

Verhältniszahlen sind in solchen Fällen, in welchen die Beanspruchung gar nicht übersehen werden kann, einer Festigkeitsrechnung mit völlig willkürlichen und ganz unzutreffenden Belastungsannahmen immer noch vorzuziehen, selbst dann, wenn Festigkeitsrechnungen auf Grund solcher Annahmen befriedigende Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen geben; denn sie bringen bei dem Schüler oder Konstrukteur, der sich solcher Grundlagen bedient, Täuschungen über den wahren Zusammenhang der Dinge hervor.

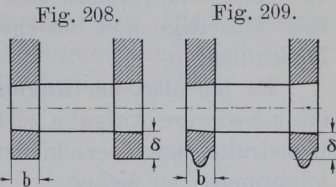
Als Verhältniszahlen für Spannaugen geschmiedeter Gabeln mag man annehmen (Fig. 208)

$$b = 0,5 d + 10 \text{ mm}; \quad \delta = 0,35 d + 12 \text{ mm}.$$

Für Spannaugen aus Stahlformguß an Kreuzköpfen mag gelten

$$b = 0,5 d + 10 \text{ mm}; \quad \delta = 0,4 d + 15 \text{ mm}.$$

Wenn bei einem Stahlgußkopf statt des rechteckigen Querschnitts ein T-förmiger gewählt wird, was in der Regel geschieht, mag man einen Ausgleich nach der Fläche vornehmen (Fig. 209 rechts).



## Anhang IV.

### Flächendrucke in Lagern von Kolbenmaschinen.

1. Die Angaben über die bei Berechnung der Kurbelzapfen- und Kurbelwellenlager von Dampfmaschinen und Gasmaschinen anzuwendenden Flächendrucke gehen sehr weit auseinander, sowohl hinsichtlich der Größe der zuzulassenden Flächendrucke an sich, wie bezüglich der Frage der Berücksichtigung der Gleitgeschwindigkeit der reibenden Flächen.

Überträgt man die bei einer Maschinenart bewährten Abmessungen durch Nachrechnung der Flächendrucke auf Maschinen anderer Bauart oder sehr abweichender Größe oder sehr abweichender Gleitgeschwindigkeit der Zapfen, so kommt man oft auf Dimensionen, die mit praktischen Ausführungen gar nicht übereinstimmen.

Die Ausführungen guter Firmen, welche schon viele gleichartige Maschinen gebaut haben, müssen aber für die Berechnung als Vorbild dienen, weil anzunehmen ist, daß die Abmessungen schließlich aus

einer Reihe richtig gedeuteter Mißerfolge entstanden sind. Leider sind nun solche Erfahrungen, die auch nicht einmal offen ausgesprochen sind, sondern sich nur in den Ausführungen widerspiegeln, sehr einseitige und beziehen sich meist auf einen ganz bestimmten Maschinentyp.

Es ist also, um Regeln von allgemeiner Gültigkeit zu finden, die schwierige Aufgabe zu lösen, aus einer größeren Zahl bewährter Konstruktionen verschiedener Firmen verallgemeinernde Schlußfolgerungen zu ziehen.

2. Ziemlich gleichmäßig wird der Flächendruck noch bei den Stirnzapfen der Stirnkurbelmaschinen verschiedener Größe und Herkunft gefunden, nämlich meist  $= 50 \div 60$  kg/qcm, und zwar auf das Maximum der Kraft bezogen, ohne Rücksicht auf die Gleitgeschwindigkeit; es ist, wenn  $P_1$  die größte Kraft bedeutet:

$$q = \frac{P_1}{l \cdot d} = 50 \div 60 \text{ kg/qcm.}$$

Auch bei den Wellenhälsen dieser Maschinen findet man ziemlich gleichmäßige Werte für den Flächendruck, der aber erheblich niedriger ist wie bei den Stirnzapfen wegen der weniger vollkommenen Wärmeabfuhr und der erheblich größeren Umfangsgeschwindigkeit. Der Flächendruck wird hier  $= 12 \div 16$  kg/qcm gefunden. Auch hier wird der Flächendruck meist auf die Maximalkraft  $P_1$ , in der Regel auch ohne Abzug für die Beschleunigung, bezogen.

3. Bei großen Geschwindigkeiten ist aber eine Nachprüfung auf Erwärmung durch die größere pro Flächeneinheit entwickelte Wärmemenge erforderlich; denn es bildet bekanntlich die große Geschwindigkeit der starken Halszapfen von Stirnkurbelmaschinen die Grenze der Anwendbarkeit dieser Maschinen für höhere Tourenzahlen; man sucht ja auch bei diesen Maschinen durch Anwendung verhältnismäßig großer Hübe die Kräfte in dem Triebwerk klein zu halten, um noch mit mäßigen Wellenzapfendurchmessern auszukommen.

Die Nachprüfung der Flächendrucke auf Grund des nachstehenden, die Gleitgeschwindigkeit berücksichtigenden Verfahrens wird dann die Entscheidung bringen, ob eine Stirnkurbelmaschine für den fraglichen Fall noch anwendbar ist bzw. ob eine Vergrößerung des Hubes und eine entsprechende Verkleinerung der Kolbenfläche zur Ermöglichung einer Stirnkurbelmaschine angezeigt ist.

4. Um den Einfluß der Gleitgeschwindigkeit auf die Wärmeentwicklung zu berücksichtigen, hat man unter Annahme eines von Flächendruck und Gleitgeschwindigkeit unabhängigen Reibungs-



koeffizienten die Reibungsarbeit pro Flächeneinheit dem Flächen-  
druck und der Gleitgeschwindigkeit proportional angenommen und  
festgesetzt, daß die Reibungsarbeit pro Zentimeter ein von der  
Wärmeabführung abhängiges Maß nicht überschreitet. Die Forderung  
wird bei einem von Flächendruck und Gleitgeschwindigkeit unab-  
hängigen Reibungskoeffizienten erfüllt durch die Gleichung

$$q v = k, \quad (1)$$

in welcher  $k$  eine Konstante ist.

Die Gleichung hat für die Berechnung der Zapfenlänge noch  
den Vorteil, daß der Durchmesser des Zapfens herausfällt. Es ist,  
wenn  $d$  und  $l$  in Zentimetern eingeführt werden:

$$q l d = P_1; \quad q = \frac{P_1}{l d}; \quad v = \frac{\pi d n}{60} \text{ cm} = \frac{\pi d n}{60 \cdot 100} \text{ m}; \quad q v = k; \quad \frac{P_1}{l d} \cdot \frac{\pi d n}{6000} = k;$$

$$l = \frac{P_1 n}{1900 k}. \quad (2)$$

Der Wert  $1900 k$ , welcher in der Hütte mit  $w$  bezeichnet ist, darf  
nach Bach bei normalen Betriebsdampfmaschinen gesetzt werden: für  
Kurbelzapfen = 90 000, für die Wellenzapfen der Kurbelwellen = 40 000.  
Mit diesen Werten ergeben sich für die vorliegende Stirnkurbel-  
maschine ganz brauchbare Abmessungen, wenn man für  $P_1$  die  
Maximaltriebwerkskraft<sup>1)</sup> einführt.

5. Die Übereinstimmung mit den nach anderen Grundsätzen  
berechneten Maßen und mit praktischen Ausführungen ist jedoch  
keine allgemeine. Für große Kräfte und starke Zapfen liefert die  
Formel im allgemeinen zu große Zapfenlängen, während für ganz  
kleine Kräfte und Zapfendurchmesser die errechneten Zapfenlängen  
zu klein werden.

Umgekehrt führt die Einführung eines von der Geschwindigkeit  
unabhängigen Flächendruckes, der nur für Kurbelzapfen und Wellen-  
zapfen verschieden groß gewählt wird, zu Zapfenlängen, die bei

<sup>1)</sup> Die Einführung der Maximalkraft ist zwar ziemlich allgemein üblich, hat  
aber für die Bemessung von Zapfen in Rücksicht auf Wärmeentwicklung keine  
Berechtigung. Es müßte bei stark wechselnder Kraft ein Zeitmittelwert ein-  
geführt werden (vgl. diesen Anhang Art. 15). Nur insoweit die Maximalkraft  
in einem wenig veränderlichen Verhältnis zur mittleren Kraft steht, ist die Ein-  
führung der Maximalkraft zulässig, indem dies Verhältnis dann in den aus Ab-  
messungen rückwärts errechneten Konstanten enthalten ist. Daher sind die  
unter Beziehung auf die Maximalkraft z. B. bei Dampfmaschinen gefundenen  
Konstanten nicht übertragbar auf einseitig wirkende Viertaktverbrennungs-  
motoren (Art. 20 Schluß).

großen Durchmessern zu klein sind. Besonders die Kurbelzapfen gekröpfter Wellen fallen mit den Flächendruckregeln der Stirnzapfen viel zu kurz aus.

6. Es liegt daher nahe, einen Mittelweg zwischen beiden Regeln zu wählen: Die Zulassung eines bestimmten, von der Geschwindigkeit unabhängigen Flächendruckes nach Art. 2 entspricht der Gleichung

$$q = k_1, \text{ die man auch schreiben kann } q v^0 = k_1. \quad (3)$$

Stellt man dieser Gleichung die Gleichung des Art. 4  $q v = k$  gegenüber, die man auch schreiben kann  $q v^1 = k$ , so unterscheiden sich beide außer durch die Konstante nur durch den Exponenten von  $v$ , der im einen Falle  $= 0$ , im anderen  $= 1$  ist.

Da der Einfluß von  $v$  nach den Ausführungen im einen Falle zu wenig, im anderen zu stark berücksichtigt ist, scheint es passend, den Exponenten zwischen 0 und 1 zu wählen. Setzt man ihn  $= 1/2$ , so hat man  $q v^{1/2} = k_3$  oder

$$q \sqrt{v} = k_3; \quad (4)$$

mit  $v = \frac{\pi d n}{6000}$  wird  $q \sqrt{d n} = k_4$  und

$$q = \frac{k_4}{\sqrt{d n}}; \quad (5)$$

führt man  $q$  aus der Gleichung  $P = q l d$  in Gleichung 5 ein und löst sie nach  $l$  auf, so erhält man

$$l = \frac{P}{k_4} \sqrt{\frac{n}{d}}. \quad (6)$$

Die Rückwärtsberechnung von  $k_4$  aus mehreren Ausführungen ergab als Mittelwert<sup>1)</sup> mit der in Art. 20 gegebenen Bedeutung von  $P_{\beta m}$  auf  $P_{\max}$  bezogen auf  $P_{\beta m}$  bezogen bei Dampfmaschinen allgemeiner

für Wellenzapfen (Wellenhäse) . .	660	330
für Kurbelzapfen gekröpfter Wellen	1600	800

7. Die vorstehende Formel 5 hat, wie ein Vergleich ihrer Ergebnisse mit Ausführungen ergibt, mit fest angenommenem  $k_4$  weitergehende Geltung für Lager mit Wechselkräften wie die Formeln 1 und 2, befriedigt aber auch noch nicht recht. Sie besagt, obwohl sie aus anderen Erwägungen entstanden ist, daß der Reibungskoeffizient der Quadratwurzel aus der Gleitgeschwindigkeit umgekehrt proportional und vom Flächendruck unabhängig sein soll. Die bisher vorliegenden

<sup>1)</sup> Hinsichtlich der Überschreitung dieser Werte bei verstärkter Wärmeableitung gilt dasselbe, was für die Werte der späteren Formel in Art. 11 gesagt ist.



Versuche über den nicht unbedeutenden Einfluß des Flächendruckes auf den Reibungskoeffizienten genügen zur Verwertung für die Bemessung von Lagern von Kurbelgetrieben nicht, weil die schnell wechselnde Kraftrichtung hinsichtlich der für die Reibung bedeutungsvollen Stärke der Ölschicht ganz andere Verhältnisse schafft wie bei Gleichdrucklagern, auf welche sich die Versuche beziehen.

8. Vergleiche von Maschinen mit sehr verschiedener Tourenzahl und sehr verschiedenen Wellendurchmessern zeigen, daß der Tourenzahl ein etwas größerer Einfluß auf den zulässigen Flächendruck zugestanden werden muß wie dem Durchmesser. Es scheinen hier außer dem Einfluß von  $v$  und  $p$  auf den Reibungskoeffizienten noch andere Ursachen, wie die elastischen Formänderungen der Welle, mitzusprechen.

Die stärkeren Deformationen schwacher Wellen werden eine ungleichmäßige Verteilung der Belastung herbeiführen, welche bei Wechselkräften wegen der fortwährenden Veränderungen der Deformationen auch nicht durch Einlaufen verschwindet. In dieser Beziehung werden also Lager von Kurbelgetrieben ebenfalls anders zu beurteilen sein wie Gleichdrucklager.

Eine Vergrößerung des Zapfendurchmessers bei gleichbleibender Tourenzahl wird zwar eine Vergrößerung der Reibungsarbeit herbeiführen, aber wegen der Verbesserung der Lastverteilung keine so große Herabsetzung des Flächendruckes verlangen wie eine Vergrößerung der Tourenzahl.

9. Um diesen und anderen in Ausführungen zum Ausdruck kommenden Einflüssen Rechnung zu tragen, wurde versuchsweise gesetzt:

$$q n \sqrt{d} = k_5; \quad q = \frac{k_5}{n \sqrt{d}} \quad (7 \text{ u. } 8)$$

und nachdem hieraus  $k_5$  aus einer Anzahl verschiedener Ausführungen gleichartiger Maschinen errechnet war, die Anwendbarkeit der Formel auf Maschinen mit wesentlich anderen Verhältnissen (Tourenzahl und Wellendurchmesser) unter Beibehaltung des gefundenen  $k_5$  geprüft. Die Übereinstimmung war eine recht befriedigende mit folgenden Werten von  $k_5$ :

	auf $P_{\max}$ bezogen bei Dampfmaschinen	auf $P_{3m}$ bezogen allgemeiner
für Wellenzapfen (Wellenhäule)	9 000	4 500
für Kurbelzapfen gekröpfter Wellen	22 000	11 000

**10.** Für die Anwendung vereinfachend wirkt, daß bei Maschinen sehr verschiedener Größe und Ganggeschwindigkeit  $n\sqrt{d}$  in nicht allzu weiten Grenzen, nämlich etwa zwischen 400 und 1000, schwankt. Man kann daher eine kurze Tabelle für  $q$  bei verschiedenem  $n\sqrt{d}$  aufstellen. Es ist mit  $d$  in Zentimetern:

	q bezogen auf $P_{\max}$				
	für $n\sqrt{d} = 400 \quad 500 \quad 600 \quad 800 \quad 1000$				
für Wellenzapfen (Wellenhälse) . . .	q = 22,5	18	15	12	9
für Kurbelzapfen gekröpfter Wellen	q = 55	44	36,7	27,5	22,0

Auf  $P_{3m}$  bezogen möge  $q$  mit  $q_{3m}$  bezeichnet werden; es ist

	für $n\sqrt{d} = 400 \quad 500 \quad 600 \quad 800 \quad 1000$				
für Wellenzapfen (Wellenhälse) . . .	$q_{3m} = 11,25$	9	7,5	5,6	4,5
für Kurbelzapfen gekröpfter Wellen	$q_{3m} = 27,5$	22,0	18,3	13,8	11

**11.** Die Werte gelten unter der Voraussetzung natürlicher Kühlung durch die umgebende Luft. Wenn regelmäßig oder in Gefahrenfällen Kühlung durch Wasser vorgesehen ist oder die Wellen- und Kurbelzapfen im Ölbad laufen, kann man mit  $q_{3m}$  erheblich heraufgehen. Das gleiche gilt für Maschinen, welche absätzig im Betrieb sind, wie Reversierwalzenzugmaschinen.

Wenn die Werte bei sehr günstiger Verteilung der Kräfte und mäßiger Tourenzahl sehr kurze Zapfen liefern, darf man sie natürlich länger machen, wie sie rechnermäßig gefunden sind. Bei Kurbelzapfen gekröpfter Wellen wird man das Längenverhältnis  $l/d$  in der Regel nicht kleiner wie 0,8 machen.

**12.** Die große Verschiedenheit in den Flächendrucken der Kurbelzapfen und Wellenhälse, wie sie bei Ausführungen gefunden wird und auch bei anderen Rechnungsverfahren wie dem vorstehend empfohlenen stets angenommen wird, führt man in der Regel auf die bessere Wärmeabführung von den umlaufenden Kurbelzapfenlagern zurück, welche gestattet, pro Flächeneinheit auch größere Wärmemengen zu erzeugen.

Zweifellos ist ja wohl die Wärmeabführung der umlaufenden Kurbelzapfenlager eine bessere als die der ruhenden Kurbelwellenlager. Es muß jedoch als fraglich bezeichnet werden, ob der Unterschied in der Wärmeabführung so groß ist, wie er in der großen Verschiedenheit der bei Rechnungen zugrunde gelegten Flächendrucke zum Ausdruck kommt. Die an die festen Lager anschließenden großen Gestellteile tragen doch auch zur Wärmeableitung bei, und



es scheint fast, als ob in vielen Fällen andere Gründe die reichliche Bemessung der feststehenden Lager mitbegründeten:

Die Absicht, auch gekröpfte Wellen möglichst in der Nähe der Kurbeln zu unterstützen, kann zur Verlängerung der Wellenlager über das aus Rücksicht auf den Flächendruck erforderliche Maß führen, indem die Abstände der Kurbeln durch die Zylinderabstände bedingt sind. Bei der üblichen Ausführung der Schalen feststehender Lager in Gußeisen mit Weißgußfutter ist die durch eine reichliche Länge bedingte Kostenerhöhung so unbedeutend, daß sie bei Bemessung kaum mitspricht.

**13.** Ob lediglich die Rücksichten auf den Flächendruck oder auch Gründe der vorstehenden Art den Konstrukteur veranlaßt haben, dem Lager eine bestimmte reichliche Länge zu geben, ist aus der fertigen Maschine nicht erkennbar und wird auch bei Veröffentlichung von Zeichnungen niemals ausgesprochen. So kann es kommen, daß bei Rückwärtsberechnung der Flächendrucke aus Lagerabmessungen ausgeführter Maschinen Flächendrucke als „praktisch erprobt“ herauskommen, die viel niedriger sind, als es die Rücksicht auf Wärmeentwicklung verlangt.

Auch unter den Ausführungen, welche als Grundlage für die Ermittlung der Konstanten  $k$  in den Art. 2, 4, 6, 9 für Wellenzapfen (Wellenhälse) dienen, mögen einige gewesen sein, bei welchen nicht ausschließlich die Rücksichten auf die zulässige Erwärmung, sondern Gründe der letztgenannten Art eine reichliche Lagerbemessung veranlaßten. Durch diese Ausführungen wird dann der Mittelwert des Flächendruckes und der Konstanten  $k$  etwas herabgedrückt sein, und man wird daher, wenn einmal die äußeren Verhältnisse eine Einschränkung der Länge verlangen, über die hier und sonst auf Grund solcher Rückwärtsberechnung der Flächendrucke empfohlenen Flächendruckwerte hinausgehen dürfen.

**14.** Das gilt aber nur für die Wellenhälse (Wellenlager) gekröpfter Wellen. Die Kurbelzapfen (Pleuelstangenlager) wird man im allgemeinen nicht länger machen und gemacht haben, als es die Rücksicht auf Wärmeentwicklung und Wärmeabfuhr verlangt, so daß in den Ausführungen die praktischen Erfahrungen (Kenntnis von Mißerfolgen bei knapperer Bemessung) tatsächlich zum Ausdruck kommen. Auch die Wellenhälse von Stirnkurbelwellen werden ausschließlich nach Flächendruckrücksichten bestimmt sein, da der Abstand  $a$  Fig. 58 nach Art. 135 auf das äußerste beschränkt werden muß und ähnliche Zugaben für die Lagerlänge wie bei gekröpften Wellen

nicht vorkommen. Bei Wellenlagern liegender Stirnkurbelmaschinen mahnt außerdem das unrunde Auslaufen der Lagerschalen (Führer 40, 69 ÷ 72) zur Vorsicht.

### **Zeitmitteldruck als Grundlage für die Flächenbemessung der Zapfen.**

**15.** In vorstehendem wurde der Flächendruck zum Teil auf die Maximalbelastung des Zapfens bezogen. Diese Rechnungsweise entspringt ohne innere Berechtigung mehr Bequemlichkeitsgründen. Die Beziehung auf die Maximalkraft hat nur da Berechtigung, wo die Grenze erreicht wird, bei welcher das Öl zwischen den Reibflächen herausgedrückt zu werden droht. Diese Grenze wird aber erst bei Flächendrucken, die über 100 liegen, erreicht.

Wenn dagegen die Rücksichtnahme auf die Wärmeentwicklung für die Flächendrucke maßgebend ist, sollte, um eine möglichst allgemeine Anwendung der Formel zu gestatten, der mittlere Druck zugrunde gelegt werden. Bei gleichartigen Maschinen wird freilich der Maximaldruck in einem angenähert gleichen Verhältnis zum mittleren Druck stehen, so daß die Beziehung auf die Maximalkräfte bei Einführung einer anderen Konstanten auch die mittlere Kraft berücksichtigt (Anm. S. 305).

Bei verschiedenartigen Maschinen wird jedoch das Verhältnis der Maximalkraft zur mittleren Kraft ein ziemlich verschiedenes sein. Es wird daher notwendig sein, wenn man sich auf die Maximalkraft beziehen will, für jede Maschinenart eine andere Konstante einzuführen, wodurch auch die Verwertung der an einer Maschinenart gemachten Erfahrungen für andere Maschinenarten erschwert wird.

**16.** Es ist daher zweckmäßig, zur Gewinnung möglichst einheitlicher Grundlagen (für Einzylinderdampfmaschinen, Verbundmaschinen mit kleinem und großem Spannungsabfall, Zweiverbund- und Dreiverbundmaschinen, Gasmotoren und Dieselmotoren nach dem Viertakt- und Zweitaktssystem, einseitig, doppelseitig und in Tandemanordnung wirkende) sich auf den mittleren Druck zu beziehen, und zwar nicht auf den Kolbenwegmitteldruck (mittleren indizierten Druck), sondern auf den Gleitwegmitteldruck der Zapfen; denn es gleiten, während der Kolben sich in der Totlage befindet, die Zapfen und Lagerflächen aufeinander.

Ist nun der Druck in den Totlagen und in der Nähe derselben besonders groß, so bringt derselbe eine ziemlich bedeutende Reibungsarbeit und Wärmeentwicklung in den Lagern hervor, ohne daß im Indikatorgramm eine entsprechende Fläche beschrieben wird. Um



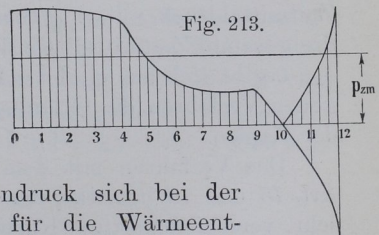
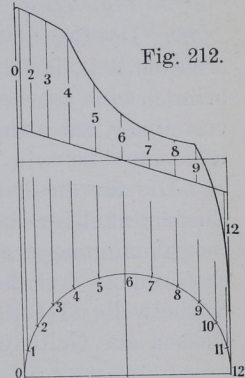
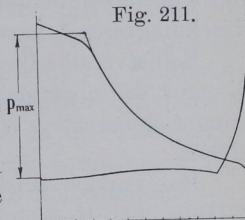
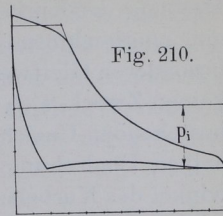
ein Maß für die Reibungsarbeit zu erhalten, muß man die Pleuelstangenkräfte als Funktion des Kurbelwinkels auftragen. Mit hinreichender Genauigkeit darf man an Stelle der Pleuelstangenkräfte die Kolbenstangenkräfte setzen.

17. Man kann das auf den Kurbelkreis bezogene Diagramm der Kolbenkräfte, welches für die Wärmeentwicklung maßgebend ist, aus dem Indikatordiagramm ableiten. In Fig. 210 bis 213 ist diese Ableitung für das Hochdruckdiagramm einer Verbunddampfmaschine durchgeführt.

Man verzeichnet zunächst nach dem Indikatordiagramm (Fig. 210) das Überdruckdiagramm (Fig. 211), setzt dieses mit dem Massendruckdiagramm zusammen (Fig. 212) und findet, indem man den Kurbelkreis über der Kolbenweglinie schlägt und denselben in gleiche Teile teilt, die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte durch Herausfloten. Auf dem abgewickelten Kurbelkreis (Fig. 213) trägt man die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte 0, 1, 2, 3, 4, 5 . . . (Fig. 212) dann als Ordinaten auf.

Die negativen Kräfte sind positiv aufzutragen, da sie ebenso Wärme entwickeln wie die positiven. Die mittlere Höhe im Diagramm Fig. 213 stellt dann den indizierten Zeitmitteldruck  $p_{3m}$  dar. Dieser Druck ist der Flächen-druckberechnung zugrunde zu legen (Art. 20).

Es ist hierbei (wenigstens für doppelseitig wirkende Maschinen) durchaus zulässig und zu empfehlen, für die Beschleunigungslinie unendliche Stangenlänge vorzusetzen, d. h. die gerade Massendrucklinie mit dem Endmassendruck  $q_0$  (Art. 53) zugrunde zu legen, weil das durch die Endlichkeit der Stange bedingte Mehr und Weniger an Massendruck sich bei der schnellen Folge der Kraftwirkungen für die Wärmeentwicklung ausgleicht.



**18.** Ungefähr das gleiche gilt bezüglich der Gleitgeschwindigkeit des Kurbelzapfens im Pleuelstangenlager, welche bei gleichförmiger Drehung der Kurbelwelle wegen der Schwingungen der Pleuelstange eine ungleichförmige ist und daher eigentlich die Aufstellung eines besonderen Gleitwegmitteldruckdiagramms verlangte. Es hat jedoch keinen Zweck, sich bei der hinsichtlich der zulässigen Flächendrucke bestehenden Unsicherheit in Spitzfindigkeiten zu verlieren. Bei einer halben Umdrehung ist von einer Totlage aus gerechnet der Gleitwinkel des Kurbelzapfens im Pleuelstangenlager ebenso wie der Gleitwinkel der Kurbelwelle im Kurbelwellenlager  $= 180^\circ$ . Es möge daher für beide das gefundene Mitteldruckdiagramm, welches als „Zeitmitteldruckdiagramm“ bezeichnet werden möge, zugrunde gelegt werden.

Selbstverständlich sind bei Vorhandensein von mehreren Lagern die auf die einzelnen Lager entfallenden Beträge (bei statisch bestimmt gelagerten Wellen nach den Hebelgesetzen) in Rechnung zu ziehen.

Bei einfach wirkenden Maschinen muß die Untersuchung auf 2 Hübe, bei  $\frac{1}{2}$ -fach wirkenden (einseitiger Viertakt) auf 4 Hübe ausgedehnt werden.

**19.** Die Beschleunigungen dürfen, wenn man einheitliche Resultate erhalten will, nicht vernachlässigt werden. Hohe Beschleunigungen bringen eine sehr starke, meist nützliche Verschiebung in der Druckverteilung mit sich, die im Zeitmitteldruckdiagramm noch erheblich wirksamer ist wie im Triebdruckdiagramm.

Die für die Festigkeitsrechnungen in Art. 62 bis 67 gemachten Einschränkungen bezüglich der Zulässigkeit der Einrechnung der Beschleunigungen gelten hier nicht, weil die Gefahr der übermäßigen Erwärmung erst bei voller Geschwindigkeit eintritt und an der Kurbelwelle die Beschleunigungswirkung aller hin und her gehenden Massen zur Geltung kommt.

**20.** Bezeichnet man den nach obigem Verfahren gefundenen Zeitmitteldruck mit  $p_{3m}$  (bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche), so ist die gesamte Zeitmittelkraft  $P_{3m} = p_{3m} F$ . Der Zeitmittelflächendruck  $q_{3m}$  ergibt sich aus  $q_{3m} l d = P_{3m}$ ;  $q_{3m}$  bildet bei dem hier vorgeschlagenen Verfahren die Grundlage für die Berechnung der Laufflächen der Zapfen.

Das Verfahren mit dem Zeitmitteldruckdiagramm hat, wie in Art. 15 und 16 bemerkt, den Zweck, eine allgemeine Grundlage für sehr verschiedenartige Kurbelmaschinen zu schaffen, um die bei einer Gattung gewonnenen Erfahrungen für andere verwerten zu



können und selbst für neuartige Maschinen mit ganz abnormaler zeitlicher Kräfteverteilung die Zapfenmaße richtig bestimmen zu können. Es ist aber gegenüber der Einführung der Maximalkraft in die Rechnung etwas umständlich. Man kann, um die Rechnung für gleichartige, aber verschieden große Maschinen zu erleichtern, das bei einer solchen Maschinenart bestehende mittlere Verhältnis  $P_{\max}$  zu  $P_{\delta m}$  bestimmen und, indem man die für  $q_{\delta m}$  oben angegebenen zulässigen Werte mit diesem Verhältnis multipliziert, sich wieder wie früher auf die Maximalkraft beziehen.

Auch die Ermittlung des bei einer bestimmten Maschinenart sich durchschnittlich ergebenden Verhältnisses von  $p_i : p_{\delta m}$  kann für sich wiederholende Rechnungen Erleichterung gewähren.  $p_{\delta m}$  ist bei Einzylindermaschinen und Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen im allgemeinen größer wie  $p_i$ , bei Niederdruckzylindern kann es auch kleiner werden. Man wird also, da die Triebwerke des HDZ und NDZ gleich ausgeführt werden, die Ermittlung von  $p_{\delta m}$  für die ungünstigeren Verhältnisse des HDZ durchführen.

Die Angaben für die verschiedenen  $k$  und  $q$  in Art. 9 und 10 setzen bei Beziehung auf die statisch gerechnete Maximalkraft für Dampfmaschinen ein Verhältnis  $P_{\max}$  zu  $P_{\delta m}$  von 2 zu 1 voraus. Weiter unten (Art. 21) ist es für den allerdings besonders ungünstigen Fall einer Einzylindermaschine mit Kondensation = 2,38 gefunden.

Für einen einseitig wirkenden Viertakt-Dieselmotor wird das Verhältnis  $P_{\max}$  zu  $P_{\delta m}$  etwa 5:1 betragen, wenn  $P_{\max}$  wieder statisch gerechnet wird und für  $P_{\delta m}$  nicht nur die Beschleunigungen während der Krafthöhe, sondern auch während der Leerhöhe berücksichtigt werden.

Hieraus folgt, daß, auf die Maximalkraft bezogen, die Lager von einseitigen Viertakt-Dieselmotoren (mit Ausnahme des schwingradseitigen Lagers) etwa  $\frac{5}{2}$ , d. h. 2,5 mal so stark belastet werden dürfen wie die von Dampfmaschinen.

**21.** Um die vielseitige Verwendbarkeit dieser in erster Linie für gekröpfte Wellen bestimmten Grundsätze für die Zapfenbemessung zu zeigen, möge noch der zulässige Flächendruck in dem Wellenhalszapfen der vorne berechneten Stirnkurbelmaschine ermittelt werden.

Der Zeitmitteldruck wird auf Grund des angegebenen Verfahrens gefunden:  $p_{\delta m} = 2,9$ , womit sich  $P_{\delta m} = 2,9 \cdot F = 2,9 \cdot 1363 = 3953$  kg ergibt. Das nach Art. 9 zulässige

$$q_{\delta m} = \frac{4500}{n \sqrt{d}} = \frac{4500}{130 \sqrt{21}} = 7,55; \quad \frac{P_{\max}}{P_{\delta m}} = \frac{9400}{3953} = 2,38;$$

$q$  auf die Maximalkraft bezogen  $= q_{\delta m} \cdot 2,38 = 7,55 \cdot 2,38 = \approx 18,0$  kg/qcm

Gerechnet wurde auf Grund von Erfahrungen bei ähnlichen Maschinen mit 15 und später mit den endgültigen Maßen 15,5, zugelassen (Art. 136), was gegenüber 18,0 passend erscheint, da das Lager auch noch einen Teil des Schwungradgewichts und des Seilzuges aufzunehmen hat.

### Rechnungsgang für Ermittlung der Zapfenmaße gekröpfter Wellen.

22. Man muß, um den zulässigen Flächendruck zu bestimmen, den Wellendurchmesser kennen oder vorläufig schätzen. Das war bei Formeln mit dem Grundsatz  $q v = \text{const}$  nicht erforderlich. Diese haben sich aber, wie bemerkt, nicht als hinreichend allgemein brauchbar erwiesen. Um bei der Schätzung des Durchmessers nicht allzusehr fehlzugreifen, benutze man Faustformeln für gekröpfte Wellen:

1. für Einzylindermaschinen:  $d = 1 \text{ cm} + 17 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ , worin  $\frac{D}{s}$  das Verhältnis des Durchmessers des Dampfzylinders zum Hube ist;
2. für Zweikurbelverbundmaschinen:  $d = 1 \text{ cm} + 12,5 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ , worin  $\frac{D}{s}$  das Verhältnis im Niederdruckzylinder bezeichnet;
3. für Dreikurbel-Dreifachexpansionsmaschinen:  $d = 11,5 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ .

Es ist einleuchtend, daß diese Formeln, die weder den Admissionsdruck noch das Expansionsverhältnis, noch die Lagerentfernung enthalten, nur ganz vorläufige Anhaltspunkte geben können und daß die Abmessungen, nachdem auf Grund derselben die Lagerabstände vorläufig festgestellt sind, einer Nachrechnung auf zusammengesetzte Festigkeit bedürfen.

Bei Schiffsmaschinen ergeben die vorstehenden Formeln viel zu große Werte. Man sucht hier bekanntlich durch vielfache Lagerung der Welle, durch Anwendung niedrigerer Admissionsdrucke, durch starken Spannungsabfall am Hubende aller Zylinder das Verhältnis der mittleren Kräfte zu den maximalen (zum Teil auf Kosten der Ökonomie) möglichst günstig zu gestalten. Auch läßt man wegen der knappen Verhältnisse höhere Materialbeanspruchungen zu.

23. Beispiel: Es sind die vorläufigen Wellenabmessungen einer stehenden Verbundmaschine für folgende Voraussetzungen zu bestimmen:

$$N_i = 500; \quad n = 120; \quad s = 700 \text{ mm}; \quad D_h = 540 \text{ mm}; \quad D_n = 850 \text{ mm};$$

$$p_{3m} \text{ sei ermittelt} = 3,9 \text{ Atm. im Diagramm des HDZ.}$$



Es wird:

$$P_{\delta m} = F_h \cdot 3,9 = 2250 \cdot 3,9 = 8775 \text{ kg};$$

d ergibt sich aus der Näherungsformel:

$$d = 1 \text{ cm} + 12,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 850}{120 \cdot 700}} = 22,5 \text{ cm}.$$

Für den Kurbelzapfen wird nach Art. 9 das zulässige

$$q_{\delta m} = \frac{11\,000}{120 \sqrt[3]{22,5}} = 19,3 \text{ kg/qcm};$$

l ergibt sich damit aus  $l d q_{\delta m} = P_{\delta m}$ ;  $l = 20,2 \sim 20 \text{ cm}$ .

Wenn die Durchmesser der Wellenzapfen, wie das bei gekröpften Wellen üblich ist, ebenso groß gemacht werden wie die der Kurbelzapfen, ergibt sich  $q_{\delta m}$  für die Wellenzapfen:

$$q_{\delta m} = \frac{4500}{120 \sqrt[3]{22,5}} = 7,9 \text{ kg/qcm},$$

womit sich  $l = \sim 50 \text{ cm}$  ergibt.

Diese Länge wird nach Umständen gleichmäßig oder ungleichmäßig (Rücksicht auf Hebellängen) auf zwei Lager verteilt.

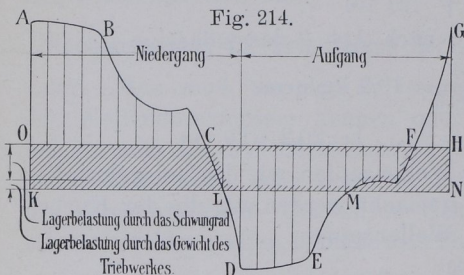
**24.** Wenn das Lager zwischen HDZ und NDZ für beide gemeinsam ist, kann die sich ergebende Länge kleiner wie die Summe der gefundenen Lagerlängen gemacht werden, weil eine teilweise gegenseitige Entlastung durch die beiden Triebwerke eintritt, die wesentlich vom Kurbelwinkel abhängt und besonders zu untersuchen ist.

Daß man bei gekröpften Wellen die Gestellager zur besseren Unterstützung der Welle in der Nähe der Kurbeln oft erheblich länger macht, wie aus Flächendruckrücksichten erforderlich, wurde bereits in Art. 12 betont.

Bevor man die Welle in den vorläufigen Abmessungen auftragen kann, muß man nach Entschließungen über den Zylinderabstand die Lage der Steuerungen, insbesondere der Exzenter, treffen. Die Kurbelzapfen für HDZ und NDZ werden stets gleich gemacht, die Wellenzapfen erhalten meist den gleichen Durchmesser wie die Kurbelzapfen. Die hiernach vorläufig angenommene Welle dient als Grundlage für die Festigkeitsrechnung. Weiteres hierüber siehe Anhang V.

**25.** Wenn ein Lager, welches durch Wechselkräfte senkrecht belastet ist, auch noch das Schwungradgewicht aufzunehmen hat, so tritt für den Zeitmitteldruck und die Wärmeentwicklung ein eigenartiges Zusammenwirken beider Einflüsse ein, welches noch einer Besprechung bedarf.

Bei oberflächlicher Betrachtung scheint es, daß für die Wärmeentwicklung der auf das betreffende Lager entfallende Teil des Schwunradgewichtes den anderen Kräften hinzuzurechnen ist. Das ist jedoch für die doppelt wirkende stehende Maschine nicht zutreffend, sondern nur für Maschinen, bei welchen der Druck nur nach unten wirkt (einfach wirkende Maschinen).



Um sich von dem Einfluß der Belastung durch das Schwunrad auf die Wärmeentwicklung ein Bild zu machen, trage man das Zeitmitteldruckdiagramm OABC

DEFGH nach Art. 17 auf, betrachte es als das Zeitmitteldruckdiagramm des auf das fragliche Lager entfallenden Teils der Gesamtkraft, indem man den Maßstab entsprechend bestimmt. Es besteht z. B., wenn 1 Atm.  $\pm$  12 mm, F = 2250 qcm, und der Anteilsfaktor, d. h. die Zahl, welche angibt, wieviel von der Gesamtkraft auf das betreffende Lager entfällt,  $\alpha = 0,70$  ist, die Maßstabgleichung

$$12 \text{ mm} \pm 2250 \cdot 0,70 \text{ kg, also}$$

$$1 \text{ mm} \pm \frac{2250}{12} \cdot 0,70 = 131 \text{ kg.}$$

In demselben Maßstab ist das Schwunradgewicht als konstante Kraft aufzutragen, also z. B. wenn das Schwunrad 2740 kg wiegt und auf das fragliche Lager 0,72 davon entfallen,  $0,72 \cdot 2740 = 1973$  kg in einer Höhe von  $\frac{1973}{131} = 15,05$  mm. Die oberhalb der Linie OCFH liegende, durch die Kurve OABC und FGH begrenzte Fläche stellt ohne das Schwunrad- und Triebwerksgewicht in einem gewissen den Reibungskoeffizienten enthaltenden Maßstab die Reibungsarbeit in der unteren Lagerschale dar, die unterhalb derselben liegende Fläche stellt die Reibungsarbeit in der oberen Lagerschale dar. Fügt man jetzt das Schwunrad- und Triebwerksgewicht hinzu, so erkennt man, daß erstere wachsen, letztere abnehmen; die Reibungsarbeit der oberen Schale vermindert sich um die Fläche mit Randschraffierung, die Reibungsarbeit der unteren Schale vermehrt sich um die schräg schraffierte Fläche. Die Gesamtreibungsarbeit nimmt aber, wie man leicht erkennt, im vorliegenden Falle nur wenig zu, nämlich um die Differenz der beiden erwähnten Flächen, das sind bei dem vorliegenden Beispiel nur 15 bis 20 Prozent. Die Reibungsarbeit in der Oberschale wird dargestellt durch die Fläche

*Unterschale*



K A B C L K + M F G H N M, die der Unterschale durch die Fläche  
 L M E D L.

Wenn man freilich die Unterschale allein betrachtet, so ist die dort verrichtete Reibungsarbeit mit Schwungradbelastung erheblich größer wie ohne. Die Frage ist, kommt die mittlere oder die lokal stärkste Reibungsarbeit in Betracht? Da der rotierende Zapfen die Reibungswärme herumträgt, wird die mittlere örtliche Reibungswärme vielleicht mit einem kleinen, schätzungsweise einzuführenden Zuschlag maßgebend sein.

---

## Anhang V.

---

### Berechnung gekröpfter Wellen.

1. Im Nachstehenden soll eine Anleitung zur Berechnung zweimal gelagerter (statisch bestimmter) gekröpfter Wellen gegeben werden und einige Andeutungen über die Bemessung mehrfach gelagerter (statisch unbestimmter) Wellen gemacht werden.

Für gekröpfte Wellen gilt das, was in Art. 68 über die Notwendigkeit, zunächst vorläufige Annahmen für die Berechnung zu machen, deren Ergebnis dann nach Einkleidung in konstruktive Formen zu erneuten Grundlagen für eine wiederholte Rechnung führt, gesagt ist, in höherem Maße wie von irgend einem anderen Maschinenteil.

Die sofortige Ausrechnung der Abmessungen einer gekröpften Welle ist schon für den einfachen Fall statisch bestimmter Lagerung nicht möglich.

2. Eine Hauptaufgabe wird sein, zunächst die Unterstützungspunkte festzulegen, weil ihre Lage die Hebellängen bestimmt, die für die Biegemomente und damit für die Wellenstärke maßgebend sind. Es werden sich aber die Abstände der Unterstützungen wiederum nicht ohne ungefähre Kenntnis der Wellenstärke ermitteln lassen, weil die Zapfenlängen durch den zulässigen Flächendruck im Verein mit der Wellenstärke bestimmt sind. Man wird daher zweckmäßig für die Bestimmung der Wellenstärke eine ganz rohe, nur wenige Einflüsse berücksichtigende Formel benutzen, wie sie z. B. im Anhang IV S. 314 gegeben ist.