

SCHWINGUNGEN VON FUNDAMENTEN ROTIERENDER MASCHINEN.

Beobachtungsergebnisse eines Modellversuches und Vergleich derselben mit der Theorie.

Von Dr. Ing. Paul Müller, Düsseldorf, Mitglied der Zentralverwaltung der Bauunternehmung Carl Brandt.

Die Versuchsergebnisse sollen zur empirischen Bestätigung bzw. Klärung folgender bislang in der einschlägigen Literatur teilweise umstrittener Fragen dienen:

1. Wie verhält sich ein aus mehreren Konstruktionsgliedern zusammengesetztes Fundament gegenüber den Resonanzerscheinungen, d. h.

a) Tritt die Resonanz der Einzelglieder bei Übereinstimmung der nach der vulgären Formel $n = \frac{299,1}{\sqrt{\delta}}$

errechneten Eigenfrequenz mit der Frequenz der Antriebsimpulse ein, wobei δ die „statische Durchbiegung“ der Einzelglieder bedeutet, bzw. wie verhält sich das Modell gegenüber den Ergebnissen der genauen Theorie der Biegungsschwingungen?

b) Schwingt das „Fundament als Ganzes“, d. h. der Massenmittelpunkt in Resonanz, sobald in der

Formel $n = \frac{299,1}{\sqrt{\delta}}$ diejenige Verschiebungsgröße,

welche aus dem Prinzip der virtuellen Energie abgeleitet werden kann, erscheint?¹

c) Löst der sinoidische Motorimpuls auch Resonanzerscheinungen aus, sobald die Eigenschwingungszahl das n-fache oder der n-te Teil der Impulszahl ist?

2. Übt überhaupt und inwieweit eine exzentrischrotierende mit dem Fundament fest verbundene Masse einen Einfluß auf die Eigenschwingungsfrequenz des Fundamentes aus? (Abhängigkeit der Eigenfrequenz von der Amplitude²!)

3. Welche Bahn beschreibt der Massenmittelpunkt des Fundamentes bei den verschiedenen Schwingungszuständen?³

Das Modell.⁴

(Siehe Abb. 1 und 2)

Der Fundamentrahmen.

Um obige Fragen möglichst eindeutig empirisch zu beantworten, wurden unter ziemlich restloser Ausschaltung aller die grundlegenden theoretischen Bedingungen störenden Einflüsse allereinfachste Verhältnisse am Modell gewählt und letzteres in seinen Querschnitten so bemessen, daß relativ große Formänderungen auftraten, damit die Schwingungsauslässe mit großer Genauigkeit nach Größe und Richtung wahrgenommen und die Frequenzen hinreichend sicher gemessen werden konnten. Die statischen und dynamischen Biegungs-

spannungen sowie die übrigen spezifischen Beanspruchungen blieben innerhalb der Proportionalitätsgrenze.

Als Material für das Modell wurde vollkommen trockenes, durch einen Schellacküberzug gegen Feuchtigkeitseinflüsse

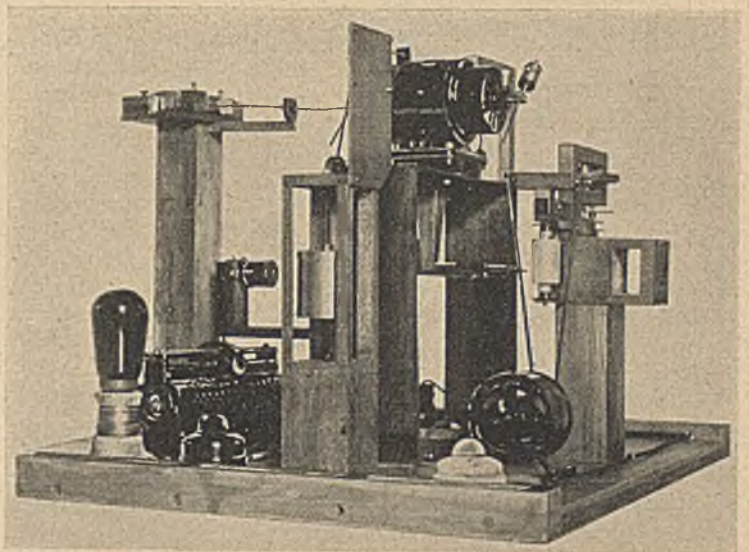


Abb. 1. Lichtbild der gesamten Modellanlage, aufgenommen von der Seite des Schwingungszeichners aus.

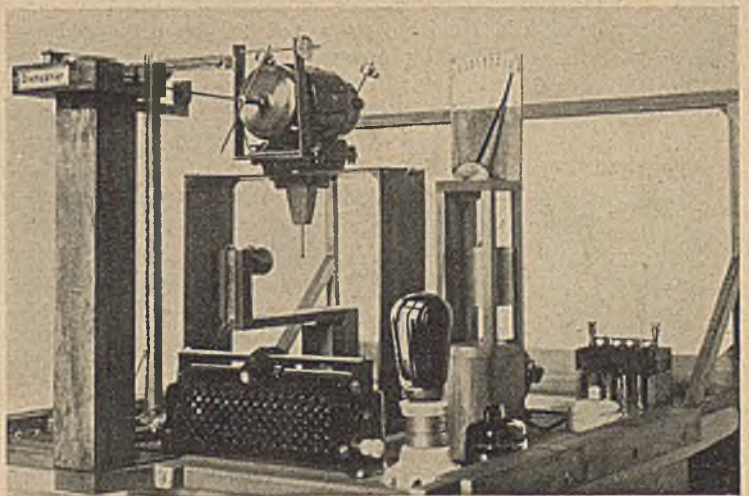


Abb. 2. Lichtbild der gesamten Modellanlage, aufgenommen von der Seite des Drehzahlers aus.

¹ Vergl. hierzu: Prof. Hawranek, Schwingungen von Brücken. Der Eisenbau 1914, Heft 7 sowie Dipl.-Ing. Wingerter, Eigenschwingungen von Turbinenfundamenten, Der Bauingenieur 1927, Heft 28.

² Vergl. hierzu: Georg Duffing, Erzwungene Schwingungen bei veränderlicher Eigenfrequenz und ihre technische Bedeutung, Sammlung Vieweg & Sohn, Braunschweig, Heft 41/42.

³ Vergl. hierzu: Dr.-Ing. Rausch, Zur Schwingungsfrage, Der Bauingenieur 1927, Heft 50.

⁴ Daß an großen Maschinenfundamenten der Praxis Versuche und Messungen naturgemäß nur innerhalb ganz bestimmter, eng gezogener Grenzen vorgenommen werden können, erhellt z. B. aus dem Aufsatz im Heft 9/1928 dieser Zeitschrift.

geschütztes Mahagoniholz genommen, dessen Elastizitätsmodul für Biegung sich aus vorher durchgeführten Biegungsversuchen zu rund $E = 140\,000$ bis $E = 128\,000$ kg/cm² entsprechend den Biegungsspannungen $\sigma_b = 20$ bis 120 kg/cm² ergab⁵. Das

⁵ Über die Abnahme des Elastizitätsmoduls des Modellholzes mit zunehmender Biegungsbeanspruchung vergleiche man die Ausführungen beim II. Versuch.

Fundament ist als Zweigelenkrahmen durchgebildet; Ständer und Riegel haben den gleichen Querschnitt von 8 cm Breite und 0,26 cm Stärke. Das Trägheitsmoment bezogen auf die wagerechte Schwerachse beträgt demgemäß $0,0117 \text{ cm}^4$. Die theoretische Stützweite (Entfernung der Zapfenmitten der Auflagergelenke) sowie die theoretische Höhe, gemessen von Mitte Auflagergelenk bis Mitte oberer Querriegel, sind einander gleich und gleich 25 cm. Die Gelenke, deren Reibungseinflüsse auf die Formänderung und somit auf die Eigenfrequenz des Rahmens, wie Vorversuche ergaben, erheblich sein können, sind in feinmechanischer Ausführung so konstruiert, daß die

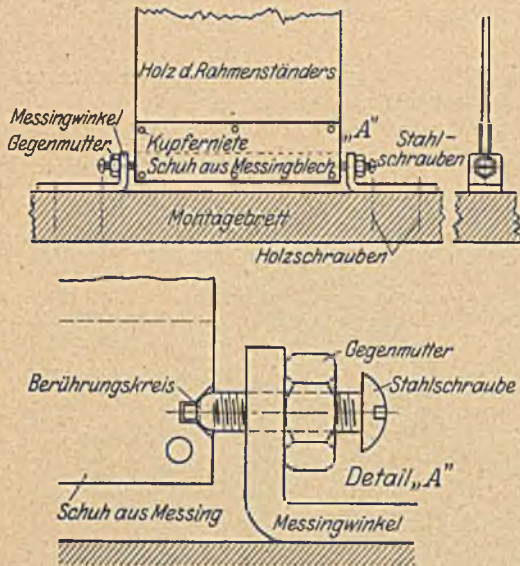


Abb. 3. Fußgelenk des Rahmens.

In den Ecken sind Riegel und Ständer durch kleine voutenförmige Hölzer miteinander verleimt und verschraubt. Von der Mitte des oberen Querriegels führt ein abnehmbarer Arm senkrecht nach unten, so daß der Massenmittelpunkt des Systems, welcher bei den gewählten Abmessungen in $\frac{1}{3}$ der Höhe der senkrechten Symmetrieachse von oben gemessen liegt, praktisch greifbar gebildet ist. In diesem Arm ist in der Mittelebene des Rahmens ein Haken eingeschraubt, so daß eine durch ein zentrisch aufgehängtes Gewicht erzeugte Kraft P senkrecht unmittelbar und wagerecht mittelbar unter Verwendung einer Seilrolle, welche auf einem seitlichen Ständer von entsprechender Höhe läuft, im Massenmittelpunkt zur Wirkung gelangen kann. Das Gewicht besteht aus einer Messinghülse mit Blei einlagen, so daß die Kräfte $P_1 = 0,1465$; $P_2 = 0,3915$; $P_3 = 0,6355$ und $P_4 = 0,8820$ kg ausgeübt werden können. Der Massenmittelpunkt selbst wird unter Verwendung eines zweiten gleichartigen Armes durch eine kleine Kugel, welche auf einem starren, in den hölzernen Arm eingeschraubten Stahlstäbchen sitzt, gebildet. Dieses Kügelchen dient zur Erzeugung eines scharfen Schattenbildes auf einem in zweckmäßiger Entfernung angeordneten Schirm (siehe Abb. 4). Der Schirm besteht aus einem mit durchscheinendem weißen Papier bespannten Rahmen und kann in Führungsleisten parallel zur Drehachse des später beschriebenen Motors verschoben werden, so daß eine scharfe Einstellung des Schattens möglich ist. Beobachtung und Festhaltung der Schwingungsfigur durch Photographie der Rückseite des Schirmes oder durch direkte Einwirkung des Schattenbildes auf lichtempfindliches Papier wurden durch diese „Schirm“-Vorrichtung ermöglicht.



Abb. 4.
Schattenbild des Massenmittelpunktes.
(Negativ)

In der theoretischen rechten oberen Rahmenecke des Modells ist ein weiterer Haken angebracht, so daß mittels eines zweiten Ständers, welcher in entsprechender Höhe ebenfalls eine Seilrolle trägt, eine Kraft H horizontal am oberen Querriegel angreifen kann. Diese Vorrichtung bezweckt, auch Schwingungsmessungen vornehmen zu können, wenn der

Rahmen neben der störenden Maschinenkraft senkrechten Lasten und gleichzeitig dem Einfluß einer konstanten Horizontalkraft unterworfen ist.

Der Fundamentrahmen sowie die Belastungs- und später beschriebenen Meßvorrichtungen einschl. des Lichtbildschirmes sind auf einem stabilen Brett montiert, welches mittels einer genügend starken, weichen und somit gut dämpfenden Filzunterlage auf einem Tisch ruht. Die Zwischenlage aus Filz hat den Zweck, etwaige störende Schwingungen des Tisches möglichst auszuschalten.

Der auf dem Fundamentrahmen angebrachte Motor.

Als störende Maschinenkraft wird die Fliehkraft eines kleinen Universal-Elektro-Motors, Fabrikat AEG, Type ANU, $\frac{1}{60}$ PS, für 110 Volt Spannung Gleich- oder Drehstrom benutzt, welcher in der Mitte des oberen Querriegels so befestigt ist, daß sein Eigengewicht in zwei symmetrisch zur Mitte gelegenen Punkten auf den Querriegel wirkt. Um zu verhindern, daß durch das Sockelbrettchen des Motors das Trägheitsmoment des oberen Querriegels an dieser Stelle vergrößert wird, ist nur die eine der beiden Unterlagsleisten des Motorfußbrettes mit dem Rahmenriegel fest verschraubt, die andere liegt dagegen längsverschieblich, aber gegen Abheben gesichert, frei auf. Zwischen Rahmenriegel und Sockelleisten sind zur gleichmäßigen Druckübertragung dünne Filzstreifen angebracht. Die Drehzahl des Motors kann durch einen vorgeschalteten Kohlenfadenglühlampen- und durch einen Nickel-Draht-Regulierwiderstand sowie durch eine federnd angeordnete, auf seine Schwungscheibe wirkende Doppelbremse mit durch die Konstruktion bedingten gleichen Bremsdrücken etwa innerhalb der Grenzen 100 bis 5000 Umdrehungen je Minute verändert werden.

Um größere Fliehkkräfte als nur durch die unvermeidliche Ungenauigkeit in der Ausführung des Motors bedingt, auf den Fundamentrahmen einwirken lassen zu können und infolgedessen gut erkenn- und meßbare Formänderungen zu erhalten, sind auf der beiderseitig verlängerten Motorachse an ausbalancierten symmetrisch zur Rahmenschwerachse liegenden Speichen auswechselbare Schwunggewichte von je 19 bzw. 50 g angebracht, welche bis zu einer Exzentrizität von 59 mm verstellbar werden können. Durch diese Verstellbarkeit sowie durch die Veränderlichkeit der Drehzahl des Motors lassen sich verschiedene Fliehkkräfte bei wechselnden Umdrehungszahlen erzeugen. Der Motor mit und ohne die eben beschriebenen exzentrisch angebrachten Gewichte ist auf dem Rahmen so befestigt, daß seine lotrecht zur Drehachse liegende senkrechte Schwerpunktsebene mit der mittleren Längsebene des Rahmens zusammenfällt, so daß keine Querbeanspruchung des Fundamentes eintritt. Die Stromzuführung erfolgt durch eine frei hängende biegsame Seidenlitze, welche die Eigenfrequenz des Rahmens so gut wie überhaupt nicht beeinflusst.

Die Meßvorrichtungen.

1. Der Drehzähler.

Zur Feststellung der verschiedenen Umdrehungszahlen des Motors diente ein mit der Motorachse durch eine zur Verhütung von unerwünschten Nebenschwingungen elastisch und verschiebbar abgestützte biegsame Welle, deren Biegungswiderstand fast gleich Null ist, verbundenes Tachometer neuestlichster Bauart der Düsseldorfer Firma Peerboom & Schürmann, welches die jeweiligen minutlichen Umdrehungszahlen unmittelbar abzulesen und durch eine sinnreiche Vorrichtung festzuhalten gestattet. Die Skala dieses Instrumentes ist derart eingeteilt, daß zwischen den

Drehzahlen 60 bis 240 Umdrehungen von 2 zu 2
Drehzahlen 200 bis 800 Umdrehungen von 5 zu 5
Drehzahlen 600 bis 2400 Umdrehungen von 20 zu 20 und
Drehzahlen 2000 bis 8000 Umdrehungen von 50 zu 50

je Minute abgelesen werden können. Zwischenwerte lassen sich noch gut schätzen, da der äußerst feine Zeiger in der der jeweiligen Drehzahl entsprechender Stellung festgehalten werden, wodurch die Ablesung in Ruhe geschehen kann.

Der Motor wurde, wie bereits erwähnt, mit einer verhältnismäßig schweren Schwungscheibe versehen; infolgedessen ist seine Winkelgeschwindigkeit, wie der Drehzähler ergab, bei den verschiedenen Vorschaltwiderständen und Bremsdrücken mit großer Annäherung konstant.

2. Der Schwingungszeichner.

Die schwingende Bewegung des Massenmittelpunktes des Modellrahmens wird unmittelbar durch einen in der Längsebene des Modells vollkommen unverschieblich an dem vorstehend beschriebenen ersten Holzarm gelagerten spitzen Bleistift aufgezeichnet, welcher mit ganz leichtem, durch ein angespanntes Gummiband hervorgerufenen Druck auf ein mit annähernd gleichmäßiger Geschwindigkeit abrollendes Papierband drückt. Dieser etwa 4 cm breite Papierstreifen ist auf einer Rolle aufgewickelt und läuft über eine sanft gerundete, dem Schreibstift als Unterlage dienende polierte Metallfläche zu einer zweiten der ersten parallelen Rolle, welche mit konstanter Geschwindigkeit angetrieben wird. Der Antrieb erfolgt in folgender Weise: Auf der Achse der Antriebsrolle des Papierstreifens ist ein Zahnrad befestigt, welches mit dem Übersetzungsverhältnis 5 : 1 in ein Ritzel eingreift. Auf der Achse dieses Ritzels ist eine Seilrolle festgekeilt; die Seilrolle wird durch einen kleinen Elektromotor mit Kurzschlußschalter bei senkrechter Stellung der Schreibvorrichtung unmittelbar und bei wagerecht ablaufendem Papierband mittelbar unter Zuhilfenahme von zwei Umlenkrollen derart angetrieben, daß der Papierstreifen nach höchstens $1\frac{1}{2}$ sec bereits während eines Meßintervalls von 5 bis 10 sec annähernd gleichmäßig abläuft; die Geschwindigkeit, mit der der Streifen den Schreibblock durchweilt, beträgt anfangs bei fast leerer Antriebsrolle etwa $v = 6$ cm/sec und wächst mit zunehmendem Durchmesser der Rolle bis $v = 12$ cm/sec. an. Bei jeder Messung wurde außerdem mit einer Stoppuhr, welche $\frac{1}{6}$ sec abzulesen gestattet, die Ablaufgeschwindigkeit des Papierstreifens in der Weise kontrolliert, daß die Zeitpunkte des Vorbeieilens einer mit Abständen von je einem Meter auf dem Papierstreifen angebrachten Markierungsskala an einer feststehenden Marke des Schreibblocks festgestellt wurden.

Obige Meßvorrichtung ist an einem kräftigen hölzernen Pfosten befestigt und kann um 90° gedreht werden, so daß auswertbare Diagramme für sämtliche Schwingungsrichtungen parallel zur Längsebene des Modellrahmens aufgezeichnet werden können.

3. Messung der absoluten Größe der Schwingungsausschläge durch

a) die Projektionsvorrichtung. Mit vorstehend beschriebenem Schwingungszeichner lassen sich die absoluten Schwingungsausschläge wegen ihrer teilweise geringen Größe und des störenden Einflusses der Reibung zwischen dem Schreibstift und Papierstreifen nicht genügend genau feststellen. Da aber das Maximum der Ausschläge praktisch das Kriterium für den Eintritt der Resonanz ist — theoretisch treten die größten Amplituden nicht genau im Resonanzfalle auf, sie liegen indessen unmittelbar daneben, und zwar ist der Unterschied so gering, daß er im allgemeinen vernachlässigt werden kann —, weist das Modell noch folgende Vorrichtungen auf:

Am unteren Ende des zum Massenmittelpunkt führenden Armes befindet sich das vorstehend erwähnte Kugelchen von etwa 1,5 mm Durchmesser, welches mittels einer rückwärts liegenden punktförmigen Lichtquelle grell beleuchtet werden kann, so daß es ein scharfes Schattenbild auf den Papierschirm wirft. Die punktförmige Lichtquelle besteht aus einer kleinen Metallfadenlampe für wenige Volt Spannung mit in der Längsachse der Birne spiralförmig gedrehtem Lichtfaden, so daß dieser von vorne gesehen einen Kreis von etwa 0,5 mm Durchmesser bildet. Dieser leuchtende Punkt ist in einen kleinen runden Behälter eingeschlossen, dessen vorderer Boden dem

Lichtpunkt gegenüber in der Mitte ein kleines kreisförmiges Loch von nicht ganz 1 mm Durchmesser besitzt, so daß sämtliche störenden Lichtstrahlen ausgeschaltet werden. Durch starre Verbindung der Projektionslampe mit einem kräftigen hölzernen Pfosten ist dafür gesorgt, daß der Lichtpunkt als absolut feststehend angesprochen werden darf. Der Oberteil dieses Ständers ist durch eine Schraubvorrichtung senkrecht verstellbar, damit Lichtpunkt- und Massenmittelpunkt in eine genaue Horizontale gebracht werden können. Außerdem läßt sich der ganze Pfosten horizontal verschieben, um eine weitere Möglichkeit zur scharfen Einstellung des Schattenbildes zu haben. Sobald jetzt der Fundamentrahmen in Schwingungen gerät, entsteht im verdunkelten Raume auf dem Papierschirm ein heller Lichtkreis, in welchem das scharfe Schattenbild des Massenmittelpunktes schwingt. Der größte Ausschlag der Schwingung war zwischen den Umkehrpunkten der Bewegung mit großer Genauigkeit durch bloße Beobachtung festzustellen, und seine absolute Größe konnte unter Berücksichtigung des errechneten Übersetzungsverhältnisses, welches durch Eichung kontrolliert wurde, mit genügender Genauigkeit berechnet werden.

Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, daß die Glühbirne zur Erzielung äußerster Lichtintensität mit Überspannung unter Vorschaltung eines kleinen Regulierwiderstandes brennen kann.

b) die Meßvorrichtung an der zur Erzeugung einer Horizontalkraft dienenden festen Seilrolle.

Steht der Rahmen unter der Wirkung einer konstanten Horizontalkraft, so dient zur Beobachtung und Messung der bei den vorliegenden Modellverhältnissen alsdann bei geringer Drehzahl auftretenden horizontalen Resonanzausschläge ein an der festen Seilrolle angebrachter, etwa 10 cm langer schwarzer, in eine schmale Spitze auslaufender Zeiger, welcher sich über eine Skala bewegt. Jeder volle Teilstrich dieser Skala entspricht 1 mm seitlicher Ausbiegung der oberen Rahmenecke. Da die Teilstriche dem Übersetzungsverhältnis entsprechend etwa 7 mm auseinander liegen und der Rahmen in horizontaler Richtung sehr elastisch ist, ließen sich die auftretenden wagerechten absoluten Formänderungen mit großer Genauigkeit verfolgen und ablesen. Als Seil fand eine Angelschnur Verwendung, welche, um ein etwaiges Gleiten auf der Rolle zu verhindern, eingewachst war.

Zur horizontalen Einstellung des alle vorstehend beschriebenen Teile tragenden Sockelbrettes dient schließlich noch eine auf ihm versenkt angebrachte kleine Dosenlibelle. Außerdem ist in den Drehzähler eine kleine Röhrenlibelle eingebaut, um die horizontale Lage dieses Instrumentes allein kontrollieren zu können.

Obige Meßvorrichtungen gestatten also:

1. den Eintritt der Resonanz der Einzelglieder zu bestimmen, bzw. das Verhalten des Fundaments als „Ganzes“, d. h. des Massenmittelpunktes, zu beobachten,
2. die Umdrehungszahl des Motors bei Resonanz unmittelbar gleichzeitig abzulesen und festzuhalten,
3. aus dem gleichzeitig aufgenommenen Schwingungsdiagramm die Frequenz der Eigenschwingung der Einzelglieder und des gesamten Fundamentrahmens zu ermitteln,

Kontrolle: Eigenschwingungszahl unter 3 und Umdrehungszahl unter 2 müssen hierbei übereinstimmen, da die erzwungene Resonanzschwingung wie auch jede andere erzwungene Schwingung im Takt der erregenden Kraft erfolgt,

4. die absolute Größe der Schwingungsausschläge bei den verschiedenen Schwingungszuständen festzustellen,
5. die Bahn, die der schwingende Massenmittelpunkt bei den verschiedenen Schwingungszuständen durchläuft, aufzuzeichnen sowie im Schattenbild zu erkennen oder durch photographische Aufnahme festzuhalten.

Versuche.

I. Versuch: Frequenz der senkrechten Resonanzschwingungen des Querriegels.

Die in die vulgäre Eigenfrequenzgleichung $n = \frac{299,1}{\sqrt{\delta}}$ einzusetzende statische Durchbiegung errechnet sich im vorliegenden Fall zu:

a) aus Eigengewicht, da der Rahmenriegel rund 0,002 kg/cm Länge wiegt

$$\delta_g = 0,0068 \frac{0,002 \cdot 24,8^4}{130\,000 \cdot 0,0117} = 0,0034 \text{ cm,}$$

b) aus der Maschinenlast:

Gewicht des Motors mit Schwungscheibe, Bremse, Speichen zum Anbringen der Schwunggewichte, Sockelbrettchen einschl. Schrauben, Unterlagscheiben und Muttern sowie einschl. Stromzuleitung und Gewichtsanteil der zum Drehzähler führenden beweglichen Spiralwelle 1,852 kg
Gewicht der beiden kleinen Schwunggewichte 0,038 kg
Summe G = 1,890 kg

Demgemäß beträgt die Durchbiegung, hervorgerufen durch G, da diese Lasten in zwei im Abstände von je 2,25 cm symmetrisch zur Rahmenmitte liegenden Punkten übertragen werden,

$$\delta_G = 0,0108 \frac{1,890 \cdot 24,8^3 \text{ cm}^3}{130\,000 \cdot 0,0117} = 0,205 \text{ cm}$$

c) die durch den zum Massenmittelpunkt führenden Arm hervorgerufene Durchbiegung, welcher als Einzellast von 0,035 kg in Rahmenmitte wirkt, beträgt schließlich

$$\delta_{G1} = 0,0115 \frac{0,035 \cdot 24,8^3}{130\,000 \cdot 0,0117} = 0,004 \text{ cm}$$

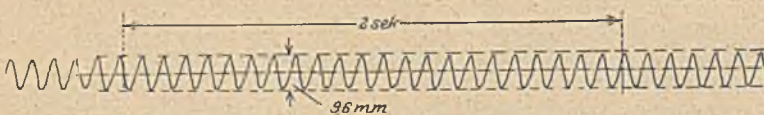


Abb. 5. Abschnitt des Schwingungsdiagramms des Massenmittelpunktes während der Resonanz des Querriegels bei $n_r = 680$ Schwingungen/Minute.

Als Elastizitätsmodul ist hierbei entsprechend der von der ruhenden Motorlast usw. in Riegelmitte erzeugten Biegungsspannung von rund 90 kg/cm² der Wert $E = 130\,000 \text{ kg/cm}^2$ (siehe Versuch II, Abb. 8) eingesetzt.

Somit ergibt sich für die gesamte zu diesem Belastungszustand gehörige theoretische statische Durchbiegung in Rahmenmitte

$$\delta_1 = \delta_g + \delta_G + \delta_{G1} = 0,0034 + 0,205 + 0,004 = 0,21 \text{ cm,}$$

und es folgt für die Frequenz der senkrechten Biegungsschwingungen des Rahmenriegels der in der Praxis gebräuchliche theoretische Wert

$$n_1 = \frac{299,1}{\sqrt{0,21}} = 654 \text{ Schwingungen/Minute.}$$

Der unter den gleichen obigen Voraussetzungen vorgenommene wiederholt durchgeführte Versuch ergab als arithmetisches Mittel folgendes:

Drehzahl des Motors bei beobachteter voller Resonanz $n_m = 680$ Umdrehungen/Minute;

Anzahl der Schwingungen des Rahmenriegels gemäß Schwingungsdiagramm des Massenmittelpunktes, welches mit demjenigen der Riegelmitte übereinstimmen muß, da keine hori-

* Eine kleinen Ungenauigkeit in der Ausführung des Modellrahmens ist durch Einsetzen der wirklichen Riegellänge von 24,8 cm an Stelle der theoretischen von 25,0 cm Rechnung getragen.

zontalen Bewegungen beider Punkte eintreten (siehe Abb. 5),

$$n_r = 681 \text{ Schwingungen/Minute.}$$

Demgemäß ist mit großer Annäherung $n_m = n_r$, wodurch bewiesen wird, daß die Zeitmessung beim Abläufen des Papierstreifens mit großer Genauigkeit erfolgte.

Es besteht also unter Berücksichtigung der unvermeidlichen Ungenauigkeiten des Modells gute Übereinstimmung mit der in der Praxis bei der Bemessung von Turbinenfundamenten z. B. im allgemeinen angewandten Theorie der transversalen Biegungsschwingungen, da der Unterschied gegenüber der Rechnung nur rd. 4% beträgt, zumal noch folgender Umstand berücksichtigt werden muß: Die wirkliche gemessene statische Durchbiegung betrug $\delta_1 \approx 1,9 \text{ mm}$, so daß hiermit $n_1' = 685$ wird, d. h. es besteht fast vollkommene Übereinstimmung zwischen obiger Theorie und der Wirklichkeit⁷. Daß die wahre statische Durchbiegung etwas kleiner als die theoretische gefunden wurde, liegt an dem Einfluß der steifen Rahmenecken, welche aus praktischen Gründen ein kleines Stück in die Stützweite des Riegels hineingreifen, sowie an der Vergrößerung des Trägheitsmomentes in Riegelmitte, bedingt durch die Befestigung des Motors und des zum Massenmittelpunkt führenden Schreibarmes, deren Einflüsse sich trotz aller sinngemäßen Vorkehrungen nicht ganz ausschalten ließen. Daß die Veränderlichkeit des Trägheitsmomentes in Rahmenmitte einen bemerkenswerten Einfluß auf die Frequenz ausübt, konnte dadurch festgestellt werden, daß, sobald die Schrauben derjenigen Querleiste des Sockelbrettchens des Motors, mit welcher dieser längsverschieblich auf dem Rahmen lagert, fest angezogen wurden, die Frequenz der Eigenschwingung sofort auf etwa $n_r = 730$ stieg.

Wendet man auf die vorliegenden Verhältnisse die von Dr.-Ing. Prager im Heft 8 des Jahrganges 1927 dieser Zeitschrift entwickelte genaue Theorie der freien Transversalschwingungen des Rahmenriegels sinngemäß an, indem man die dort für den eingespannten zweistieligen Rahmen abgeleiteten Gleichungen dadurch mit großer Annäherung auf den Zweigelenrahmen des Modells zurückführt, daß an Stelle der wirklichen Höhe $h = 25 \text{ cm}$ für den Ersatzrahmen mit Einspannung der Füße die Höhe $h = \frac{3}{2} \cdot 25 = 37,5 \text{ cm}$ gesetzt wird, was angenähert zutreffende Ergebnisse liefern muß, da infolge

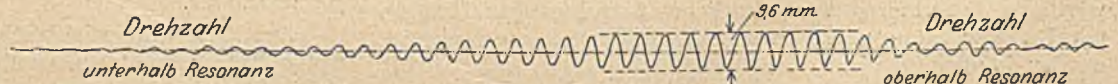


Abb. 6a. Schwingungsdiagramm des Massenmittelpunktes während des Durchfahrens der Resonanz des Querriegels. (Motor unter Strom.)



Abb. 6b. Diagramm des Massenmittelpunktes während des Durchfahrens der Resonanz des Querriegels. (Motor stromlos.)

der nur von oben kommenden Biegemomente in $\frac{1}{3}$ der Ständerhöhe, von der Einspannstelle aus gemessen, ein Momentennullpunkt liegt, welcher während der vorliegenden Schwingung wegen seiner verhältnismäßig geringen Entfernung von der Einspannstelle in horizontaler Richtung nur wenig schwingt (siehe Abb. 7), so ergibt sich folgendes Bild mit den Bezeichnungen des oben angeführten Aufsatzes, wobei das Gewicht des Motors als Einzellast in Riegelmitte gedacht ist:

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{\mu_h}{\mu_1} \left(\frac{J_h}{J_1}\right)^3} = 1;$$

$$\beta = \frac{h}{l} \sqrt[4]{\frac{\mu_h}{\mu_1} \cdot \frac{J_1}{J_h}} = \frac{37,5}{12,4} = 3,02;$$

⁷ Diese gute Übereinstimmung ist im vorliegenden Fall auch darauf mit zurückzuführen, daß das Eigengewicht des Riegels gegenüber der Maschinenlast sehr klein ist, und daß letztere fast wie eine Einzellast in Trägermitte wirkt.

$$\gamma = \frac{0,00196}{2 \cdot 12,4 \cdot 0,0000017} = 46,5;$$

mit $\lambda = 0,58$ ist die Frequenzgleichung

$$\gamma \lambda = \frac{2 \cos \lambda \cos \lambda (\cos \beta \lambda \cos \beta \lambda - 1) - \alpha (\sin \lambda \cos \lambda + \cos \lambda \sin \lambda) (\sin \beta \lambda \cos \beta \lambda - \cos \beta \lambda \sin \beta \lambda)}{(\sin \lambda \cos \lambda - \cos \lambda \sin \lambda) (\cos \beta \lambda \cos \beta \lambda - 1) + \alpha (\cos \lambda \cos \lambda - 1) (\sin \beta \lambda \cos \beta \lambda - \cos \beta \lambda \sin \beta \lambda)}$$

angenähert erfüllt, nämlich $26,97 = 26,49$, und es folgt für die Eigenfrequenz der Wert

$$n_r = \frac{60 \left(\frac{0,58}{12,4} \right)^2 \sqrt{\frac{130\,000 \cdot 0,0117}{0,0000017}}}{2\pi} = 627 \text{ Schwing./min}$$

Wegen des Einflusses der Eckverbindungen, welche die Steifigkeit des schwingenden Systems vergrößern, sowie wegen der beim Zweigelenkrahmen in Ruhe bleibenden Fußgelenke, ist dieser Wert zu erhöhen; vergrößern wir obiges Ergebnis schätzungsweise um 7%, wovon 2% auf letzteren Umstand entfallen, wenn man voraussetzt, daß sich die Frequenzen unseres Modellrahmens und des Ersatzrahmens mit eingespannten Füßen umgekehrt wie die Wurzeln aus den Durchbiegungen in

Riegelmitte verhalten, nämlich $\frac{n_e}{n_z} = \sqrt{\frac{0,0115}{0,01195}} = 0,98$, so daß

$$n_z = \frac{n_e}{0,98} = 1,02 n_e, \text{ so folgt für die Eigenfrequenz des Modellrahmens nach der genauen Theorie}$$

$$n_r = 1,07 \cdot 627 \approx 670 \text{ Schwing./min.}$$

Diese stimmt mit der gemessenen Frequenz von $n_m = n_r = 680$ wieder bis auf rd. 1,5% überein.

Die Amplitude der Schwingung wurde aus dem Schwingungsdiagramm zu rd. 4,8 mm festgestellt und ist gleich dem beim Durchfahren der Resonanz gemessenen größten Ausschlag, wie aus dem hierbei aufgenommenen Diagramm, welches in Abb. 6a wiedergegeben ist, hervorgeht. Der mittels des Schattenbildes gemessene Ausschlag ergab denselben Wert von rd. 4,8 mm.

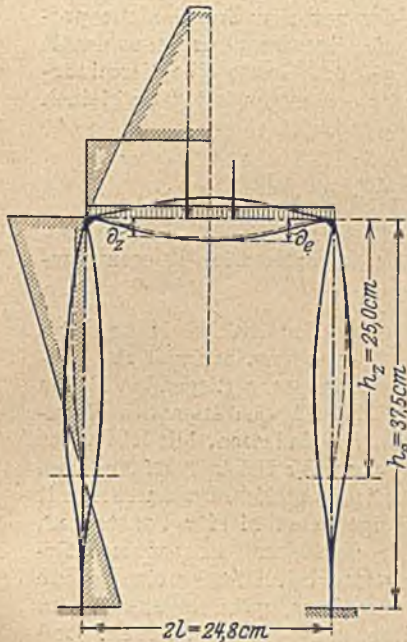


Abb. 7. Eingespannter Rahmen mit der Höhe $h_e = 1,5 h_z$ als Ersatz für den Zweigelenkrahmen zur Gegenüberstellung der Meßergebnisse mit der genauen Theorie bei nur senkrechten Lasten.

Um einen etwaigen Einfluß der Fliehkraft auf die Eigenfrequenz festzustellen, wurden bei einem weiteren Versuch unter sonst gleichen Verhältnissen die Schwinggewichte verstellt, so daß die Exzentrizität, welche beim ersten Versuch 10 mm betrug, auf 29 mm vergrößert wurde. Eine größere Exzentrizität konnte nicht gewählt werden, weil der Rahmen den alsdann auftretenden dynamischen Beanspruchungen nicht standgehalten hätte.

Es ergab sich folgendes:

Bei Eintritt der Resonanz betrug die Drehzahl des Motors wie vorher $n_m \approx 680$, während die Frequenz des Rahmenriegels aus dem Diagramm ebenfalls zu $n_r \approx 680$ festgestellt wurde. Drehzahl und Frequenz stimmten somit mit den

vorherigen Ergebnissen wieder überein. Im Gegensatz zu den Ergebnissen beim nachstehenden Versuch II konnte eine Abhängigkeit zwischen Eigenfrequenz und Exzentrizität bzw. Amplitude nicht festgestellt werden. Ich führe dieses

darauf zurück, daß infolge der relativ großen Steifigkeit des Rahmens in senkrechter Richtung die absoluten

Ausschläge des Riegels klein bleiben, weshalb Amplitude und Restitutionskräfte einander ungefähr proportional sind, und somit die der Theorie der harmonischen Schwingungen zugrunde liegende Hauptbedingung erfüllt ist.

Für einen zweiten Fundamentrahmen, ebenfalls mit Fußgelenken und mit Ausnahme der Querschnittshöhe $d = 0,35$ cm im übrigen gleichen Abmessungen, ergab sich folgendes Meßergebnis für die vertikale Resonanz des Querriegels:

$$n_m = n_r \approx 1050 \text{ Schwingungen/min,}$$

$$E = 0,25 \frac{0,882 \cdot 25,0^3}{0,92 \cdot \frac{1}{12} \cdot 8 \cdot 0,35^3} = 131\,000 \text{ kg/cm}^2.$$

Folglich beträgt die theoretische Eigenfrequenz mit den vorstehend ermittelten Werten;

$$n_r' = 654 \sqrt{\frac{0,0286}{0,0117} \cdot \frac{131\,000}{130\,000}} \approx 1025 \text{ Schwingungen/min.}$$

Die Übereinstimmung zwischen der in der Praxis üblichen Theorie und der Wirklichkeit ist also wieder durchaus befriedigend, da der Unterschied nur rd. 2 1/2% beträgt.

II. Versuch: Horizontale Resonanz des Ständers und in diesem besonderen Fall gefundene Abhängigkeit der Frequenz von der Amplitude.

a) Der Rahmen stand unter dem Einfluß der senkrechten Lasten sowie einer horizontalen Kraft, in der Rahmenecke angreifend, von $H = 0,3915$ kg. Um möglichst große Fliehkraft bei der durch die Weichheit des Fundamentrahmens in horizontalem Sinne bedingten niedrigen Eigenfrequenz und hiermit verbundener Resonanz zu erzeugen, wurden die großen Gewichte verwandt, wobei sich eindeutig folgende Resonanzzustände durch Beobachtung und Zählen der Umdrehungen ohne Hilfsmittel feststellen ließen, bei

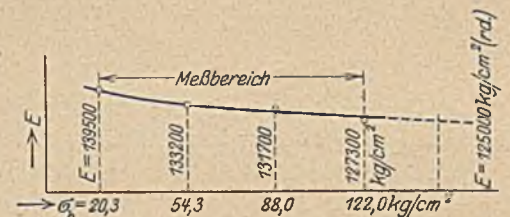


Abb. 8. Graphische Darstellung der gemessenen Abhängigkeit zwischen Biegebeanspruchung und Elastizitätsmodul des Modellholzes.

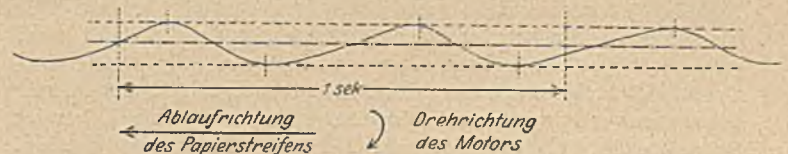


Abb. 9. Abschnitt des Schwingungsdiagramms des Massenmittelpunktes während der Resonanz des Ständers. (Große Schwinggewichte mit 49 mm Exzentrizität; Horizontalkraft am Rahmenriegel angreifend $H = 0,3915$ kg.) $n_r = 106,5$ Schwingungen/Minute.

welchen die störenden Fliehkraften des Motors in vollkommenem Takt mit den Eigenschwingungen des Rahmens wirkten. Bei der geringsten Änderung der nachstehenden Drehzahlen kam das schwingende und rotierende System sofort außer Tritt:

Exzentrizität:	Resonanz bei
19,0 mm	109 Umdrehungen/min
29,0 „	108 „ „
39,0 „	107 „ „
49,0 „	106,5 „ „
59,0 „	104 „ „

Die Bewegung des Massenmittelpunktes für die Resonanz $n_r = 106,5$, welche hinsichtlich der Frequenz mit derjenigen der Rahmenecke übereinstimmt, ist im Diagramm der Abb. 9 festgehalten. Infolge der großen Gewichte und der langsamen Drehung des Motors vollzog sich die Bewegung innerhalb einer Umdrehung nicht gleichmäßig, sondern beim Ansteigen der Gewichte verzögert und beim Herabfallen beschleunigt, wie das Diagramm auch ergibt. Für unsere Beobachtung ist dieser Umstand bedeutungslos.

Theoretisch liegt die Resonanz, da die statische Durchbiegung der wagrecht wirkend gedachten Lasten mit Einschluß der halben Ständergewichte etwa

$$\delta = 0,25 \frac{2,03 \cdot 25^3}{125\,000 \cdot 0,0117} = 5,4 \text{ cm}$$

ist, wobei der Elastizitätsmodul wiederum der Biegungsspannung entsprechend schätzungsweise mit 125000 kg/cm^2 eingesetzt wurde (vgl. Abb. 8), bei

$$n_r = \frac{299,1}{\sqrt{5,4}} = 128 \text{ Umdr./min.}$$

Die wirkliche Eigenfrequenz in horizontaler Richtung kann unmittelbar bei der Weichheit des Rahmens festgestellt werden und beträgt mit Berücksichtigung der senkrechten Lasten $n_r = 125$ Schwingungen/Minute bei einer Amplitude von etwa 5 mm und $n_r = 122$ bei einer Amplitude von etwa 35 mm. Die Abnahme der Eigenfrequenz mit zunehmender Ausbiegung kann eindeutig beobachtet werden (Unterschied etwa $2\frac{1}{2}\%$). Die Übereinstimmung mit den gefundenen Resonanzfrequenzen ist also befriedigend (Unterschied $3,5\%$ im Mittel).

b) Der Rahmen stand nur unter dem Einfluß der senkrechten Lasten. Die gemessenen Frequenzen waren bei im übrigen gleichen Verhältnissen wie beim vorstehenden Versuch folgende:

Exzentrizität:	Resonanz bei:
19 mm	117 Umdrehungen/Minute
29 „	116 „ „
39 „	115 „ „
49 „	114 „ „
59 „	112 „ „

c) Es wurden die kleinen Gewichte verwandt. Die Resonanz betrug bei einer Exzentrizität von $e = 59 \text{ mm}$

mit Horizontalkraft	ohne Horizontalkraft
$H = 0,3915 \text{ kg}$	$H = 0,3915 \text{ kg}$
$n_m = n_r = 117$	$n_m = n_r = 122 \text{ Umdr./min}$

Die hier eindeutig festgestellte Abhängigkeit der Eigenfrequenz von der Amplitude hat ihren Grund darin, daß die Restitutionskräfte, die den schwingenden Körper in die Ruhelage zurückziehen suchen, der Auslenkung aus der Ruhelage in den vorliegenden Fällen nicht proportional sind. Und zwar besteht keine Proportionalität, weil der Elastizitätsmodul des Holzes, aus dem der Rahmen hergestellt wurde, mit zunehmender Biegungsbeanspruchung abnimmt. Diese bereits bekannte Tatsache konnte am Modell wieder festgestellt werden. In Abb. 8 sind verschiedene aus Meßergebnissen gefundene zugehörige Werte von σ_b und E aufgetragen; man erkennt, daß das Elastizitätsmaß für kleine Biegungsspannungen etwa $E = 140\,000 \text{ kg/cm}^2$ beträgt und für größere bei etwa $\sigma_b = 150 \text{ kg/cm}^2$ liegende spezifische Biegungsbeanspruchungen zu rund $E = 125\,000 \text{ kg/cm}^2$ angenommen werden kann. Letzterer Wert konnte als außerhalb des Meßbereichs liegend nicht mehr festgestellt werden, wohl aber der zu $\sigma_b = 122 \text{ kg/cm}^2$ gehörige $E = 127\,300 \text{ kg/cm}^2$.

Mit zunehmender Exzentrizität und Fliehkraft eilte infolgedessen die Ausbiegung der auslenkenden Kraft voraus; es bestand keine geradlinige Beziehung zwischen den Restitu-

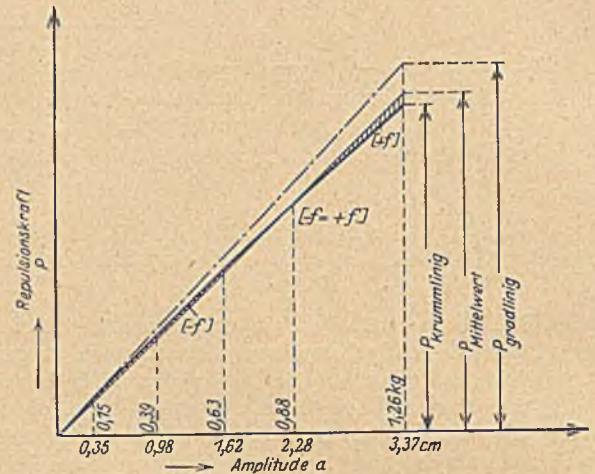


Abb. 9a. Graphische Ermittlung des Einflusses des nicht konstanten Elastizitätsmoduls des Modellholzes bei Biegung auf die Eigenfrequenz des Rahmens.

tionskräften und den Durchbiegungen mehr, und zwar besonders deswegen, weil die Fliehkräfte, trotzdem sie im vorliegenden Falle als statische Kräfte absolut und auch für den Fundamentrahmen relativ klein waren, als dynamische Kräfte jedoch große Ausbiegungen erzeugten, für welche das Elastizitätsmaß abnahm.

Wendet man auf die vorliegenden in Abb. 8 gegebenen Elastizitätszahlen das von Dr.-Ing. Geiger in seinem kürzlich erschienenen Buche „Mechanische Schwingungen und ihre Messung“, Jul. Springer, Berlin 1927, mitgeteilte Verfahren zur Ermittlung des Einflusses der zur Amplitude nicht proportionalen Repulsionskraft auf die Eigenfrequenz an, so erhält man bei Amplituden von etwa $3\frac{1}{2} \text{ cm}$ Größe eine Verminderung der Eigenfrequenz gegenüber derjenigen bei ganz kleinen Ausschlägen um

$$\mu = 1 - \sqrt{\frac{P_{\text{Mittelwert}}}{P_{\text{geradlinig}}}} = 1 - \sqrt{\frac{1,32}{1,40}} = 0,03;$$

d. h. um 3% (siehe Abb. 9 a) in befriedigender Übereinstimmung mit obigem Meßergebnis.

Ob der einwandfrei festgestellte Unterschied in den Resonanzdrehzahlen zwischen 109 und 104 bzw. 117 und 112 Umdrehungen je Minute, d. h. etwa 5% in den vorliegenden Fällen allein auf die Veränderlichkeit des Elastizitätsmaßes E zurückzuführen ist, will ich dahingestellt sein lassen. Mit Rücksicht darauf jedoch, daß für die Falle der praktischen Ausführungen auch aus anderen Gründen möglichst steife Fundamente mit geringen Deformationen und infolgedessen hierfür konstantem E gefordert werden, so daß die vorstehend beobachtete Erscheinung größtenteils bedeutungslos wird, halte ich eine genaue theoretische Verfolgung dieses Problems, ganz abgesehen von den rechnerischen Schwierigkeiten, nicht für erforderlich. Daß bei Wirkung von H die Eigenschwingungszahl kleiner wird, ist auf den Einfluß des mitschwingenden am Seil hängenden Gewichtes und der Reibung in der Rollenlagerung zurückzuführen.

III. Versuch: Zweite horizontale Resonanz des Ständers.

Nach der von Professor Hawranek in der Zeitschrift „Der Eisenbau“ 1914, Heft 7, für gegliederte Träger entwickelten Theorie, welche Dipl.-Ing. Wingerter in Heft 28 des Jahrganges 1927 dieser Zeitschrift auf Rahmengebilde übertragen hat, müßte der Modellrahmen sich folgendermaßen verhalten:

Mit den Bezeichnungen des letztgenannten Aufsatzes folgt nämlich:

$$\bar{\eta}_\mu = 0,0115 \frac{24,8^1}{130\,000 \cdot 0,0117} = 0,115 \text{ cm}$$

$$\bar{\xi}_\mu = 0,2874 \frac{25^3}{130\,000 \cdot 0,0117} = 2,95 \text{ cm}$$

$$\bar{v}_\mu = \sqrt{0,115^2 + 2,95^2} = 2,95 \text{ cm}$$

$$v_\mu = \frac{1}{v_\mu} \sum P \cdot \bar{\eta}^2$$

Der Ausdruck unter dem Summenzeichen ergibt sich im vorliegenden Fall zu:

Motorgewichte als Einzellasten im Abstände von je 2,25 cm von der Mitte:

$$\bar{\eta} = 0,0103 \frac{24,8^3}{130\,000 \cdot 0,0117} = 0,1033 \text{ cm}$$

$$\sum P \cdot \bar{\eta}^2 = 2 \cdot \frac{1,89}{2} \cdot 0,1033^2 = 0,0201$$

Schreibarm als Einzellast:

$$\bar{\eta} = \frac{0,0115 \cdot 24,8^1}{130\,000 \cdot 0,0117} \cdot 0,115 \text{ cm}$$

$$\sum P \bar{\eta}^2 = 0,035 \cdot 0,115^2 = 0,00046$$

$$\text{Gesamtsumme } \sum P \bar{\eta}^2 = 0,0201 + 0,00046 = 0,02056,$$

wobei das Eigengewicht des Querriegels vernachlässigt wurde.

Der Einfluß der Knotendrehwinkel beträgt

$$\sum M \bar{\varphi}^2 = 2 \cdot 3,6 \cdot 0,0000091 = 0,000065,$$

da der Horizontalschub infolge eines in einer Ecke angreifenden Momentes $M_i = 1$

$$H = \frac{3^{10}}{25\,920} = -0,01195 M,$$

das Eckmoment folglich

$$M_e = -0,01195 \cdot 25 \cdot M_i = -0,299 M,$$

der Wert

$$E \cdot J \cdot \varphi = \frac{1}{2} \cdot 0,2990 \cdot 24,8 M_i + 1,0 \cdot \frac{24,8}{3} \cdot M_i = 4,6 M_i$$

und das Eckmoment aus der äußeren Belastung, letztere als Einzellast in Riegelmitte aufgefaßt

$$M_E \cdot 1,925 \cdot \frac{3}{40} \cdot 25 = 3,60 \text{ cmkg}$$

ist. Die in die Frequenzgleichung nach dieser Theorie sich aus der Gleichsetzung der „virtuellen lebendigen Kraft des im Massenmittelpunkt vereinigten gedachten Rahmens mit derjenigen des gesamten belasteten Systems“ ergebende Geschwindigkeit oder Verschiebungsgröße folgt dann zu

$$v_\mu = \frac{1}{2,95} (0,02056 + 0,000065) = 0,0070 \text{ cm.}$$

Für die Frequenz würde sich somit ergeben:

$$n_r = \frac{299,1}{\sqrt{0,0070}} = 3580 \text{ Schwingungen/min.}$$

Setzen wir den Rahmen außer dem Einfluß der senkrechten Lasten noch demjenigen einer am Rahmenriegel angreifenden

horizontalen Kraft $H = 0,882 \text{ kg}$ aus, so würde sich die Frequenz nach der vorstehend angewandten Theorie unter Vernachlässigung der Knotendrehwinkel wie folgt berechnen:

$$\sum H \cdot \bar{\xi}^2 = 0,882 \left(0,25 \frac{25^3}{130\,000 \cdot 0,0117} \right)^2 = 5,8$$

$$v_r = \frac{1}{2,95} (0,02056 + 0,000065 + 5,8) = 1,97$$

$$n_r = \frac{299,1}{\sqrt{1,97}} = 213 \text{ Schwingungen/min.}$$

Der Versuch ergab, daß bei nur senkrechten Lasten weder im Punkte $n_m = 3580$ Umdrehungen/min selbst, noch in größerer Entfernung unterhalb und oberhalb dieser angeblichen theoretischen Resonanz irgendwelche zu- und abnehmende größere Schwingungen, die auf das Vorhandensein einer derartigen Resonanz schließen lassen, wahrgenommen werden konnten. Desgl. herrschte bei Vorhandensein der Horizontalkraft bei $n_m = 213$ Umdrehungen/min und in der Nähe dieser Zahl vollkommene Ruhe. Es ist dies mit Rücksicht auf die klaren Modellverhältnisse ein sicherer Beweis dafür, daß diese Theorie unzutreffende Ergebnisse liefert. Der Grund hierfür liegt darin, daß in die Gleichung für die Frequenz der Biegeschwingungen $n = \frac{300}{\sqrt{\delta}}$ welche Formel, obgleich sie

letzten Endes eine Schätzung ist, sich immerhin wissenschaftlich begründen läßt und übrigens, wie im vorstehenden gezeigt, mit der Wirklichkeit im allgemeinen gut übereinstimmt, hier an Stelle der statischen Durchbiegung δ einfach eine andere Verschiebungsgröße eingesetzt wird, welche in den seltensten Fällen mit der statischen Durchbiegung auch nur angenähert übereinstimmt. Selbstverständlich läßt sich daher auch der Nachweis für die Zulässigkeit dieser „Rechenoperation“ nicht erbringen.

Während also bei $n = 3580$ bzw. 213 keinerlei Resonanzerscheinungen wahrgenommen werden konnten, zeigte es sich, daß bei $n = 2250$ eine kräftige zweite horizontale Resonanz des Rahmens auftrat. In Abbildung 10 sind die zugehörigen Schwingungsdiagramme des Massenmittelpunktes beim beiderseitigen Durchfahren dieser Resonanz sowie während derselben



Abb. 10 a. Diagramm beim Durchfahren der Resonanz (Motor unter Strom.)

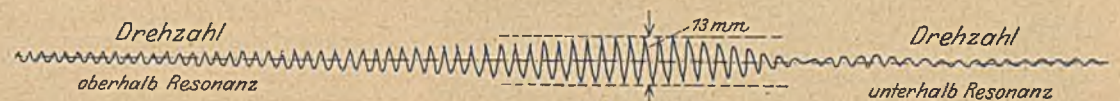


Abb. 10 b. Desgleichen (Motor stromlos.)

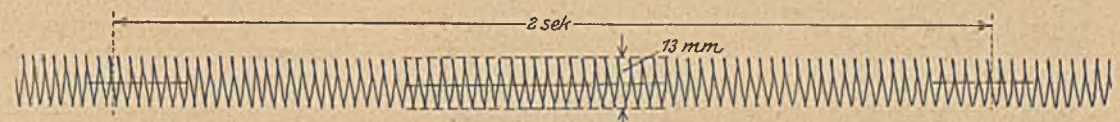


Abb. 10 c. Abschnitt des Schwingungsdiagramms während der Resonanz.

Abb. 10. Schwingungsdiagramme des Massenmittelpunktes bei $n_r = 2250$ Schwingungen/Minute.

aufgenommen. Man erkennt aus dem Ausschlage von 6,5 mm, wie kräftig die Schwingungen erfolgten. Auch beim rückwärtigen Durchfahren mit stromlosem Motor entstanden noch dieselben Amplituden wie während der Resonanz selbst. In Abbildung 11 ist das Schattenbild des schwingenden Massenmittelpunktes für den Zustand der Abbildung 10 c wieder gegeben⁸, und Abb. 12 zeigt den schwingenden Rahmen mit der

⁸ Um eine deutliche Wiedergabe zu ermöglichen, ist das Lichtbild des negativen Schattens durch Retusche aufgehellt.

im Spiegelbild mit festgehaltenen Drehzahl des Motors und mit dem schwingenden Massenmittelpunkt. (Man beachte hierbei den ruhigen Zeigerstand des Drehzählers während der Belichtung, die etwa 4 Minuten dauerte.) Diese Resonanzerscheinung liegt bei der 18fachen Drehzahl der ersten horizontalen Resonanz. Bei dem zweiten Rahmen mit der Querschnittshöhe $d = 0,35$ cm, dessen erste Resonanz bei $n = 196$ stattfindet, wurde die zweite ebenfalls bei dem 18fachen dieses Wertes, nämlich bei $n \approx 3500$ gefunden.



Abb. 11. Schattenbild des schwingenden Massenmittelpunktes bei horizontaler Resonanz $n_r = 2250$ Schwingungen/Minute.

$$a = \frac{1}{2} a' \frac{19,7}{28,3} = \frac{1}{2} \cdot 18,7 \frac{19,7}{28,3} = 6,5 \text{ mm.}$$

Da, wie bereits erwähnt, der sinoidische Impuls des rotierenden Motors keinerlei sogenannte Obertöne enthalten kann, welche ein Vielfaches des Hauptimpulses betragen — zur Sicherheit wurde auch die Bremse gelöst, um jede etwaige derartige Nebenwirkung auszuschalten, und auch die biegsame zum Drehzähler führende Welle, deren Biegungswiderstand übrigens, wie bereits erwähnt, fast gleich Null ist, entfernt — kann es sich bei dieser Erscheinung nur um eine sog. Oberschwingung handeln. Für einen einseitig eingespannten mit Masse behafteten Stab ohne Endmasse besitzt die erste Oberschwingung nach Lord Rayleigh bekanntlich die $\left(\frac{1,494}{0,597}\right)^2 = 6,25$ -fache und die zweite die $\left(\frac{2,500}{0,597}\right)^2 = 17,6$ -fache Frequenz der Grundschiwingung.

Die niedersten Eigentöne eines eingespannten Stabes mit Zusatzmasse am freien Ende verhalten sich bei einem Verhältnis der Zusatzmasse M_2 zur Stabmasse M_1

$$a = \frac{M_2}{M_1} = 25$$



Abb. 12. Lichtbild des schwingenden Rahmens bei horizontaler Resonanz $n_r = 2250$ Schwingungen/Minute. Die Drehzahl ist hierbei im mitphotographierten Spiegelbild des Drehzählers festgehalten.

wie $\left(\frac{1,26}{0,197}\right)^2 \approx 41$, wie die Schnittpunkte der beiden Teilkurven

$$(1) \quad y_1 = \frac{1}{\cos \sigma} - a \cdot \sigma^2 \cdot \sin \sigma$$

und

$$(2) \quad y_2 = -(1 + a \cdot \sigma^2) \tan \sigma \cdot \cos \sigma,$$

welche die Periodengleichung für diesen Fall bilden, ergeben. Bei dem Vergleich obiger Verhältniszahl 41 mit dem Versuchsergebnis, welches für diese Frequenz etwa den 18fachen Betrag der Grundschiwingung ergab, darf nicht übersehen werden, daß der erste Schnittpunkt σ_1 der beiden Kurven 1) $y_1 = \dots$ und 2) $y_2 = \dots$ verhältnismäßig stark durch die Größe von a beeinflusst wird, und daß der einseitig eingespannte Stab in seinem elastischen Verhalten von dem des Zweigelenkrahmens abweicht. Letzterer bietet der genauen theoretischen Untersuchung jedoch beträchtliche rechnerische Schwierigkeiten.

IV. Erzwungene Schwingungen mit einem Vielfachen der Eigenfrequenz als Impulszahl.

Um das Verhalten des Modellrahmens bei Impulsen, welche im Verhältnis der Terz, Quint und Oktave sowie der Oktave der Quint zu der Eigenschwingungszahl erfolgen, festzustellen, sind die entsprechenden Schwingungsdiagramme für den Querriegel aufgenommen und in Abb. 13 a wiedergegeben. Der Schreibstift zeichnete hierbei zwar im Massenmittelpunkt, jedoch ist dieser Umstand für die senkrechte Frequenz des Riegels bedeutungslos und auch für die Größe der senkrechten Amplitude von geringem Einfluß.

Man erkennt deutlich, daß die Amplitude abnimmt, je mehr sich die Impulszahl von der Eigenschwingungszahl entfernt, und es konnte bestätigt werden, daß die Anzahl der erzwungenen Schwingungen der jeweiligen Drehzahl entspricht. Es trifft nicht zu, wie vielfach angenommen, daß die rein sinoidischen Motorimpulse Resonanzerscheinungen am Rahmen auslösen, sobald die Eigenschwingungszahl das n -fache oder der n -te Teil der Impulszahl ist⁹. Während bei der Prim, d. h. bei Resonanz der absolute Ausschlag 4,8 mm nach jeder Seite beträgt, sinkt dieser bei der Oktav auf 0,3 mm, d. h. auf den sechzehnten Teil, und ist bei der Oktav der Quint noch kleiner.

In Abb. 13b ist ferner das Schwingungsdiagramm des Massenmittelpunktes für $n = 2 \cdot 2250 = 4500$ wiedergegeben. Auch hier zeigt sich keinerlei Resonanzerscheinung bei der Oktave der horizontalen zweiten Ständerresonanz, die, wie soeben erwähnt, bei $n = 2250$ nachgewiesen werden kann. Bei sämtlichen Versuchen konnte die schon früher bekannte Tatsache¹⁰ wieder festgestellt werden, daß beim Durchfahren der Resonanz trotz Verminderung des Widerstandes im Stromkreis vor den Motorklemmen und somit trotz Steigerung der Energieaufnahme des Motors die Drehzahl die gleiche blieb. Erst bei verhältnismäßig starker Steigerung der Energiezuführung stieg die Drehzahl bei gleichzeitiger Abnahme der Schwingungen. Es wird hierdurch bewiesen, daß die zum Hervorrufen der Fundamentalschwingungen notwendige Energie aus der der Antriebsmaschine zugeführten entnommen wird, sodaß ein Teil der Energie bei Resonanz für einen höchst fragwürdigen Zweck verbraucht wird.

Die geradlinige Abhängigkeit zwischen Exzentrizität und Amplitude konnte am Modell ebenfalls nachgewiesen werden. In Abb. 14 sind die Schwingungsdiagramme des Massenmittelpunktes bei der Resonanz des Querriegels $n = 680$, und zwar für die kleinen Schwunggewichte von 0,038 kg mit den Exzentrizitäten 0; 10; 19 und 29 mm wiedergegeben. Die zugehörigen Amplituden wurden zu 0,6; 4,8; 7,5 und 11,0 mm

⁹ Vergl. hierüber: Dipl.-Ing. Kühne, Resonanzerscheinungen an Bauwerken, Der Bauingenieur 1926, Heft 50 und Berichtigung hierzu von Prof. Dr.-Ing. Skutsch in Der Bauingenieur 1927, Heft 8.

¹⁰ Vergl. Hort, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1902, S. 193 und Sommerfeld, desgl. S. 391.

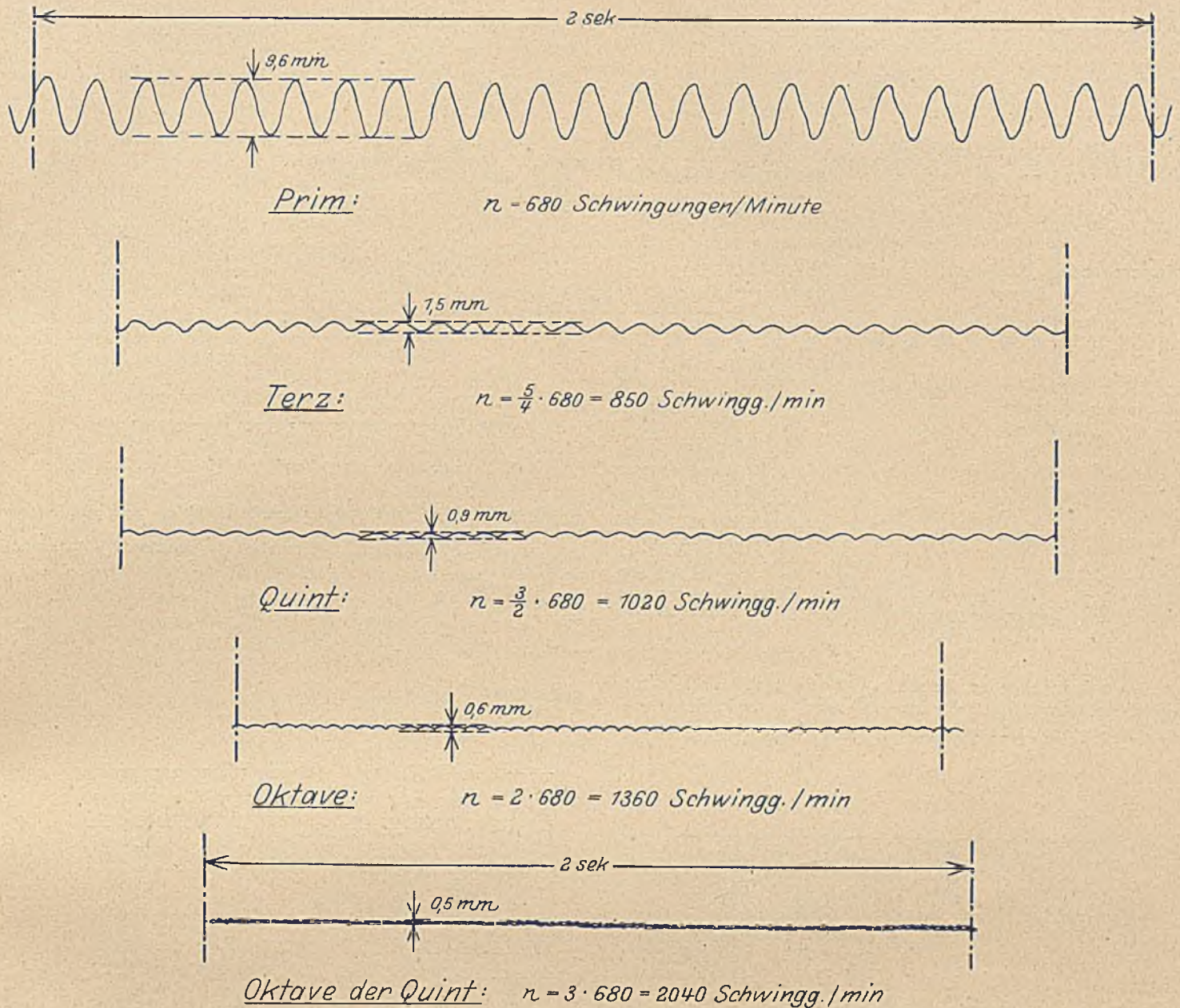


Abb. 13a. Abschnitte der Schwingungsdiagramme des Massenmittelpunktes während der als Prim angesehenen Drehzahl $n = 680$ (Resonanz des Querriegels) und der zugehörigen Terz, Quint, Oktav und Oktave der Quint.

gefunden und sind den Exzentrizitäten mit großer Annäherung bis auf die erste proportional. Bei der Exzentrizität $e = 0$ waren die Schwingungsgewichte entfernt. Die trotzdem aufgetretene Schwingung rührt von der außerdem noch vorhandenen, durch die Bauart des Motors begründeten unvermeidlichen Exzentrizität des Rotors her. Daß die hierzugehörige Amplitude das Gesetz der Proportionalität nicht vollkommen erfüllt, liegt an dem bei dem kleinen Ausschläge ungleich größeren Reibungseinfluß zwischen Schreibstift und Papierband.

Das Verhältnis zwischen Exzentrizität und Amplitude beträgt für die Querträgerschwingungen demnach

$$\frac{e}{a} = \frac{10,0}{4,8 - 1,4} \approx \frac{19,0}{7,5 - 1,4} \approx \frac{29,0}{11,0 - 1,4} \approx 3,03 \text{ i. M.}$$

und der innere und äußere Reibungswiderstand (Dämpfung) bekanntlich

$$e = \frac{e}{a} m_0 \omega_r,$$

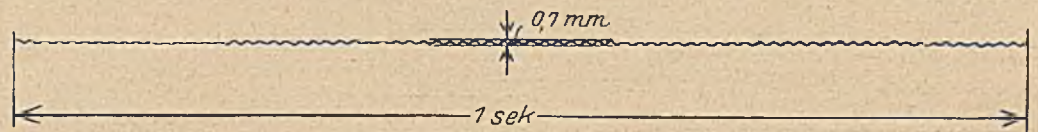


Abb. 13 b. Abschnitt des Schwingungsdiagramms des Massenmittelpunktes bei $n = 4500$ Schwingg./min. d. h. für die Oktave der zweiten Resonanz des Ständers.

worin m_0 die rotierende exzentrische Masse und ω_r die Winkelgeschwindigkeit der Resonanz bedeuten. Demnach ist

$$e = 3,03 \frac{0,038}{981} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 680 = 0,00835 \frac{\text{kg sec}}{\text{cm}}$$

Mit diesem Wert können wir die Amplitude bei beliebiger Drehzahl prüfen und finden z. B. für die Terz der Resonanz des Riegels

$$a' = \frac{m_0 \cdot e \cdot \omega^2}{\sqrt{(c - m \omega^2)^2 + (e \cdot \omega)^2}}$$

worin c die Restitutionskraft und m die schwingende Masse bedeuten.

Im vorliegenden Fall ist für eine Einzellast in Riegelmitte

$$c = 11,55 \text{ kg/cm,}$$

und es ergibt sich für a' der Wert

$$a' = \frac{0,000\,038\,8 \cdot 1,0 \left(\frac{2\pi}{60} \cdot \frac{5}{4} \cdot 680 \right)^2}{\sqrt{\left(11,55 - \frac{1,89 + 0,035 + 0,040}{981} \cdot 89^2 \right)^2 + (0,008\,35 \cdot 89)^2}}$$

$$a' = 0,071 \text{ cm}$$

$$2 a' = 1,42 \text{ mm}$$

Gemessen wurde $2 a = 1,5 \text{ mm}$ (siehe Abb. 13a).

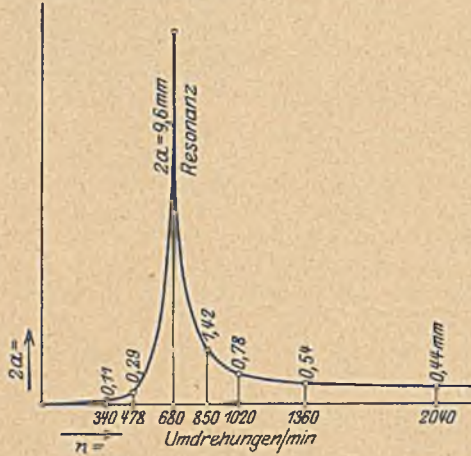


Abb. 13c. Graphische Darstellung der auf Grund des gemessenen q -Wertes ermittelten theoretischen Beziehung zwischen Drehzahl und Amplitude. (Die absolut größte Amplitude unmittelbar neben der Resonanz auftretende Amplitude konnte nicht festgestellt werden; theoretisch verläuft die Kurve nicht un stetig, sondern mit einem Maximum neben der Resonanz.)

In nebenstehender Tabelle sind die rechnerischen und gemessenen Amplituden der in Abbildung 13a wiedergegebenen Schwingungszustände zusammengefaßt (siehe Abb. 13c):

Zustand	Drehzahl	theoretisch	gemessen	Differenz
Prim	680	$2a = 9,6 \text{ mm}$	9,6	—
Terz	850	1,42 „	1,5	6%
Quint	1020	0,78 „	0,9	15,4%
Oktave	1360	0,54 „	0,6	11,0%
Oktave der Quint	2040	0,44 „	0,5	13,5%

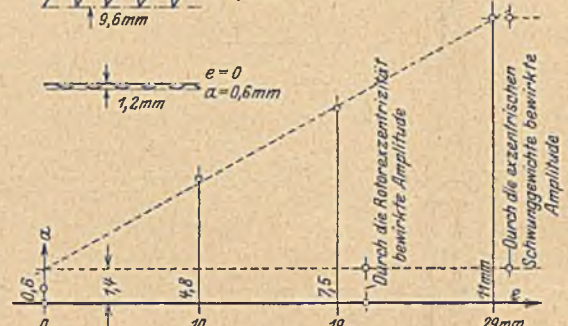
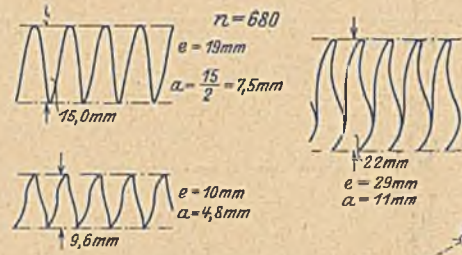
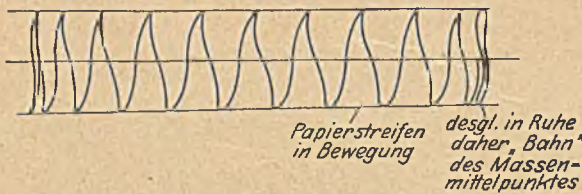
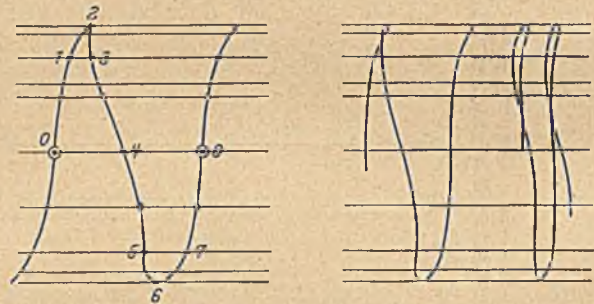


Abb. 14. Abhängigkeit zwischen Exzentrizität und Amplitude.

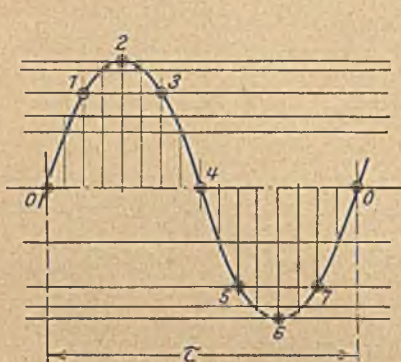


a) Abschnitt des Originalschwingungsdiagramms des Massenmittelpunktes bei senkrechter Bewegung des Papierstreifens im Schwingungszeichner.



a') Nach dem Original vergrößertes Diagramm.

a'') Desgl. bei kleineren Geschwindigkeiten des Papierstreifens.



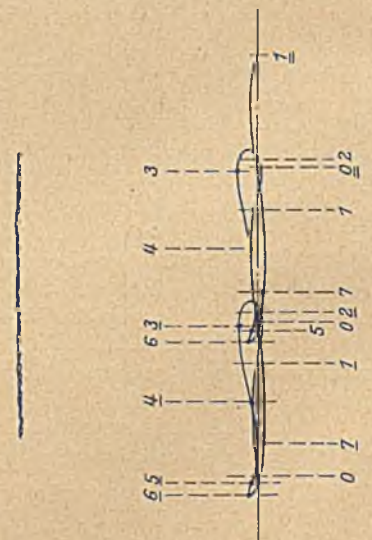
b) Angenommene harmonische Biegungsschwingung des Massenmittelpunktes in horizontaler Richtung.



c) Konstruierte zugehörige Schwingung des Massenmittelpunktes in vertikaler Richtung.



d) Konstruierte „Bahn“ des Massenmittelpunktes.



e) Abschnitt des Originalschwingungsdiagramms des Massenmittelpunktes bei horizontaler Bewegung des Papierstreifens im Schwingungszeichner.

e') Konstruiertes Schwingungsdiagramm bei horizontaler Bewegung des Papierstreifens.

Abb. 15.

Schwingungen, die der Massenmittelpunkt bei $n = 2250$ Umdrehungen/min. erzwungen ausführt.

V. Die Schwingungsbahn des Massenmittelpunktes.

In Abbildung 15 ist die Bahn, welche der Massenmittelpunkt bei $n = 2250$, d. h. bei der vorstehend näher beschriebenen zweiten horizontalen Resonanz des Rahmens beschreibt, analysiert. Das bei senkrechter Bewegung des Papierstreifens entstehende Schwingungsdiagramm a) ist zunächst in a' vergrößert und unter der Annahme einer harmonischen horizontalen Biegungsschwingung des Massenmittelpunktes b) hieraus die Bahn des Massenmittelpunktes selbst konstruiert (siehe Abbildung 15 d). Die Abbildung 15c) gibt die zugehörige vertikale Schwingung und in Abbildung 15e) schließlich ist das Schwingungsdiagramm des Massenmittelpunktes bei horizontaler Bewegung des Streifens rekonstruiert. Man erkennt, daß zu einer horizontalen Schwingung des Punktes in diesem Fall drei vertikale unregelmäßige Schwingungen gehören, deren Amplitude aber gegenüber dem horizontalen Ausschlag gering ist.

Zusammenfassung.

Die Versuchsergebnisse haben bewiesen, daß sowohl die genaue als auch die in der Praxis gebräuchliche vulgäre Theorie der Biegungsschwingungen für die zur Vermeidung von Resonanzerscheinungen an Fundamenten rotierender Maschinen erforderliche Ermittlung der Eigenfrequenzen genügend genaue Ergebnisse liefern, sobald vollkommen übersichtliche, von störenden Einflüssen freie statische und dynamische Verhältnisse vorliegen. In der Praxis ist diese Voraussetzung niemals erfüllt; somit lassen sich die Eigenschwingungszahlen des Fundamentes und seiner Einzelbestandteile nur ganz angenähert ermitteln, wozu die „Schätzungsformel“ $n = \frac{300}{\sqrt{\delta}}$ ausreicht.

Mit Rücksicht auf diese nicht zu vermeidende Ungewißheit über die wahre Größe der Eigenschwingungszahlen muß aber gefordert werden, daß zwischen der Drehzahl der Maschine

und den angenähert gefundenen Eigenfrequenzen eine genügend große Differenz liegt die mit 30%, wie vielfach angegeben, m.E. zu gering bemessen ist und mindestens 50% betragen sollte. Hierbei ist es zur Vermeidung der Resonanz allein gleichgültig, ob die Eigenschwingungszahl um diesen Unterschied unter- oder oberhalb der Drehzahl liegt.

Ferner wurde bestätigt, daß sinoidische Impulse mit dem n-fachen oder dem n-ten Teil der Eigenfrequenz keine Resonanzerscheinungen auslösen.

Das Einsetzen der aus dem Prinzip der virtuellen Energie abgeleiteten Verschiebungsgröße an Stelle der statischen Durchbiegung in die Gleichung $n = \frac{300}{\sqrt{\delta}}$ führt zu falschen Eigenfrequenzen.

Die Größe der Exzentrizität der rotierenden Massen ist bei der Ermittlung der Eigenschwingungszahlen für die Bedürfnisse der Praxis bedeutungslos.

Die geradlinige Abhängigkeit zwischen Exzentrizität und Amplitude sowie die absolute Größe der Amplitude konnten bestätigt werden. Mit Rücksicht hierauf muß, obgleich die absolute Größe der Exzentrizität ohne Einfluß auf die Eigenfrequenz ist, allein aus Gründen der Standsicherheit des Fundamentes mögliche Verringerung der unvermeidlichen Exzentrizität der rotierenden Massen gefordert werden.

Resonanzerscheinungen können auch bei den sogenannten Oberschwingungen eintreten. Da ihre Frequenz jedoch ein Vielfaches der Grundschwingungen ist, haben sie für die Bemessung der Fundamente solange keine Bedeutung, als die Drehzahl der Maschine über ein bestimmtes Maß hinaus nicht wesentlich gesteigert wird.

Weitere Versuche sind in Vorbereitung, bei denen das Verhalten massiver Fundamentkörper im Erdreich wieder unter dem Einfluß störender Maschinenkräfte untersucht werden soll. Hierüber werde ich demnächst berichten.

WETTBEWERB FÜR DEN ENTWURF ZU EINER STRASSENBRÜCKE ÜBER DEN SÜDLICHEN TEIL DES HAFENS VON KOPENHAGEN.

Von Prof. Dr.-Ing. K. Pohl, Berlin-Charlottenburg.

(Fortsetzung von Seite 435)

5. „Den lige Flugt“.

Verfasser: Vereinigte Stahlwerke A.-G., Abt. Dortmunder Union, Brückenbau, Architekt Ejnar Rosenstand und F. Galatius, Kopenhagen, in Zusammenarbeit mit der Berliner A.-G. für Eisengießerei und Maschinenfabrikation (früher J. C. Freund u. Co.), Charlottenburg (für den maschinentechnischen Teil der Klappbrücke).

Vom Straßenknotenpunkte A ab geht die Brücke in mehr nach Süden gedrehter Richtung über das Bahngelände, so daß sie den städtischen Steinplatz in beträchtlichem Abstand vom Gaswerkhafen überquert. Zur besseren Verbindung von Kalvebod Brygge mit der Westseite des Bahngeländes schlagen die Verfasser vor, eine zweite Brücke von A aus über die Eisenbahn, ungefähr im Zuge der vorhandenen, zu erbauen, die aber so wenig ansteigen soll, daß sie an der Ostseite des Bahngeländes nur auf + 9,1 liegt, gegenüber + 12,4 der Hauptbrücke. Da die Enden beider Bahnüberbrückungen an der Ostgrenze des Bahngeländes gemessen etwa 150 m Abstand haben, so ist es möglich, vom Ende + 9,1 der nördlichen Brücke einerseits die Straße Kalvebodbrygge unter der Hauptbrücke durchzuführen, andererseits durch eine unmittelbar daneben gelegene, ansteigende Verbindungsbrücke auf die Hauptbrücke hinaufzuführen, beides ohne daß die zulässige Steigung von 1 : 35 überschritten wird. Hierdurch wird dem Verkehr zum Güterbahnhof eine Verbindung geboten, bei welcher 3,3 m Höhe weniger zu überwinden sind.

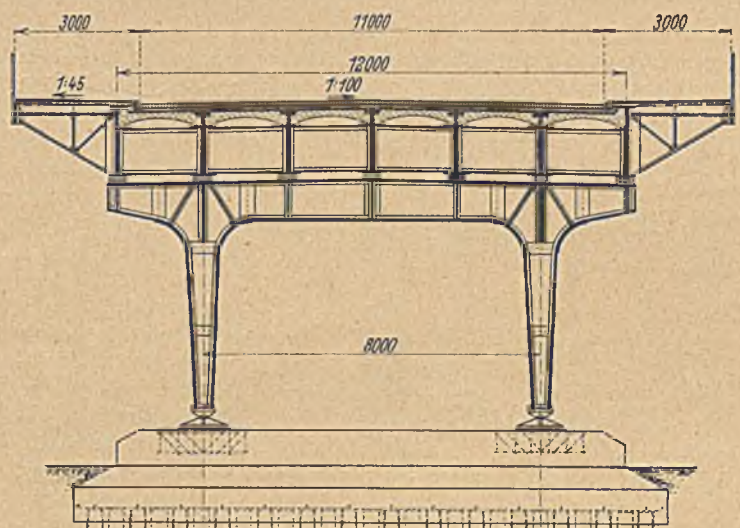


Abb. 26. Querschnitt durch die Verbindungsbrücke am Pfeiler.

Für den Verkehr von der Brücke zu den Hafenkais sollen in den Steinpfeilern der Hafenbrücke Personenaufzüge vorgesehen werden, für den Fahrverkehr glauben die Verfasser Aufzüge nicht empfehlen zu sollen, da bei der ständigen Zu-

nahme des Kraftwagenverkehrs die Ersparnis an Weglänge nicht sehr ins Gewicht fällt gegenüber den unvermeidlichen Verzögerungen und Stockungen des Aufzugbetriebes und dessen Bau- und Unterhaltungskosten. Auf der Amargerseite werden

Brückenbahn ist überall völlig frei gehalten, die Tragkonstruktion liegt durchweg unter der Fahrbahn. Sie besteht aus fünf Hauptträgern in 4,10 m Abstand, die bei den Rampenbrücken einwandig, bei der Hafenbrücke doppelwandig konstruiert sind, Abb. 28a. Alle Bogen sind vollwandige Zweigelenbogen mit darüberliegendem Versteifungsbalken, beide in Scheitel fest miteinander verbunden, so daß sämtliche Balkenenden beweglich gelagert werden können. Das Kragstück des großen Bogens ist außerdem auch an seinem Ende mit dem Versteifungsbalken verbunden, wodurch noch eine innere statische Unbestimmtheit entsteht.



Abb. 27. Hafenbrücke mit Rampenbogen.

in Anbetracht der dort noch unentwickelten Verhältnisse im letzten Drittel der Hauptrampe abzweigende Seitenrampen angeordnet.

Die Konstruktion der Brücke ist ganz in Eisen vorgesehen.

Die Bahnhofsbrücke besteht aus Gerberschen Blechbalken von 19 bis 38 m Spannweite und 1,89 m Abstand, zwischen denen flache Eisenbetonkappen gespannt sind; ähnlich ist die

Die Kragspitzen der 5 Hauptbogenträger sind durch einen starken Querträger zusammengefaßt, da der eingehängte Teil von 50 m Spannweite 10 Hauptträger von 2,92 m Höhe erhält, d. i. $\sim 1 : 17$ der Spannweite. Die Durchbiegung des Gelenkpunktes infolge der beweglichen Belastung ist zu 6,3 cm angegeben, der Mittelpunkt des Schwebeträgers kann sich um 6,7 cm senken, d. s. nur $1 : 1340$ der Öffnung.

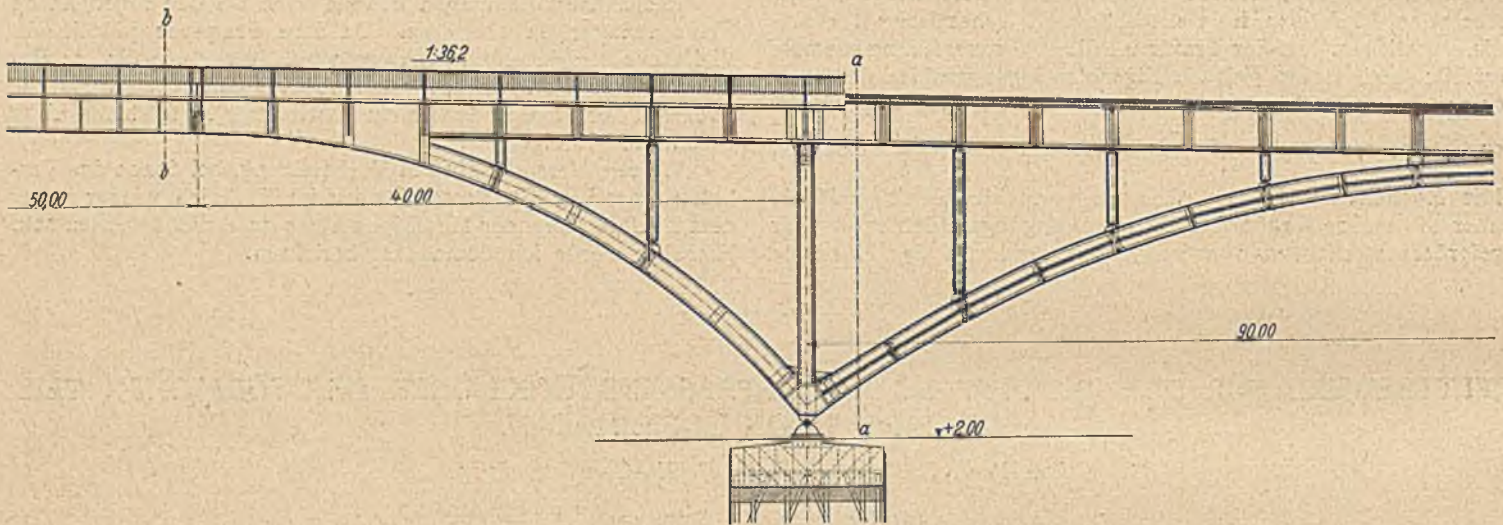


Abb. 28. Hauptträger der Hafenbrücke.

Konstruktion der Nebenbrücke gedacht, von der Abb. 26 einen Querschnitt gibt. Besonders gut gelungen erscheint bei diesem Entwurf der Versuch, die Rampenbrücken mit der eigentlichen Hafenbrücke zu einem einheitlichen Bauwerk zusammenzufassen.

Die Rampen steigen von beiden Seiten mit 5 Bogen von 52 auf 58 m anwachsender Spannweite nach dem Hafen zu bis zu zwei starken Steinpfeilern in 300 m Abstand, welche die Personenaufzüge enthalten, Abb. 27. Innerhalb dieser Pfeiler folgt beiderseits zunächst ein großer Bogen von

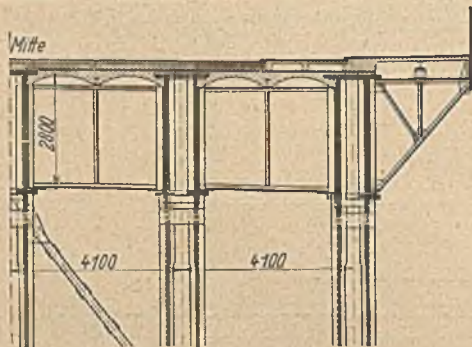


Abb. 28a. Querschnitt durch die Hafenbrücke am Pfeiler.

90 m Spannweite, der nach dem Hafen zu um 40 m auskragt und dort Blechbalken von 50 m Länge trägt, deren andere Enden auf den Klappbrückenpfeilern aufruhren, Abb. 28. Dieser gewaltige Brückenzug von fast 700 m Länge verdankt seine einheitliche Wirkung dem stark betonten Fahrbahnbande. Die

Die Vorzüge der freien Bahn müssen bei dieser Konstruktion allerdings durch eine Bauhöhe von 3,2 m erkauft werden, während man bei untenliegender Brückenbahn erfahrungsgemäß mit $1/10$ des Hauptträgerabstandes, hier 1,80 m bei Anordnung zweier Hauptträger in 18 m Abstand, auskommen kann. Durch das Mehr von 1,40 m werden die Rampen bei $1 : 35$ Gefälle um 50 m länger, ein Nachteil, den die Verfasser wohl mit Recht als geringfügig bezeichnen.

Für die zweiflügelige Klappbrücke wird die Scherzersche Bauart mit Rollkranz an den Hauptträgern vorgeschlagen, Abb. 29. Es sollen 6 Hauptträger von 3,80 m Abstand, 21,70 m in Kragarm- und 7,80 m Hinterarmlänge verwendet werden. Die Fahrbahn liegt oben und besteht aus 15 cm Holzbohlen mit 4 cm starkem Seilgurtbelag. Ein wagerechter Verband in der Unterkante der Längsträger soll das Gewicht der Fahrbahnplatte bei geöffneter Brücke abfangen und in die Hauptträger überleiten, um die Querträger vor Biegungsbelastung \perp Stegebene zu schützen; er entspricht in seiner Wirkung also dem Bremsverband der Eisenbahnbrücken.

Für Verkehrsbelastung greifen die Hinterarmenden unter die Endquerträger der festen Brücke, zur Aufnahme positiver Auflagerkräfte, hervorgerufen durch Verkehrslast auf dem Hinterarm, wird dessen Ende durch eine Verriegelung mit den Querträgern der festen Brücke gestützt. In Brückenmitte befindet sich eine Scheitelverriegelung zur Aufnahme der Querkräfte.

Die Hauptträger einer Brückenhälfte sind durch die steife Fahrbahnplatte und hohe fachwerkartige Querverspannungen zu einem einheitlichen Tragkörper verbunden. An den beiden äußeren Hauptträgern sind im Mittelpunkt des Rollkranzes stählerne Zapfen befestigt, an denen die beiden Antriebszahnstangen angreifen. Die Ritzel sitzen an den Enden einer querlaufenden, in der Eisenkonstruktion des festen Überbaus gelagerten Welle, deren Antrieb in der Mitte erfolgt, um ungleichförmige Verdrehungen der Welle und Vorseilen eines Ritzels zu verhindern. Der Antriebsmotor von 60 PS genügt für die Bewegung einer Klappe unter den vorgeschriebenen Bedingungen: 15 kg/m² Winddruck und 1 Minute Öffnungsdauer. Der Antrieb der Verriegelung des Hinterarms durch gekuppelte Pendelzugstangen und Keilauflager ist auf Abb. 29 ersichtlich.

Der maschinelle Antrieb befindet sich in jedem Klappenpfeiler in einem einseitig herausgebauten Maschinenhause, darüber befinden sich die Räume für die Brückenwärter und die Steuereinrichtung. Diese Aufbauten werden von großen Laternen gekrönt, welche die Schiffsfahrtszeichen tragen.

Sämtliche Pfeiler mit Ausnahme der Klappbrückenpfeiler sollen auf einem Eisenbetonpfahlrost gegründet werden, dessen Pfähle bis auf den in etwa höchstens 10 m unter dem Wasserspiegel vermuteten felsartigen Untergrund durchzurammen sind.

Für die beiden Klappenpfeiler sollen auf einer Helling am Ufer Eisenbetonsenkboxen gebaut, zu Wasser gelassen, nach der Baustelle geschleppt und dort versenkt werden, nachdem die Hafensohle auf — 10 vertieft worden ist, so daß nur noch 2 m zu durchfahren wären, was in offener Baugrube geschehen könnte. Die Senkboxen sind 40 m lang, 12 m breit und 11 m hoch, sie sind durch Längs- und Querwände ausgesteift und mit Schneiden versehen. Der Boden liegt etwa 2,5 m über der Unterkante der Seitenwände, so daß ein großer Arbeitsraum entsteht, der es ermöglicht, beim Auftreten unvorhergesehener Hindernisse zur Luftdruckgründung überzugehen.

Das Preisgericht stellt die Bausumme auf etwa 20 Millionen Kronen fest. Die Vorteile der doppelten Eisenbahnüberbrückung werden im Verhältnis zu den Mehrkosten nicht allzu hoch bewertet, auch die Nachteile hervorgehoben: die unständliche Verbindung der Hochbrücke mit dem südlichen Hafengelände auf der Seelandsseite und die Beeinträchtigung der Uferstraße Kalvebod Brygge durch die parallel laufende Verbindungsbrücke. Die technischen Vorzüge des Entwurfes werden anerkannt, die freie Bahn aber als zu teuer erkaufte

bezeichnet. Wir möchten noch auf die äußerst eindrucksvolle einheitliche Wirkung des Brückenbildes hinweisen, von dem die perspektivische Skizze, Abb. 30, nur eine unvollkommene Vorstellung gibt. Allerdings wäre zu befürchten, daß durch die

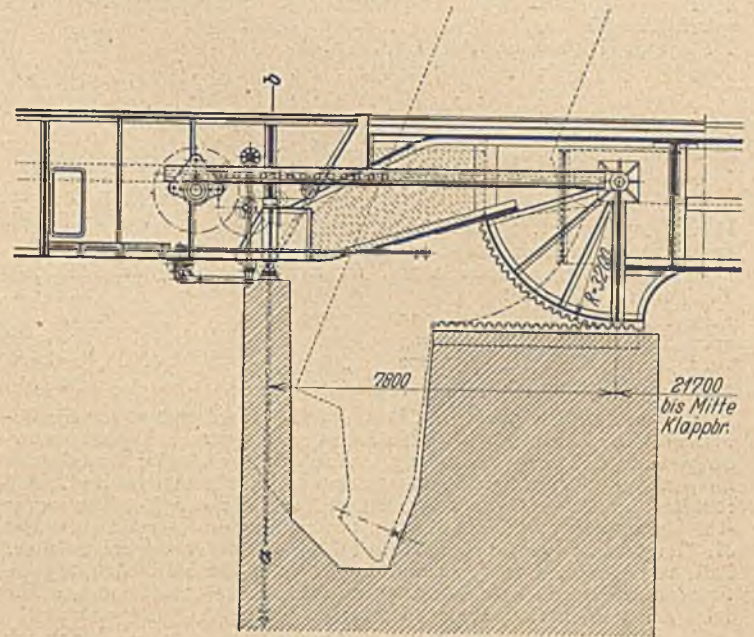


Abb. 29. Auflagerung und Antrieb der Klappbrücke.



Abb. 30. Schaubild der Hafenbrücke.

unvermeidlichen Speicherbauten auf beiden Hafenseiten die Rampenbogen größtenteils der Ansicht entzogen werden, wodurch die Symmetrie des Bildes und die einheitliche Wirkung der 12 Bogenfelder zerstört werden könnte.

(Fortsetzung folgt.)

WIRTSCHAFTLICHE MITTEILUNGEN.

Die Arbeitsmarktlage. Nach den Berichten der Landesarbeitsämter (im Reichs-Arbeitsmarkt-Anzeiger) ist die Entwicklung des Arbeitsmarktes in der ersten Juni-Woche uneinheitlich. In einigen Betrieben machen sich Anzeichen stärkerer Abschwächung bemerkbar, andere berichten über einen Stillstand des saisonmäßigen Aufschwunges, wieder andere wissen über eine leichte Besserung auf dem Arbeitsmarkt zu berichten.

Über eine leichte Besserung des Arbeitsmarktes und Abnahme der Zahl der Arbeitssuchenden berichten die Bezirke Nordmark, Pommern, Mitteldeutschland und Bayern, doch vollzieht sich hier die Besserung in langsamem schleppendem Tempo. In Westfalen wird die Lage als stagnierend und unsicher bezeichnet. Über nur geringfügige Änderungen gegenüber der Vorwoche berichtet Brandenburg. In Schlesien wie auch in Niedersachsen ist die Entlastung des Arbeitsmarktes nur in geringem Grade fühlbar geworden. Eine rückläufige Bewegung hat eingesetzt auf dem Arbeitsmarkt des Rheinlandes, in Hessen und in Sachsen.

Das Baugewerbe hat nicht die gewünschte Belebung erfahren. Die Zahl der verfügbaren Bauarbeiter lag noch um etwa 18 000 höher als im Vorjahre. Nur in Brandenburg und Sachsen wird der Beschäftigungsgrad als gut bezeichnet; auch Ostpreußen berichtet über gute Beschäftigung im Baugewerbe, die der vorjährigen nur wenig nachsteht. In Südwestdeutschland ist eine geringe Belebung festzustellen. In Schlesien, Pommern, Nordmark, Rheinland und Bayern war die Lage nicht einheitlich. Verschiedentlich trat der Mangel an gelernten Fachkräften, insbesondere an Maurern, fühlbar in Erscheinung.

Das deutsche Baugewerbe in der Sozial-Unfall-Versicherung. Unter diesem Titel veröffentlicht der Verband der Deutschen Baugewerksberufsgenossenschaften eine umfangreiche statistische Arbeit über das Hochbaugewerbe. Über die Zahl der bei den Baugewerksberufsgenossenschaften versicherten Betriebe und Personen sind ausführliche Angaben gemacht. Die Zahl der Betriebe stieg in den ersten

Jahren nach dem Entstehen der Berufsgenossenschaften sehr stark an. Es waren:

1885	71 332,
1890	124 585,
1895	144 815

Betriebe versichert. Dann gingen die Zahlen, der allgemeinen wirtschaftlichen Entwicklung entsprechend, nur langsam weiter in die Höhe und schwankten auch erheblich.

1900 waren	143 558,
1905	152 290,
1910	166 529,
1911	168 909,
1912	167 428,
1913	177 238,
1914	174 030

Betriebe versichert. Im Kriege ging die Zahl bis auf 131 269 Betriebe (1918) zurück, um erst dann wieder langsam, beeinträchtigt durch die Inflationszeit, wieder anzusteigen. Die Zahlen für die Jahre nach dem Kriege sind folgende:

1919	148 975	1923	143 005
1920	150 394	1924	146 267
1921	151 602	1925	156 572
1922	148 907	1926	166 029

Für die Entwicklung des Baugewerbes, insbesondere für die Beurteilung der Bautätigkeit ist die Zahl der versicherten Betriebe allerdings von geringerer Bedeutung, da sich in ihr Konjunkturschwankungen nur in geringem Maße widerspiegeln. So erfolgte in Zeiten rückläufiger Konjunktur bei zunehmender Zahl der Betriebe sogar eine Verminderung der Zahl der versicherten Personen. Für die Beurteilung der wirtschaftlichen Lage des Baugewerbes ist diese Zahl von erheblich größerer Bedeutung, da in ihrer Entwicklung die Schwankungen der Konjunktur deutlich zum Ausdruck kommen. Die Zahl der versicherten Personen war:

1885	428 268	1902	1 117 441
1889	920 135	1906	1 376 208
1890	891 040	1907	1 365 161
1891	992 735	1908	1 260 270
1892	946 702	1909	1 275 206
1893	970 261	1910	1 337 455
1894	962 803	1911	1 448 221
1895	960 583	1912	1 430 188
1896	1 035 233	1913	1 386 006
1900	1 156 923	1914	1 108 514
1901	1 096 600		

Deutlich ist hier die mit der allgemeinen Konjunkturbewegung gleichlaufende Schwankung der Zahlen zu erkennen, die in den Jahren 1889/90, 1893/95, 1900/01 und 1906/08 zu rückläufigen Bewegungen führt. Beachtlich ist hierbei die lange Nachwirkung der Krise von 1907, die auch im Jahre 1910 noch nicht ausgeglichen ist.

Nach dem Kriege gingen — ein Zeichen für die ungesunde Wirtschaftsverfassung — die Bewegungen viel schneller und heftiger vor sich. Während 1918 503 321 versicherte Personen gezählt werden, waren es:

1919	837 086	1923	979 487
1920	901 211	1924	1 003 402
1921	1 046 050	1925	1 282 155
1922	1 232 165	1926	1 208 895

Im Jahre 1927, für das leider noch keine Zahlen vorliegen, wird wahrscheinlich die Zahl von 1925 noch überschritten sein. Hier ist die Krise, die 1925 erfolgte und 1926 ihre volle Auswirkung erfuhr, außerordentlich schnell überwunden worden.

Die Zahl der in einem Betriebe durchschnittlich beschäftigten Arbeiter schwankt in der gleichen Weise unter dem Einfluß der Konjunktur wie die oben gegebenen Zahlen für die versicherten Personen. Wichtig ist bei dem Überblick über die Entwicklung seit 1890, daß keine Vergrößerung der Baubetriebe im Gesamtdurchschnitt stattgefunden hat, was dadurch erklärt wird, daß von 1907 bis zur Betriebszählung von 1925 eine Zunahme von rund 16 000 Betrieben erfolgt ist. Folgende Zahlen ergeben sich für die Berechnung der Arbeiter pro Betrieb:

1885	6,00	1910	8,03
1890	7,15	1915	4,04
1895	6,63	1920	5,99
1900	8,06	1925	8,19
1905	8,61	1926	7,28

Der Neunstundentag im Baugewerbe. Nachdem die Regierung des Freistaates Thüringen durch Erlaß vom 22. März d. J. für das Tiefbaugewerbe für die Zeit vom 15. April bis 15. Oktober 1928 die neunstündige Arbeitszeit zugelassen hatte (s. Bauingenieur, Heft 15 vom 13. April d. J.), hat nun auch das Württembergische Ministerium für die Zeit vom 15. April bis 15. November 1928 für das Tiefbaugewerbe eine neunstündige Arbeitszeit genehmigt. Die Beschränkung auf das Tiefbaugewerbe wird damit begründet, daß in Württemberg zur Zeit die Verhältnisse im Tiefbaugewerbe wesentlich anders liegen als im Hochbaugewerbe. Im Hochbaugewerbe, insbesondere im Wohnungsbau, sei die Bautätigkeit noch nicht in wünschenswertem Maße in Gang gekommen, so daß der Arbeitsmarkt eine Mangel an Bauarbeitern nicht aufweise. Dagegen böten insbesondere die in Gang befindlichen großen Tiefbauarbeiten der Neckarbaudirektion reiche Arbeitsmöglichkeit, deren möglichst rasche intensive Ausschöpfung sowohl im Interesse der Arbeitgeber wie in dem der Arbeitnehmer und weiter auch aus allgemein wirtschaftlichen Gründen erwünscht sei. Das Tiefbaugewerbe hänge auch in größerem Maße von den Wettverhältnissen ab als der Hochbau.

Im übrigen wird es den Arbeitgeberverbänden überlassen, auf ihren Antrag, soweit er den Hochbau betrifft, zurückzukommen, sobald der Wohnungsbau sich günstiger entwickelt als zur Zeit zu erwarten steht. Für Einzelfälle, bei denen ein besonderes Bedürfnis hervortritt, wird auf die Möglichkeit der Genehmigung einer längeren Arbeitszeit durch die Gewerbeaufsichtsämter verwiesen.

Rechtsprechung.

Wird im Anschluß an die Entlassung eines Arbeitnehmers diesem vom Arbeitgeber ein monatlicher Pensionszuschuß versprochen, so wird der Arbeitgeber dadurch zur Zahlung des Zuschusses bis an das Lebensende des Arbeitnehmers verpflichtet, falls nicht das Gegenteil vereinbart ist oder die wirtschaftlichen Verhältnisse des Arbeitgebers sich erheblich verschlechtert haben. Durch die Klausel „bis auf weiteres“ wird die Leistung zeitlich nicht begrenzt. (Entscheidung des Reichsgerichts vom 21. Dez. 1927 — R.A.G. 45/27.)

Der Werkmeister K. in S. wurde nach vierzigjähriger Tätigkeit bei der Firma L. von deren Rechtsnachfolgerin, der Firma M., übernommen. Am 30. Dezember 1925 kündigte ihm diese auf den 31. März 1926, bot ihm zugleich für den Fall des sofortigen Ausscheidens einen monatlichen Zuschuß von 60 M. zu dem Ruhegehalt aus der Angestelltenversicherung „bis auf weiteres“ an. K. erklärte sich damit einverstanden und schied sofort aus. Die Firma M. zahlte den monatlichen Zuschuß von 60 M. nur einmal. Weitere Zahlungen lehnte sie unter Berufung auf die Klausel „bis auf weiteres“ ab. Sie glaubt sich hiernach berechtigt, im Hinblick auf die finanzielle Lage ihres Unternehmens die Zahlungen einstellen zu dürfen.

Nach Ansicht des Reichsgerichts kann K. den ihm versprochenen monatlichen Zuschuß bis an sein Lebensende verlangen. Ausschlaggebend ist, daß der Zuschuß im Anschluß an die Bereitwilligkeit des K. zum sofortigen Ausscheiden versprochen worden ist. Der sechzigjährige K., der seine Arbeitskraft von Jugend auf dem Betriebe der Firma M. gewidmet habe, durfte davon ausgehen, daß sein Arbeitgeber ihm ein auskömmliches, wenn auch bescheidenes Dasein sichern wollte. Den Worten „bis auf weiteres“ war mit K. die Bedeutung beizulegen, daß bei einer wesentlichen Änderung der für die Bestimmung der Höhe des Zuschusses maßgebenden Verhältnisse der Umfang der Leistung sich ebenfalls ändern sollte.

Keinesfalls konnte die Firma M. die Zahlung unter Berufung auf die allgemeine ungünstige Wirtschaftslage ganz einstellen. Dies wäre nur bei einer ausdrücklichen Vereinbarung alsdann möglich, wenn der Firma M. infolge von inzwischen stark verschlechterter wirtschaftlicher Lage ihr weitere Zahlungen nach Treu und Glauben nicht mehr zugemutet werden konnten.

Amtsenthörung von Mitgliedern des Betriebsrats durch das Arbeitsgericht nur wegen ganz besonders schwerer Pflichtverletzung. (Entscheidung des Landesarbeitsgerichts Chemnitz vom 10. Aug. 1927. Arb.R.B./27.)

Das Arbeitsgericht oder der etwa bestehende Bezirkswirtschaftsrat kann auf Antrag des Arbeitgebers oder von mindestens einem Viertel der wahlberechtigten Arbeitnehmer das Erlöschen der Mitgliedschaft eines Betriebsvertreters wegen gröblicher Verletzung seiner gesetzlichen Pflichten beschließen. (§ 39 Arbeitsgerichtsgesetz.)

Das Arbeitsgericht wird hierbei als eine Art Disziplinargericht, etwa sonstigen Ehrengerichten vergleichbar, tätig. So wie dort die Amtsenthebung eine ganz besonders schwere Pflichtverletzung voraussetzt, muß dies auch für die Amtsenthebung eines Betriebsratsmitgliedes gemäß § 39 Arbeitsger.-Gesetz gelten.

Kein Anspruch des Arbeitnehmers auf Berichtigung des in einem Zeugnis enthaltenen Werturteils, wenn das Zeugnis wahrheitsgemäß ausgestellt ist. (Entscheidung des Landesarbeitsgerichts Chemnitz vom 27. Okt. 1927. Arb. D 22/27.)

Die Firma R. hatte einem Appreturleiter bescheinigt, daß er jederzeit bemüht gewesen sei, den an ihn gestellten Anforderungen nachzukommen.

Das Verlangen des Appreturleiters, ihm vollste Zufriedenheit in technischer Beziehung zu bescheinigen, ist ungerechtfertigt. Grundsätzlich besteht ein Anspruch des Arbeitnehmers auf Berichtigung eines nicht wahrheitsgemäßen Zeugnisses. Die Berichtigung von Tatsachen macht keine Schwierigkeiten. Schwieriger ist die Berichtigung von Werturteilen. Werturteile darf der Arbeitgeber nicht nach seinem rein subjektiven Ermessen abgeben, er muß sich vielmehr nach den allgemeinen Bewertungsgrundsätzen seiner Branche richten. Im vorliegenden Fall hatte der Appreturleiter mehrmals Warenposten in der Vorappretur falsch behandeln lassen, so daß die Firma R. mehrere tausend Mark Schadenersatz leisten mußte. Der Appreturleiter war daher seiner Aufgabe technisch nicht voll gewachsen. Die von der Firma R. erteilte Bescheinigung ist immerhin noch günstig, als sie die

mangelhaften Leistungen nicht erwähnt. Die Bescheinigung der vollen Zufriedenheit in technischer Beziehung hätte die Firma R. Ersatzansprüchen anderer Arbeitnehmer ausgesetzt.

Beeinflussung der Akkordstücklöhne durch Erhöhung der tariflichen Stundenlöhne. (Urteil des Landesarbeitsgerichts Chemnitz vom 22. Sep. 1927. — Arb. 12/27.)

In der Regel beschränken sich die Schiedssprüche im Schlichtungsverfahren darauf, die Spitzenstundenlöhne festzulegen und eine Klausel hinzuzufügen, daß die übrigen Stundenlöhne sich entsprechend der üblichen Staffellage erhöhen. Es werden also nicht die Stundenlöhne aller Arbeitergruppen festgelegt.

Daraus ergibt sich ohne weiteres ein Steigen des Akkordmindestsatzes, den die Akkordarbeiter nach den jeweiligen tariflichen Bestimmungen über den tariflichen Stundenlohn hinaus verdienen müssen (Akkordstücksatz), im strittigen Fall auf zwanzig vom Hundert über Stundenlohn festgesetzt. Die einzelnen Akkordstücklöhne werden jedoch nicht ohne weiteres darüber hinaus um einen gewissen Hundertsatz erhöht. Eine so einschneidende Regelung, die an sich möglich wäre, mußte in eindeutiger und unmißverständlicher Weise getroffen werden.

Das Feststellungsurteil über die Auslegung einer Bestimmung aus dem normativen Teil des Tarifvertrags bindet die Rechtsbeziehungen der Tarifvertragsparteien hinsichtlich der Einwirkungs- und Friedenspflicht. (Urteil des Landesarbeitsgerichts Dresden vom 21. Okt. 1927. Arb. D 50/27.)

Der Einheitsverband der Eisenbahner Deutschlands hatte gegen die Deutsche Reichsbahngesellschaft zwecks Auslegung einer streitigen Bestimmung des Lohntarifvertrages vom 11. Juni 1924 Klage auf Feststellung erhoben, daß für außergewöhnliche Arbeiten außerhalb der Dienststelle Löhne in bestimmter Höhe zu zahlen seien.

Die Feststellungsklage ist zulässig. Die streitige Bestimmung gehört zu dem normativen Teil des Tarifvertrages, der den Inhalt der einzelnen Arbeitsverträge regelt. Das Feststellungsurteil bewirkt jedoch keine Rechtskraft für einen künftigen Rechtsstreit zwischen Arbeitgeber und Arbeitnehmer aus einem einzelnen Arbeitsverhältnis. Das Urteil bedeutet aber etwa nicht nur ein Rechtsgutachten. Da die Einwirkungs- und Friedenspflicht ihren rechtlichen Inhalt erst durch den Inhalt des normativen Teil des Tarifvertrags erlangt, bewirkt das Urteil unmittelbar Rechtskraft für die gegenseitigen Beziehungen der Tarifvertragsparteien hinsichtlich der Einwirkungs- und Friedenspflicht.

Die gemäß §§ 2, 5 der Arbeitszeitver. vom 21. Dezember 1923 zulässige Verlängerung der achtstündigen Arbeitszeit durch Tarifvertrag gilt nur, solange der Tarifvertrag verbindlich ist. Nach Ablauf des Tarifvertrags infolge Kündigung ist Mehrarbeit über acht Stunden täglich hinaus unter Berufung auf den Tarifvertrag nicht mehr zulässig und für die Arbeitgeber strafbar. Die Strafbarkeit wird auch nicht dadurch ausgeschlossen, daß die Arbeitgeber infolge eines rechtlichen Irrtums die Mehrarbeit auch nach Ablauf des Tarifvertrags noch für zulässig gehalten haben. (Entscheidung des Oberlandesgerichts Dresden, 1. Strafsenat, vom 25. Sept. 1927. — 10. St. 91/27.)

Der Barbier- und Friseurzwangsinnung der Inhaber von Friseurgeschäften in N. standen zwei Arbeitnehmerorganisationen gegenüber, der Bund der Friseurgehilfen, und der Arbeitnehmerverband für das Friseurgewerbe. Die Zwangsinnung der Arbeitgeber hatten mit dem Bund einen Tarifvertrag vom 1. Mai 1924 abgeschlossen, in dem eine wöchentliche Arbeitszeit von 54 Stunden vorgesehen war. Dieselbe Arbeitszeitregelung war in der durch Schiedsspruch des Schlichtungsausschusses vom 27. Oktober 1924 zwischen der Zwangsinnung und Arbeitnehmerverband für verbindlich erklärten Gesamtvereinbarung getroffen. Sowohl der Tarifvertrag, wie auch die Gesamtvereinbarung, waren nicht für allgemeinverbindlich erklärt. Der Arbeitnehmerverband hat die Gesamtvereinbarung auf das Ende des Jahres 1924 gekündigt. Am 1. Jan. 1925 bestand also nur noch der zwischen der Zwangsinnung und dem Bund geschlossene Tarifvertrag. Die Arbeitgeber haben jedoch auch nach diesem Zeitpunkt ganz allgemein 54 Stunden wöchentlich arbeiten lassen.

Das Oberlandesgericht hält einen Verstoß gegen §§ 2, 5 der Arbeitszeitver. für gegeben. Die Verlängerung der Arbeitszeit gilt nur

solange, als der Tarifvertrag verbindlich ist. Läuft die Geltung des Tarifvertrags ab, so tritt ohne weiteres der Achtstundentag als Höchst-arbeitszeit wieder in Kraft. Ein abgelaufener Tarifvertrag hat zwar gewisse privatrechtliche Nachwirkungen, insofern als die einzelnen Arbeitsverträge bis zu ihrer Kündigung weiterlaufen, auch die Tarifinstanzen noch eine gewisse Zeit zur Abwicklung tätig bleiben. Jedoch würde die weitere Wirksamkeit der tariflichen Arbeitszeitregelung nicht mehr im Sinne des öffentlich-rechtlichen Arbeitnehmerschutzes liegen. Die einzelnen Arbeitsverträge verstoßen nunmehr insoweit gegen ein gesetzliches Verbot und sind daher gemäß § 134 B.G.B. nichtig.

Es bleibt noch festzustellen, ob die Arbeitgeber sich in geeigneter Weise darüber Gewißheit zu verschaffen versucht haben, welche ihrer Gehilfen dem Bund angehören und daher der noch für sie verbindlichen Mehrarbeitsvereinbarung unterworfen waren. War den Arbeitgebern diese Feststellung trotz Bemühen nicht möglich, so haben sie nicht fahrlässig gehandelt und sind straffrei.

Dagegen können sie sich nicht etwa darauf berufen, daß sie infolge eines rechtlichen Irrtums die Mehrarbeit auch nach Ablauf der Gesamtvereinbarung noch für zulässig gehalten haben. Denn die Irrtumsverordn. vom 18. Jan. 1914 ist auf die Arbeitszeitv. nicht anwendbar. Nach der Irrtumsverordn. würde Straffreiheit eintreten, wenn der Beschuldigte in unverschuldetem Irrtum über das Bestehen oder die Anwendbarkeit der übertretenen Vorschrift die Tat für erlaubt gehalten hat.

Bei Streitigkeiten zwischen Mitgliedern der Bauhandwerkerinnungen und ihren Lehrlingen muß vor Erhebung der Klage beim Arbeitsgericht dergemäß § 81 a, Ziff. 4, Reichsgew.-Ord., § 111 Arbeitsgerichtsgesetz bei der Innung zu bildende paritätische Ausschuss angerufen werden. Das tarifliche Schlichtungsverfahren wird aber dadurch nicht ausgeschlossen, sondern geht dem Verfahren vor dem Innungsausschuß voraus. (Entscheidungen des Tarifamts für das Baugewerbe Bez. Niederschlesien vom 26. Aug. 1927 und des Haupttarifamts für das Baugewerbe vom 22. Okt. 1927.)

Während nach § 11 des Reichstarifvertr. über Streitigkeiten aus dem Reichstarifvertr. und aus dem Lohn- und Arbeitstarif die Tarifinstanzen als vereinbarte Schlichtungsstellen entscheiden, bleibt für Lohnklagen und sonstige Ansprüche auf eine bestimmte Geldsumme aus einem persönlichen Arbeitsvertrag zwischen dem einzelnen Arbeiter und Arbeitgeber das Arbeitsgericht zuständig, wenn die tarifliche Schlichtungskommission als Gütestelle im Sinne von § 101 Arb.-Ger.-Ges. den Streitfall in der vorgeschriebenen Frist nicht beilegen kann. Die Vereinbarung der tariflichen Schlichtungskommission stellt keinen Schiedsvertrag im Sinne von § 1 Arb.-Ger.-Ges. dar, der die Zuständigkeit des Arbeitsgerichts ausschließen würde, sondern bedeutet nur die Einschlebung eines Güteverfahrens gemäß § 101 Arb.-Ger.-Ges. vor dem Tätigwerden des Arbeitsgerichts.

Bei Streitigkeiten zwischen Mitgliedern der Bauhandwerkerinnungen und ihren Lehrlingen vor der Klage vor dem Arbeitsgericht gemäß § 819, Nr. 4, Gew.-Ord.; § 111 Arb.-Ger.-Ges. die Anrufung des bei der Innung aus Arbeitgebern und Arbeitnehmern in gleicher Zahl gebildeten Ausschusses zwingend vorgeschrieben. Der Spruch dieses Ausschusses kann, wenn er nicht innerhalb einer Woche von den Parteien anerkannt wird, binnen zwei Wochen nach Erlaß durch Klage beim Arbeitsgericht angefochten werden. Nach Ansicht des Tarifamts tritt die tarifliche Schlichtungskommission bei Lehrlingsstreitigkeiten überhaupt nicht in Tätigkeit, da die tariflichen Schlichtungsstellen den amtlichen nur vorgehen, soweit dies gesetzlich zulässig, hier aber der Innungsausschuß zwingend vorgeschrieben ist.

Das Haupttarifamt hat im Gegensatz hierzu vor dem Angehen des Innungsausschusses das Anrufen der tariflichen Schlichtungskommission als geboten bezeichnet. Das Verfahren vor dieser ist kein Güteverfahren im Sinne von § 101 Arb.-Ger.-Ges., sondern ein Verfahren allgemeiner Art, das nicht durch ein Güteverfahren anderer Art, wie das vor dem Innungsausschuß, ausgeschlossen werden kann. Die tarifliche Schlichtungskommission darf die Vermittlung nicht ablehnen. Erst nach erfolglosem Anrufen derselben ist Raum für das Verfahren vor dem Arbeitsgericht, dem jedoch das Verfahren vor dem Innungsausschuß zwingend vorzugehen muß.

PATENTBERICHT.

Wegen der Vorbemerkung (Erläuterung der nachstehenden Angaben) s. Heft I vom 6. Januar 1928, S. 18.

A. Bekanntgemachte Anmeldungen.

Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 16 vom 19. April 1928.

- Kl. 4 c, Gr. 35. K 105 090. Fa. Aug. Klönne, Dortmund. Schmierung für wasserlose Scheibengasbehälter. 12. VII. 27.
Kl. 19 c, Gr. 2. Sch 78 137. Alfred Schodder, Nienburg a. d. Weser. Verfahren zur Herstellung einer Straßendecke aus Pflaster mit Verschleißschicht. 4. III. 26.
Kl. 20 i, Gr. 8. E 36 732. Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin-Tempelhof, Colditzstr. 37—39. Drehzapfenlager für Vignolweichen. 3. I. 28.
Kl. 20 i, Gr. 9. St 41 252. W. Stohrer Maschinenfabrik, Leonberg. Hängebahnweiche. 9. VII. 26.

- Kl. 20 i, Gr. 35. K 102 101. Dipl.-Ing. Ottomar Kasperowski, Hirschberg, Riesengeb., Schmiedeberger Str. 11. Selbsttätig wirkende Zugsicherungseinrichtung auf induktivem Wege. 20. XII. 26.
Kl. 20 i, Gr. 35. S 71 873. Signal-Gesellschaft m. b. H., Kiel. Elektrische Zugsicherungseinrichtung. 16. X. 25.
Kl. 35 b, Gr. 4. D 52 005. Demag Akt.-Ges., Duisburg. Turmdrehkran. 30. XII. 26.
Kl. 37 b, Gr. 1. L 62 419. Alfred Leipziger, Breslau, Kleinburgstraße 15a. Binderstein für Doppelwände. 14. II. 25.
Kl. 37 b, Gr. 3. M 91 286. Josef Mitterer, Regensburg, Sternberger Straße 5. Mastfuß aus Walzeisen für Ansetzmaste mit ebener Fußfläche. 9. IX. 25.

- Kl. 45 l, Gr. 2. 615 925. Ernst Zander, Berlin-Schöneberg, Martin-Luther-Str. 27. Verfahren zur Reinigung und landwirtschaftlichen Ausnutzung der flüssigen städtischen Abfallstoffe mittels geeignet hergerichteter Moor- und Torflager. 25. III. 26.
- Kl. 70 e, Gr. 5. M 95 294. Julius Münker, Dortmund, Hotel Der Fürstenhof. Vorrichtung zum Aufspannen von Zeichenblättern. 17. VII. 26.
- Kl. 80 a, Gr. 7. B 130 471. Lionel James Baker Blake, Bishops Stortford, Herts., Engl.; Vertr.: Dr.-Ing. R. Specht, Pat.-Anw., Hamburg. Füllvorrichtung für Mischmaschinen. 22. X. 26.
- Kl. 81 e, Gr. 111. L 68 635. Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck. Vorrichtung zum Öffnen und Schließen von Bunkerverschlüssen. 9. V. 27.
- Kl. 84 c, Gr. 2. M 86 034. Karl Meyer, Altkloster b. Buxtehude. Rammfahl. 16. VIII. 24.
- Kl. 42 b, Gr. 4. 459 409. Werdauer Meßwerkzeugfabrik, G. m. b. H., Werdau, Sa. Stahlbandmaß. 18. III. 27. W 75 397.
- Kl. 42 c, Gr. 6. 459 626. Willy Mirre, Berlin N 39, Tegeler Str. 31. Taschennivellierinstrument. 26. VI. 27. M 100 235.
- Kl. 80 a, Gr. 34. 459 523. Guido Vianini, Rom; Vertr.: Dipl.-Ing. L. Werner u. Dipl.-Ing. E. Wurm, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Verfahren zur Herstellung von Hohlkörpern, insbes. Röhren aus plastischen, beim Trocknen erhärtenden Stoffen, wie Beton, Asbestzement u. dgl. 22. VII. 25. V 20 434.
- Kl. 80 a, Gr. 48. 459 457. Hugo Ackermann, Godesberg u. Scheidhauer & Giessing Akt.-Ges., Bonn. Formkasten für Platten und andere Baukörper aus Kunststeinmasse mit mindestens zwei parallelen Flächen. 18. I. 27. A 49 800.
- Kl. 80 a, Gr. 56. 459 524. Guido Vianini, Rom; Vertr.: Dipl.-Ing. L. Werner u. Dipl.-Ing. E. Wurm, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Verfahren zur Herstellung von Hohlkörpern, insbes. Röhren, aus Asbestzement o. dgl. durch Schleudern. 25. VI. 24. V 19 283. Italien 5. IV. 24.
- Kl. 80 b, Gr. 25. 459 655. Leonard Schade van Westrum, New York; Vertr.: Dipl.-Ing. B. Kugelmann, Pat.-Anw., Berlin SW 11. Verfahren zur Herstellung einer bituminösen bindenden und wasserdichtenden Seife. 1. II. 25. W 68 337.
- Kl. 81 e, Gr. 87. 459 697. Walter Berger, Berlin-Friedenau, Sponholzstr. 34. Mechanische Schaufel mit vom Hubwerk bewegter drehbarer Schaufelmulde. 14. III. 26. B 124 498.
- Kl. 81 e, Gr. 126. 459 587. Maschinenfabrik Buckau Akt.-Ges., zu Magdeburg, Magdeburg-Buckau. Absetzer. 20. III. 26. M 93 763.
- Kl. 81 e, Gr. 126. 459 413. Maschinenfabrik Buckau Akt.-Ges. zu Magdeburg, Magdeburg-Buckau. Vorrichtung zum Absetzen großer Erdmassen o. dgl. mit Gegengewicht für das weit ausladende Förderband. 11. IV. 26. M 94 048.
- Kl. 85 d, Gr. 1. 459 691. Vereinigte Brunnenbau- & Tiefbohr-Gesellschaft A. Joanni & R. Kusterer, Augsburg, Ulmer Straße 32. Unterhalb des Brunnenschachts liegender Mantelkiesfilter für Tiefbrunnen mit einem unter dem Grundwasserstand im Schacht eingebauten Pumpwerk. 3. II. 26. V 20 952.

B. Erteilte Patente.

Bekanntgemacht im Patentblatt Nr. 16 vom 19. April 1928.

- Kl. 20 h, Gr. 5. 459 608. Fa. Richard Lüders, Görlich, Bismarckstraße 11. Gleissperre. 19. IX. 26. L 66 787.
- Kl. 20 h, Gr. 7. 459 735. Rheiner Maschinenfabrik Windhoff Akt.-Ges., Rheine i. W. Seilwindenanlage, namentlich zum Verschieben von Eisenbahnfahrzeugen. 22. I. 25. R 63 176.
- Kl. 20 i, Gr. 34. 459 609. Joachim Busch, Blücherstr. 2, u. Dr. August Riekel, Infanteriestr. 5, Braunschweig. Zugsicherungseinrichtung. 18. XII. 25. B 123 259.
- Kl. 20 j, Gr. 34. 459 473. Jules Joseph Henri Morel-Révoil, Paris; Vertr.: Dipl.-Ing. K. Ranfft, Pat.-Anw., Berlin SW 61. Zugsicherungseinrichtung; Zus. z. Pat. 403 384. 28. I. 26. M 93 111. Schweiz 27. I. 25 u. 6. I. 26.
- Kl. 37 a, Gr. 4. 459 717. Wilhelm Helmenstein, Elberfeld, Gneisenastr. 10. Hohlwand aus Formsteinen. 13. XI. 24. H 99 166.
- Kl. 37 b, Gr. 4. 459 674. The Chatwood Safe Company Limited u. Herbert Stanley Bruckshaw, Bolton, Lancaster, England; Vertr.: A. Elliot, Pat.-Anw., Berlin SW 48. Bewehrungseinlage für Eisenbetonbaukörper; Zus. z. Pat. 458 921. 4. II. 26. C 37 922. England 12. XI. 25.

MITTEILUNGEN DER DEUTSCHEN GESELLSCHAFT FÜR BAUINGENIEURWESEN.

Geschäftsstelle: BERLIN NW 7, Friedrich-Ebert-Str. 27 (Ingenieurhaus).

Fernsprecher: Zentrum 152 07. — Postscheckkonto: Berlin Nr. 100 329.

Prüfingenieure für Statik.

Der Ausschuß für Prufingenieure hat uns mitgeteilt, daß laut Bekanntmachung des Preußischen Ministers für Volkswohlfahrt vom Ausschuß für Prufingenieure folgende Herren als Prufingenieure für Statik berufen wurden:

Name, Titel, Wohnort und Straße	Fachgebiete	Name, Titel, Wohnort und Straße	Fachgebiete
Prov. Westfalen.			
Stadtgemeinde Berlin und Prov. Brandenburg.		Ernst Ackermann, Dipl.-Ing., Bochum, Lueg-Haus.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau
Heinrich Buchholz, Dr., Ziv.-Ing., Berlin W 57, Bülowstraße 88 b. Cohn-Wegner.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau	Ludwig Billeb, Dr.-Ing., Horde i. W., Brücherhof 29.	wie vor
Jerosch, Prof., Dipl.-Ing., Frankfurt/O., Wildenbruchstraße 14.	wie vor	Ernst Maudrich, Zivilingenieur, Barop-Dortmund, Gartenstraße 18.	Eisenbau
Georg Müller, Dr.-Ing., Berlin-Lankwitz, Kurfürstenstraße 20.	Eisenbau	Otto Stötzner, Dr.-Ing., Bad Oeynhausen, Dr. Braun-Straße 2.	Eisenbau
Edgar Schmidt, Dipl.-Ing., Berlin-Lichterfelde, Zehlendorfer Straße 19.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau	Prov. Hessen-Nassau.	
Prov. Nieder- u. Oberschlesien.		Georg Rodel, Dipl.-Ing., Kassel-W., Landgraf-Karl-Straße 21.	Eisenbau, Eisenbetonbau
Paul Mast, Dr.-Ing., Reg.-Baumeister a. D., Gleiwitz.	wie vor	Rheinprovinz.	
Bernh. Walter, Berat. Ing., Gleiwitz, Düppelstraße 20.	Eisenbau	Oskar Bisch, Dr.-Ing., Köln-Deutz, Gotenring 16.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau
Wilh. Faust, Obering., Niesky O.-L., Görlicher Straße 19.	Eisenbau	Alfred Berger, Dipl.-Ing., Duisburg, Mülheimer Straße 82.	Eisenbau
Prov. Schleswig-Holstein.		August Dahl, Reg.-Baumeister a. D., Essen, Kirddorfstraße 12.	Eisenbau, Eisenbetonbau
Ad. Grahn, Zivilingenieur, Rahlstedt i. Holstein, Oldenfelder Straße 42.	Eisenbau, Holzbau	Heinrich Haeger, Zivilingenieur, Neuwied, Engerserlandstraße 18.	wie vor
Prov. Sachsen.		Paul Herrmann, Dipl.-Ing., Reg.-Baumeister a. D., Gutehoffnungshütte, Sterkrade.	Eisenbau
Max Gachme, Dr.-Ing., Zivilingenieur, Magdeburg, Schönebecker Straße 1.	Eisenbetonbau, Holzbau	Georg König, Zivilingenieur, Meererbush b. Düsseldorf.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau
Gustav Lenkeit, Dipl.-Ing., Stadtamtsbaurat a. D., Bitterfeld, Walter-Rathenau-Str. 58.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau	C. Krefter, Berat. Ingenieur, Köln-Klettenberg, Siebengebirgsallee 24.	Eisenbau
Karl Zillich, Reg.- u. Baurat i. R., Naumburg a. d. Saale, Lindenring 47a.	wie vor	Josef Letschert, Bauingenieur, Düsseldorf, Bergerallee 5.	Eisenbau, Eisenbetonbau
Rud. Wachler, Dipl.-Ing., Lauchhammer.	Eisenbau	Viktor Schütz, Berat. Ingenieur, Düsseldorf, Speldorfer Straße 20.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau
Prov. Hannover.			
E. Schack, Reg.-Baumeister a. D., Hannover-Linden, Falkenstraße 22.	Eisenbau, Eisenbetonbau, Holzbau		