Langbäumen, durch Dreibeinkrane mit Flaschenzügen, oder durch neben den Gleisen aufgestellte Mastbäume, welche mit Halteseilen verspannt werden.

Horizontale Bewegung schwerer Stücke auf Rollen oder Schleifen mittels Brechstangen oder Pferden, Zahnstangenwinden, Schraubwinden, Flaschenzügen. Von derartigen Hilfsmitteln ist ausgiebiger Gebrauch zu machen. Zug- und Schlingseile bzw. Ketten müssen zur Hand sein.

Beim Tragen langer Stücke werden die Arbeiter der Größe nach geordnet und so verteilt, daß sie gleichmäßig zu tragen haben. Tragkraft eines Mannes 30 bis 50 kg. Kleine, aber schwere Lasten werden auf Tragbäume gelegt, damit viele Leute anfassen können. Auf Sicherung gegen Rutschen ist zu achten. Unterlagshölzer erleichtern das Anfassen der Lasten. Das Bewegen erfolgt stets auf Kommando. Hindernisse sind vorher aus dem Wege zu räumen.

Der Monteur soll sich zur Ausführung der Montage erst dann an den Ort der Aufstellung begeben, wenn von dort die Mitteilung angelangt ist, daß die Maschinen und Werkzeuge bereits angelangt sind. Er hat dann zunächst zu untersuchen, ob durch den Bahntransport kein Schaden entstanden ist. Beim Abladen hat er dafür zu sorgen, daß Beschädigungen vermieden werden. Wenn auch im allgemeinen die empfindlicheren Teile (elektrische Ausrüstung) sorgfältig in Kisten verpackt werden, so entstehen doch die meisten Beschädigungen auf dem Transport vom Waggon bis zur Montagestelle durch unzulängliche Hilfsmittel, ungeschultes Hilfspersonal und durch Unaufmerksamkeit.

3. Zusammenbau am Bauplatz.

Vor Inangriffnahme der Arbeiten soll ein wohldurchdachter Montierungsplan aufgestellt sein.

Kleinere Krane lassen sich meist ohne besondere Hilfsgeräte aufstellen. Bei größeren Kranen werden Rüstungen und Hilfskrane erforderlich.

Drehkrane werden — falls nicht der drehbare Teil im ganzen aufgestellt werden kann — durch Auskragen, d. h. durch allmähliches Aneinanderfügen der einzelnen Stücke zusammengebaut. Das Zusammennieten erfolgt nach vorherigem Zusammenheften mittels Schrauben, bei kleinen Anlagen durch Handnietung, bei größeren durch Maschinennietung (fahrbarer Kompressor).

Laufkrane und Brückenkrane werden mit vollständiger Ausrüstung einschließlich Laufkatze an mit Seilen verspannten Mastbäumen nach den folgenden Abbildungen hochgezogen und nach dem Einschwenken auf die Fahrbahn gesetzt. Mitunter erfolgt das Hochziehen bei elektrisch betriebenen Kranen durch die mit dem Kranwagen fest verbundene Laufwinde selbst.

Aufstellung größerer Masten unter Anwendung einer Schere derart, daß das Flaschenzugseil von der beim Heben mitgehenden Schere im rechten Winkel am Mast angreift.

Die Fig. 1162 bis 1164 stellen die einzelnen Montagestadien beim Heben eines Laufkranes unter Anwendung von zwei Mastbäumen dar.

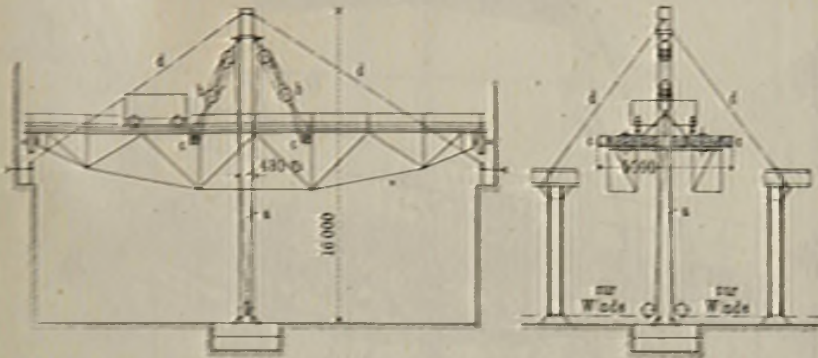
In Fig. 1161 wird ein Laufkran und in Fig. 1165 ein Brückenkran unter Anwendung eines zwischen den Laufkranträgern stehenden Mastes gehoben.

Fig. 1166 zeigt den Anschluß des Auslegers eines Schwimmkranes mit Hilfe eines Werftkranes.

4. Fundament.

Feststehende Drehkrane werden auf Ziegel- oder Betonfundamenten aufgestellt und durch Ankerschrauben befestigt. Auf die Bodenbeschaffenheit ist besondere Rücksicht zu nehmen. Kleine Fundamente müssen bis auf Frosttiefe gehen. Bei größeren Kranen ist unter Umständen ein Pfahlrost (oben durch Balken verholmt) erforderlich, auf welchem das Eisenbetonfundament ruht (vgl. Beispiel S. 461).

Fig. 1161.



Aufhängung eines Laufkranes beim Aufbringen auf die Fahrbahn.
(Mast steht zwischen den Kranträgern.) (M.A.N.)

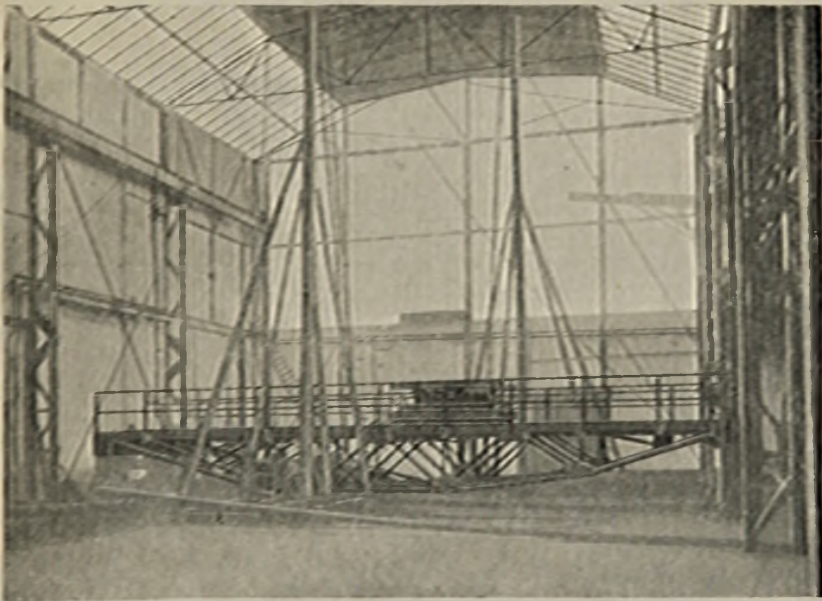
a = ein Eislmast,

b = zwei Flaschenzüge mit je vier Rollen,

c = zwei Holzhälzen, 450 mm \varnothing .

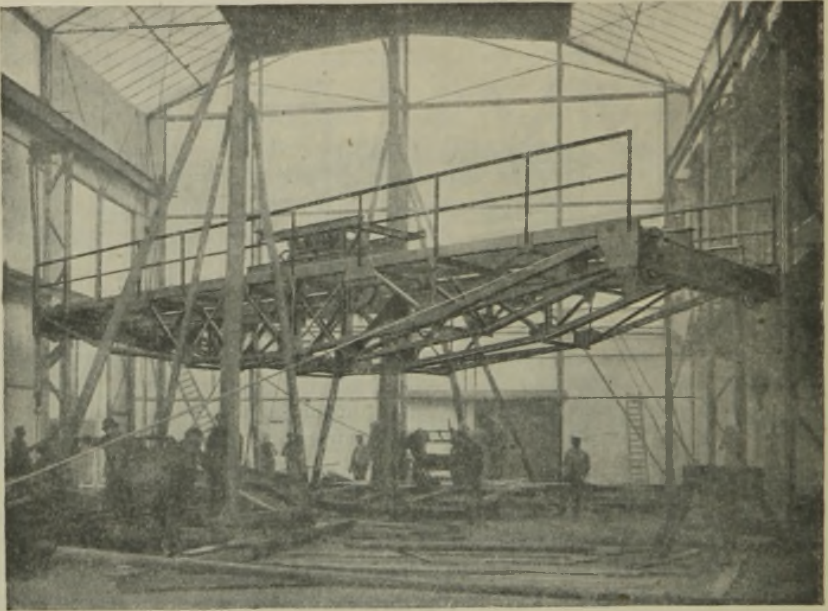
d = vier Verpannungswelle für den Mast.

Fig. 1162.



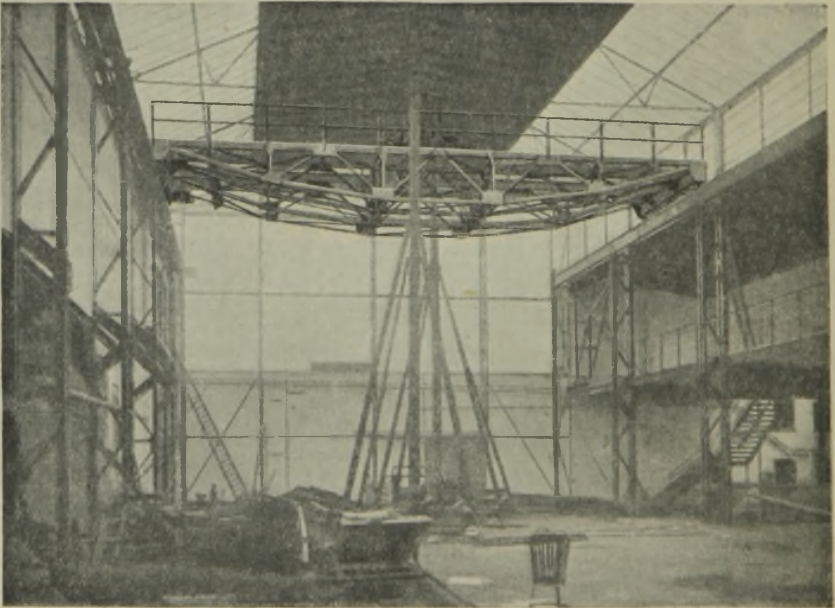
Hochziehen eines Laufkranes mittels zweier Masten außerhalb des Kranwagens.
Erstes Montagestadium. Weyermann-Hebezeuge G. m. b. H.

Fig. 1163.



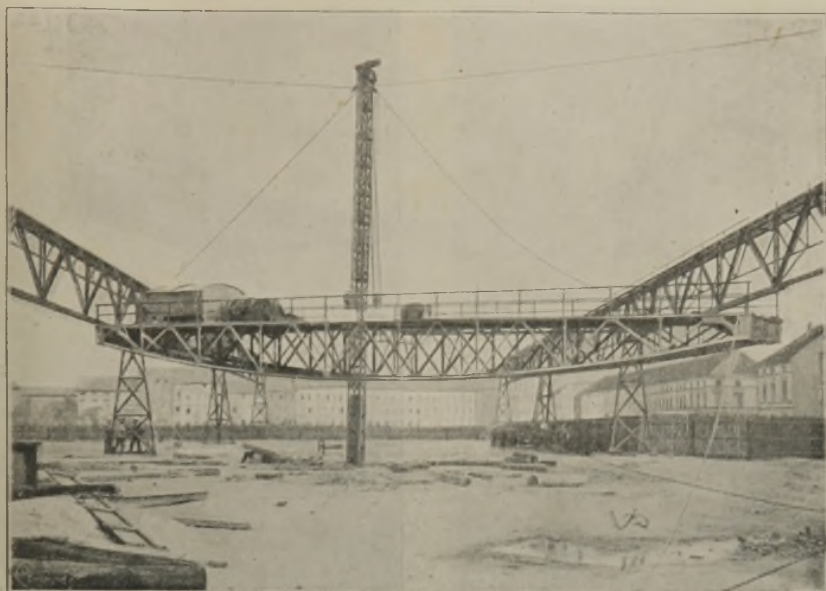
Hochziehen eines Laufkranes. Zweites Montagestadium.

Fig. 1164.



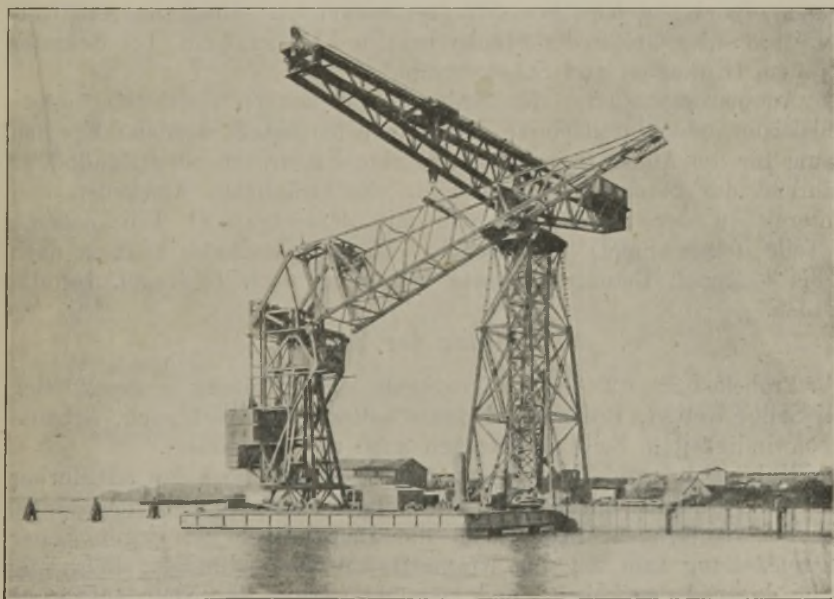
Hochziehen eines Laufkranes. Drittes Montagestadium.

Fig. 1165.



Aufbringen eines Brückenkranes auf die Fahrbahn mittels eines Mastes. (Demag.)

Fig. 1166.



Montage eines Schwimmkranes. (Demag.)
Der Ausleger wird durch einen Werftkran hochgezogen.

Fig. 1167.



Fig. 1168.



Montage eines Hammerkranes mit Hilfe zweier fahrbarer Turmdrehkrane. (Demag.)

Als Material für Betonfundamente wird eine Mischung von Portlandzement, Sand und Kies bzw. Schotter verwendet. Mischungsverhältnis etwa 1:3:4,5. Größe der Stücke bei Kies bis zu 5 cm, bei Schotter bis 7 cm (Kiesbeton und Schotterbeton).

Aussparungen unter den Ankerplatten können durch eingesetzte Holzkästen oder durch einige Ziegelsteine hergestellt werden. Um den Raum für die Anker freizuhalten, werden Eisenrohre oder Rundhölzer während des Stampfens eingebracht. Nachträgliches Ausgießen und Untergießen der Fundamentplatte mit Zementguß (1 Teil Zement, 2 Teile feiner Sand) erforderlich. Ziegelfundamente können nach 3 bis 4 Tagen, Betonfundamente frühestens nach 14 Tagen benutzt werden.

5. Prüfung der Krane.

Probelast = 1,25 bis 1,5 Tragkraft. Die Prüfung erstreckt sich auf Seile, Ketten, Bremsen, Endausschalter, Stromverbrauch, Arbeitsgeschwindigkeiten, bei Dampfkranen auch auf den Kessel.

Hub-, Fahr- und Schwenkbewegungen müssen noch gut ausführbar sein, und zwar ohne unzulässige Erwärmung der Motoren und Widerstände.

Bei Laufkranen dürfen sich die Hauptträger bei ungünstigster Katzenstellung (um $a/4$ von Kranmitte) nach einstündiger Belastung nicht dauernd durchbiegen und keine Lockerung der Niete aufweisen. Der Kran darf bei Endstellung der Katze nicht ecken. Die zulässige Belastung muß am Kran erkenntlich sein.

Veranschlagen. — Materialpreise.

Die nachfolgenden Zeilen und Angaben sollen den Studierenden anregen, sich auch mit der Kalkulation seiner Konstruktion zu befassen. Er soll sich beim Entwurf auch bewußt sein, welche Werte er in diese hineinlegt und daß er später auch auf die Konkurrenz Rücksicht zu nehmen hat.

Näheren Anhalt über das Veranschlagen bietet das Göschenheft des Verfassers: „Die Kalkulation im Maschinenbau“, ferner der vom Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung im Verein deutscher Ingenieure herausgegebene „Grundplan der Selbstkostenberechnung“ und die „Selbstkostenberechnung im Maschinenbau“ des Vereins deutscher Maschinenbauanstalten.

Wichtig ist vor allen Dingen auch, daß sich der Studierende mit der viel zu wenig geübten Gewichtsrechnung befaßt und für die durchgeführte Konstruktion den Materialaufwand in geordneter Form festlegt.

Der Verkaufswert eines Maschinenteiles oder einer Maschine setzt sich aus den allgemeinen Grundelementen der Kalkulation zusammen:

- a) Material, einschl. Fracht, Zoll, Verpackung,
- b) Produktive Arbeitslöhne,
- c) Geschäftsunkosten, einschl. Abschreibungen,
- d) Gewinn.

Die Geschäftsunkosten sind von den jeweiligen Fabrikverhältnissen abhängig. Sie werden prozentual zu den Arbeitslöhnen ausgedrückt und ergeben sich aus der Buchführung, die überhaupt die Grundlage für eine geordnete Kalkulation bietet.

Für Übungszwecke können die prozentualen Zuschläge dem nachstehenden Beispiel entnommen werden. Für einen Maschinenteil ergibt sich folgende Aufstellung:

Material	M	70,—
Lohn	„	50,—
Betriebsunkosten (200 Proz. vom Lohn)	„	100,—
Herstellungskosten	M	220,—
Vertriebskosten (15 Proz. der Herstellungskosten)	„	33,—
Selbstkosten	M	253,—
Gewinn (20 Proz. der Selbstkosten)	„	50,—
Verkaufspreis	M	303,—

Die Preisbildung einer Maschine ist demnach ganz besonders von der richtigen Festsetzung der Arbeitslöhne abhängig. Diese sind — soweit es sich um Bearbeitung auf Werkzeugmaschinen handelt — mit Hilfe der Formeln für die Arbeitszeiten der Werkzeugmaschinen festzustellen, im übrigen zu schätzen.

Ungefähre Angaben über Löhne und Materialien.

	I. 1914 <i>M</i>	II. Dez. 1919 <i>M</i>	III. Jan. 1921 <i>M</i>	IV. Febr. 1922 <i>M</i>
1. Löhne:				
Facharbeiter	0,70	3,50	5 bis 6	14 bis 16
Ungelernte Arbeiter	0,50	2,50	5,—	11,—
2. Eisen und Bleche ab Werk:				
Stabeisen = ○ □ . . . für 100 kg	10,—	130,—	244,—	772,—
Profileisen L I I □ . . . 100 "	11,—	120,—	234,—	832,—
Werkzeugstahl " 100 "	100,—	400,—	850,—	8,—
Grobbleche " 100 "	10,—	140,—	309,—	63,—
Feinbleche " 100 "	12,—	160,—	348,—	1 007,—
Gußeisen bei normaler Formarbeit " 100 "	30,—	165,—	580,—	1 500,—
3. Metalle:				
Kupfer für 100 kg	145,—	1500,—	1500,—	8 600,—
Rotguß " 100 "	166,—	1100,—	1860,—	6 500,—
Blei " 100 "	28,—	530,—	520,—	2 300,—
Zinn " 100 "	400,—	4000,—	4800,—	13 500,—
4. Holz:				
Fichte und Tanne . . . für 1 cbm	30,—	500,—	560,—	3 000,—
Eiche " 1 "	110,—	1500,—	2000,—	7 000,—
5. Verschiedenes:				
Zement für 100 kg	4,—	18,—	44,—	120,—
Sand " 1 cbm	2,50	5,—	34,—	90,—
Kies " 1 "	7,80	8,—	65,—	85,—
Ziegel " 1000 St.	30,—	130,—	370,—	1 200,—
Sauerstoff ¹⁾ " 1 cbm	0,80	2,—	9,—	16,—
Carbid " 100 kg	120,—	150,—	400,—	1 100,—
Leuchtgas " 1 cbm	0,15	0,60	1,—	2,—
Elektrizität " 1 KW-St.	0,40	1,20	3,—	4,—
Benzin " 100 Liter	30,—	600,—	850,—	1 800,—
Petroleum " 100 "	26,—	60,—	700,—	1 000,—
Wasser (städtisches) . . . " 1 cbm	0,10	0,50	0,30	1,10
Braunkohlenbriketts . . . " 1 t	11,—	51,—	235,—	480,—
Steinkohle " 1 t	25,50	90,—	300,—	580,—
Maschinenöl " 100 kg	40,—	400,—	1100,—	2 000,—
Zylinderöl " 100 "	53,—	450,—	1200,—	1 800,—
Reiner Firnis " 100 "	30,—	2000,—	1800,—	5 600,—
Fensterglas " 1 qm	2,—	45,—	60,—	180,—

¹⁾ Stahlflaschen von 40 Liter Inhalt enthalten bei 150 at 6 cbm Gas.



Firmenverzeichnis.

- A**ktiengesellschaft für Seilindustrie, vorm. Ferdinand Wolff in Neckarau-Mannheim.
- Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft in Berlin, Schaltpläne, Elektromotoren, Kontroller, Widerstände, Bremslüftmagnete, Stromzuführungsmaterial.
- B**ecker, E., Maschinenfabrik in Berlin-Reinickendorf, Sperradbremse, Schneckenlastdruckbremse, Zentrifugalbremse, Sicherheitskurbel, Gesteuerte Fliehkraftbremse, Grissonkupplung.
- Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau, Lederbolzenkupplung.
- Bolzani, Gebr., in Berlin, Lastdruckbremse, Zahnstangenwinde, Schraubenschlittenwinde, Schneckenradlaufwinde.
- Briegleb, Hansen & Co. in Gotha, Stirnräderflaschenzug.
- Bünger, Baumaschinenfabrik, A.-G., in Düsseldorf, Turmkran.
- D**ampfkessel- und Gasometerfabrik, A.-G., vorm. Wilke & Co. in Braunschweig, Geräuschloses Zahngesperre.
- Deutsche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig, Kugellagerungen.
- Deutsche Maschinenfabrik, A.-G., in Duisburg, Selbstgreifer, Schneckenlastdruckbremse, Schlingbandbremse mit Lüftmagnet, Hammerkrane, Hammerwippkran, Schwimmkran, Torkrane, Bockkran, Verladebrücke, Beschickkrane, Elektrischer Flaschenzug, Montagebilder.
- Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin, Kugellager für Haken.
- Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger in Duisburg, Wendegetriebe, Leder-scheibenkupplung, Verladebrücke.
- Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G., vorm. J. Losenhausen, in Düsseldorf, Winde für Transmissionsantrieb, Zahnstangenwinden, Schraubwinden, Kranwage.
- E**ßlinger Maschinenfabrik, Eßlingen, Blattfederkupplung.
- F**elten & Guillaume, Mechanische Hanfspinnerei in Cöln, Hanfseile.
- Felten & Guillaume, Carlswerk, A.-G., in Mülheim a. Rhein, Flachlitzige Drahtseile.
- Findeisen, C. Herrm., Maschinenfabrik in Chemnitz-Gablenz, Drehkrane, Zweiradkran, Elektrisch betriebene Laufkrane.
- Fries, Heinrich de, G. m. b. H., in Düsseldorf, Geschwindigkeitswechsel, Hebelwinde, Druckwasser-Hebeböcke.
- G**elsenkirchner Bergwerks-A.-G., Laufkranschienen.
- Gutmann, A., in Ottensen, Handwinden, Friktionswinde, Wandwinden.
- H**aushahn, Maschinenfabrik in Stuttgart-Feuerbach, Backenbremse mit Lüftmagnet.
- Heckel, Ernst, Gesellschaft für Förderanlagen in Saarbrücken, Kabelkran.
- Hofmann, J. W., Fabrik elektrischer Apparate, Kötzschenbroda bei Dresden, Drahtseilklemme.
- Bethmann, Hebezeuge. 6. Aufl.

Jordan, Dr.-Ing., Berlin, Bremsleistung, Druckluftbremse.

Kötter, Otto, in Barmen, Kranketten, Gallsche Ketten.

Krupp, Friedr., Grusonwerk in Buckau-Magdeburg, Fahrschienen, Dampfdrehkran, Lagerung von Fahrbahnträgern.

Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt, Kugellager.

Magnetwerk Eisenach, Lastmagnet.

Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim, Drehkrane.

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Drehkrane, Halbtorkran, Konsolkran, Laufdrehkran.

Maschinenfabrik „Rhein und Lahn“ Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein, Seilbefestigung, Sicherheitshaken, Motorgreifer, Dampfwinde.

Menck & Hambrock in Altona-Hamburg, Dampfdrehkrane.

Norma-Compagnie in Cannstatt-Stuttgart, Rollenlager.

Pekrun, Maschinenfabrik, Coswig i. S., Pekrungetriebe.

Peschke, Karl, Maschinenfabrik, Zweibrücken, Turmkran.

Piechatzeck, F., Hebezeugfabrik, Berlin, Stirnräderflaschenzug, Elektrisch betriebener Laufkran.

Pohlig, J., A.-G., in Köln, Selbstgreifer.

Polysius, G., in Dessau, Einlagenkupplung.

Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. in Rheine i. W., Schräg Zahnlastdruckbremse.

Sartorius Nachf., Düsseldorf, Klemmenzwinge.

Scholten, Gebr., in Duisburg, Wendegetriebe.

Schuchard & Schütte in Berlin, Bockwinde, Zugwinden, Schraubenzwingen.

Siemens-Schuckertwerke, Berlin, Steuerverfahren, Steuervorrichtungen, Stromzuführungsmaterial.

Sonnenthal jun., Berlin, Kantenschützer.

Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulkan, Hellinganlage.

Stotz, A., Stuttgart, Treibketten.

Tacke, F., Maschinenfabrik in Rheine (Westfalen), Lederringkupplung.

Unruh & Liebig in Leipzig-Plagwitz, Abteilung der Peniger Maschinenfabrik, A.-G., Laufkran für Handbetrieb.

Weismüller, Gebr., in Bockenheim-Frankfurt, Geräuschloses Zahngesperre, Sicherheitskurbel, Transmissionswinde, Elektrisch betriebene Aufzugwinde, Wandwinde.

Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, A.-G., in Köln, vorm. Georg Kieffer, Kettenräder, Rücklaufbremse, Seilflaschenzug mit Klemmvorrichtung, Elektrolaufkatzen.

Weyermann-Hebezeuge, G. m. b. H., Berlin-Tempelhof, Führerstände für elektrische Laufkrane, Montagebilder.

Wolff, Julius, & Co. in Heilbronn, Steinzange, Turmdrehkran.

Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, Tiefofenkran, Pratzekran, Kupplung, Gewindelastdruckbremse.

Sachverzeichnis.

- Achsen** 173.
Achshalter 174.
Anlassen von Motoren 268.
Anlaufwiderstände 277.
Anlaufperiode 229.
Antriebsarten 215.
Apparatenanordnung im Führerhaus 289.
Arbeitsleistung von Menschen 73.
Aufhängung der Haken 41.
Aufzugwinde 317, 323.
Ausleger, s. Drehkrane.
- Backenbremsen** 86.
Bandbremsen 94.
Bauwinde, fahrbare 307.
Beschickkrane 574.
Bindegketten 48.
Blattfederkupplung 168.
Blechträger 493.
Blockkrane 579.
Bockkrane 565.
Bockwinden 236.
Bodenpressung 371.
Brenstand 101.
Bremsen 85, 227.
—, **elektromagnetisch** 128.
—, **mechanische** 85.
Bremshebel 93, 106.
Bremsluftmotoren 255.
Bremsmagnete 285.
Bremsscheibendurchmesser 90.
Bremsvorgang 85.
- Chargierkrane** 582.
- Dampftrieb** 252.
Dampfkrane 424, 466.
Dampfwinden 319.
Damenrollen 20.
- Damenranne** 53.
Derrickkrane 452.
Differentialbremse 96.
Differentialflaschenszug 211.
Doppelbackenbremse 89.
Doppelhaken 40.
Drahtseile 2.
Drehkrane 368.
— mit **Ober- und Unterspafen** 372.
— mit **drehbarer Säule** 387.
— mit **feststehender Säule** 392.
— mit **Wippausleger** 452.
—, **fahrbare** 463.
Drehrichtung der Motoren 270.
Drehscheitlenkrane 415.
Drehstrommotor 263.
Dreimotorenlaufrane 539.
Drucklagerbremse 111.
Druckluftantrieb 259.
Druckluftbremse 133.
Druckwasserantrieb 255.
Druckwasserhebeblöcke 350.
Durchbiegung 493.
- Einflusslinien** 517.
Einmotorlaufkran 540.
Einphasenmotoren 264.
Einspurige Drehkrane 477.
Elastische Kupplungen 163.
Elektrisch betriebene Drehkrane 368, 415, 439, 449, 466.
— — **Winde** 323.
— — **Laufkatzen** 215.
Elektrische Bremsung 270.
- Elektrischer Antrieb** 260.
Elektromagnetische Bremsen 128.
Elektromotoren 260.
Endauswähler 286.
- Fachwerkträger** 507, 518.
Fahrbahnträger 523.
Fahrbare Drehkrane 463.
Fahrtriebwerk 224, 529, 541.
Fahrwiderstand 191.
Faktorenlflaschenszug 203.
Fallwerkkrane 574.
Feste Rolle 202.
Flaschenzüge 202.
Fliehkraftbremse, gesteuerte 137.
Fördergefäße 55.
Frictionswinde 313.
Führerstand 543.
Fundament 370, 408.
Fundamentplatte 408.
Fundamentschrauben 408.
- Gallsche Gelenkketten** 15.
Gegengewicht 371.
Gemietete Träger 493.
Geräuschlose Klinken 80.
Gerüstberechnung 353.
Geschwindigkeiten 226.
Geschwindigkeitswechsler 223.
Gewichtsanzeiger 69.
Gewinde-Lastdruckbremsen 119.
Gießkrane 577.
Gleichstrommotoren 260.
Greiferkrane 584.
Greifzeuge 52.
Grissongetriebe 160.
Gründung 370.

- H**aken 35.
 Hakengeschirre 42.
 Halbtorkran 474.
 Hammerkrane 387.
 Hammerwippkran 455, 458.
 Hanfseile 1.
 Hängender Drehkran 483.
 Haspelrad 75.
 Hauptstrommotor 260.
 Hebeböcke 346.
 Hebelwinde 338.
 Hilfsträger 505.
 Hubgeschwindigkeiten 226.
 Hüttenwerkskrane 574.
 Hydraulischer Antrieb 255.
- I**nstallation 289.
- K**abelkrane 584.
 Kalibrierte Ketten 14.
 Kastenträger 506.
 Kegelbremsen 94.
 Keilräder 161.
 Ketten 12.
 Kettendaumenräder 20, 27.
 Kettenführungen 23.
 Kettennuß 20.
 Kettenrollen 18.
 Kettenschloß 14.
 Kettentrommeln 33.
 Kippkübel 56.
 Kistenzange 55.
 Klappmulden 56.
 Klemmenzwinge 55.
 Klemmgesperre 83.
 Klinkenbolzen 79.
 Klotzbremsen 86.
 Knotenpunkte 521.
 Konsolkrane 482.
 Konsolwinden 327.
 Kontroller 277.
 Kopfträger 526.
 Kraftbedarf bei Verschiebung von Winden 224.
 Krane 353.
 Kranflasche 47.
 Krangerüst, s. Drehkrane.
 Krangeschwindigkeiten 226.
 Kransäule 376, 400.
 Kranträger 491.
- Kranwagen 69.
 Kugellager 179.
 Kupplungen 168.
 Kurbel 71.
 Kurbelwellen 296.
 Kurzschlußbremsung 271, 542.
- L**ager 178.
 Lamellenbremse 107.
 Lastdruckbremse 111.
 Lastgeschwindigkeit bei Handantrieb 222.
 — bei Maschinenantrieb 226.
 Lastmagnete 67.
 Laufdrehkrane 483.
 Laufkatze zum Einhängen von Flaschenzügen 215.
 Laufkrane 490.
 — mit Handbetrieb 527.
 — mit elektrischem Antrieb 539.
 Laufräder 189.
 Laufschiene 196.
 Leistung des Elektromotors 267.
 Leistungsfähigkeit eines Arbeiters 73.
 Leitrolle 202.
 Leonardschaltung 276.
 Lokomotivehebbocke 346.
 Lose Rolle 203.
 Lüftweg bei Bremsen 94.
- M**agazinkran 372.
 Magnetbremse 128.
 Magnetkrane 574.
 Mannesmannröhren 396.
 Maschinellem Antrieb 225.
 Mastenkrane, s. Scherenkrane.
 Motorleistung 267.
 Muldenzubringerkrane 574.
- N**ebenschlußmotor 262.
 Nietverbindung 358, 497.
- P**ekrungetriebe 159.
 Portalkrane 474.
 Potenzrollenzug 208.
 Pratenkrane 583.
- Q**uerbeanspruchung von Kranträgern 504, 523.
 Querverband 523.
 Querversteifung von Kranträgern 504.
- R**addruck 189.
 Rädervorgelege 218.
 Räderwinden 298.
 Radstand 491.
 Reduktion der Beschleunigungsmomente 234.
 Regulieren der Drehzahl 270.
 Reibräder 161.
 Reibungskoeffizienten 176.
 Reibungskupplungen 172.
 Reibungsleistung bei Bremsen 90.
 Riemetrieb 250.
 Ritter'sche Schnittmethode 356.
 Rohhauträder 144.
 Rollenbolzen 173.
 Rollenlager 185.
 Rollenzüge 202.
 Rundeisenketten 12.
- S**chaltungen von Kranen 292.
 Scherenkran 461.
 Schleifkontakte 291.
 Schleuderbremse 120.
 Schlingketten 48.
 Schlittenwinde 344.
 Schmierlöcher 179.
 Schmiermaterial 154.
 Schneckengetriebe 146.
 Schnecken - Lastdruckbremse 113.
 Schrägzahn - Lastdruckbremse 120.
 Schrauben 200.
 Schraubenflaschenzüge 211.
 Schraubenwinden 340.
 Schraubenzwingen 346.
 Schwenkgeschwindigkeit 227.
 Schwenkwiderstand 379, 410, 418, 425.
 Schwimmkrane 484.

- Seilbahnkrane 584.
 Seilbefestigung 30.
 Seile 1.
 Seilgehänge 8.
 Seilklemmen 11.
 Seil-Lastdruckbremse 112.
 Seilösen 8.
 Seilrollen 18.
 Seiltrommeln 27.
 Selbstgreifer 57.
 Selbsttätige Bremsen 111.
 Senkbremsschaltung 274.
 Senksperrbremsen 119.
 Sicherheitskurbel 125.
 Sicherheitsvorrichtungen 286.
 Sperradbremse 108.
 Sperrräder 77.
 Spurkranzreibung 191.
 Spurzapfen 177.
 Standfestigkeit von fahrbaren Drehkranen 464.
 — von freistehenden Kranen 370, 419.
 Staufferbüchsen 179.
 Steinzange 54.
 Steuerung der Motoren 271.
 Steuerapparate 277.
 Steuervorrichtungen 271.
 Steuerwalzen 277.
 Stirnräderflaschenzüge 213.
 Stripperkrane 581.
 Stromverbrauch 263.
 Stromzuführungsmaterial 290.
 Stromzuleitung 370.
 Stundenleistung 265.
 Stützzapfen 402.
- T**iefenkrane 581.
 Trägheitsmomente genieteter Träger 494.
 Trägheitswiderstände beim Anlauf und Auslauf von Hebe-
 maschinen 228.
 Transmissionsantrieb 250.
 Transmissionswinde 312.
 Traverse 407.
 Treibketten 17.
 Treibrollenzüge 206.
 Trommeln 27.
 Trommelwellen 295.
 Turmdrehkrane 469.
- Ü**berladekrane, s. Bockkrane.
 Übersetzung 218.
 Umkehranlasser 277.
 Umsteuerung, s. Wendetriebe.
- V**eränderung der Ausladung 425.
 Verbindung der Träger-
 teile 358.
 Verbundmotor 263.
 Verladebrücke 572.
 Verschiebung der Laufkatze durch Zugketten 434, 539.
 Verzahnte Kettenrollen 20.
 Volltorkrane 474.
 Vorgelege 218.
 Vorgelegewellen 295.
- W**agenwinde 332.
 Wanddrehkrane 372.
 — mit Laufkatze 425.
- Wandwinden 327.
 Wendeanlasser 277.
 Wendegetriebe 165.
 Werftkrane 389, 455.
 Widerstände, elektrische 277.
 Widerstandsmomente von genieteten Trägern 503.
 Winddruck 388.
 Winden 295.
 Windenschilder 296.
 Windenwellen, Berechnung 295.
 Windgeschwindigkeit 388.
 Windverband 523.
 Wippkrane 452.
 Wirkungsgrad von Rädertriebwerken 221.
 — von Rollen 202.
 — von Schneckengetrieben 149.
 — von Winden 222.
 — von Zahnrädern 146.
- Z**ahngesperre 77.
 Zahnräder 140.
 Zahnradervorgelege 218.
 Zahnstangenwinden 332.
 Zangenkrane 579.
 Zentrifugalbremse 120.
 Zerlegbare Treibketten 17.
 Zugwinden 339.
 Zuleitungen 289.
 Zweiradkrane 477.
 Zwillingsdampfwinde 319.
 Zwillingsrollenzüge 208.
 Zwischenverbindungen 378, 520.



Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Der Aufzugbau

Ein Handbuch für das Konstruktionsbureau

bearbeitet von

H. Bethmann

Gewerbe-Studienrat an der Ingenieurschule Zwickau

Mit 1166 Abbildungen im Text und auf 29 Tafeln, sowie 52 Tabellen.
XVII, 720 Seiten. gr. 8°. Preis geb. M. 80,— und Teuerungszuschlag.

Der Inhalt behandelt

Wahl der Betriebsart, Fahrgeschwindigkeiten, Betriebskosten
Fahrbühnen, Führungen, Fangvorrichtungen, Fahrschacht, Steuerungen, Schachttüren und deren Verschlüsse, Zeigervorrichtung, Handaufzüge, Transmissionsaufzüge, elektr. betriebene Aufzüge, hydraulische Aufzüge.

Besondere Sorgfalt ist den Fangvorrichtungen und den elektrisch betriebenen Aufzügen gewidmet. Der letztere Abschnitt umfaßt Elektromotoren, Anlasser und Umschalter, Steuerungen, Aufzugwinden, Sicherheitsvorkehrungen, Tür- und Steuersicherungen, Ausführungen.

Das Werk bietet mit seinen vielen Rechnungsbeispielen und Konstruktionszeichnungen sowohl für den Studierenden wie für den ausführenden Konstrukteur eine wertvolle Unterlage für die Einarbeitung in das schwierige und umfangreiche Spezialgebiet des Aufzugbaues.



Vom Verfasser wurden ferner folgende Werke herausgegeben:

Die Hebezeuge in französischer Ausgabe. Verlag von Gauthiers-Villars & Cie., Paris.

Der Aufzugbau. Ein Handbuch für das Konstruktionsbureau. 720 Seiten, 1166 Abbildungen und 52 Tabellen. Verlag von Friedr. Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig.

Die Pumpen, deren Berechnung und Konstruktion. 180 Seiten und 246 Abbildungen. Verlag von Oskar Leiner, Leipzig. 3. Aufl. in Neubearbeitung.

Die Kalkulation im Maschinenbau. Sammlung Göschen. 84 Seiten und 63 Abbildungen. 3. Auflage.

Sägegatter und Hilfsmaschinen für Sägewerke. 94 Seiten und 111 Abbildungen. Verlag von Carl Scholtze, Leipzig. 2. Auflage. Auch in tschechischer Ausgabe.

Kurzer Abriß der Spinnerei, Weberei und Appretur. 122 Seiten und 104 Abbildungen. Verlag von Oskar Leiner, Leipzig.



[26,50]

200
—
922

Politechniki Śląskiej w Gliwicach
nr inw.: 102 - 121669



Dyr.1 121669