

und wenn bei Nullfüllung keine namhafte Drosselung eintritt, ist $A p = 0,130 \cdot 7 = 0,91$; $B p_3$ bleibt $= 0,400$, so daß wird:

$$p_{i0} = 0,98(0,910 - 0,400) = 0,50.$$

Die Leerlaufwiderstände entsprechen nach Art. 47 einem indizierten Druck von 0,156. Die Maschine würde also, wenn nicht noch andere größere Leergangswiderstände (Transmission od. dgl.) zu überwinden sind, unbelastet mehr Arbeit leisten, als sie verbraucht, d. h. sie würde durchgehen. Die Steuerung muß daher so durchgebildet werden, daß sie bei kleinsten Füllungen stark drosselt, damit an Stelle von 7 Atm. ein wesentlich niedrigerer Anfangsdruck eintritt. Bei überhitztem Dampf wird freilich die Arbeit bei Nullfüllung und ungedrosseltem Eintrittsdampf etwas kleiner sein wie bei Sattedampf. Doch mag davon abgesehen werden, die Arbeit zu bestimmen, da sie immer noch größer sein wird wie der Leergangswiderstand und es hier nur darauf ankam, zu zeigen, daß der Ausbildung der Steuerung nach dieser Richtung hin Aufmerksamkeit zuzuwenden ist. In Fig. 8 ist die der Füllung Null entsprechende Expansionslinie für ungedrosselten Sattedampf eingezeichnet.

Kräfte am Triebwerk

für $s = 0,6$ m, $D = 42$ cm, $p = 7$ Atm. abs., $p' = (1 + 0,05)p$, $p_3 = 0,21$.

51. Um die Triebwerkskräfte zunächst rein statisch zu ermitteln, hat man die gleichzeitig auf beiden Seiten des Kolbens wirkenden Kräfte voneinander abziehen; man hat also, wenn man bei nicht durchgehender Kolbenstange die Kräfte des Kolbenhingsangs von der Deckelseite nach der Kurbelseite als die stärkeren zuerst betrachtet, von dem Triebdruck der Deckel- den Gegendruck der Kurbelseite abziehen.¹⁾ Der Abzug geschieht in bekannter Weise durch Verzeichnung der Gegendrucklinie der anderen Kolbenseite (Fig. 9).

Der größte statische Überdruck auf den Kolben ist

$$P' = \pi/4 \cdot 42^2 (p' - 0,21); \quad p' = 1,05 p = 7,35;$$

$$P' = 1385 \cdot 7,14 = 9889 \text{ kg.}$$

Sowohl der Einfachheit halber als auch aus den im nächsten Artikel erörterten Gründen soll jedoch nicht der Anfangsadmissions-

¹⁾ Genau genommen müßten die spezifischen Gegendrucke bei Zusammensetzung mit den spezifischen Triebdrucken im Verhältnis $\frac{D^2 - d^2}{D^2}$ reduziert werden, wovon jedoch der Einfachheit wegen Abstand genommen werden möge.

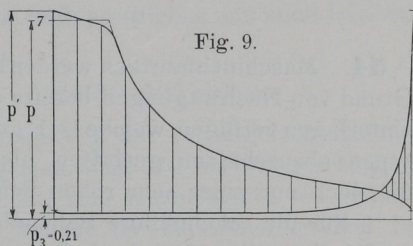
druck, sondern der mittlere Admissionsdruck p der Triebwerksberechnung zugrunde gelegt werden, womit sich ergibt

$$P = 1385 (7 - 0,21) = 9404 \text{ rund}$$

$$P = \mathbf{9400 \text{ kg.}}$$

Nachstehendes kann von Anfängern bis Art. 67 zunächst überschlagen werden.

52. Eine wichtige Frage ist die, ob man die durch die Beschleunigungswiderstände der hin und her gehenden Massen herbeiführte Entlastung der Triebwerksteile von den hohen Anfangsdrucken, die besonders bei Einzylindermaschinen mit hohem Admissionsdruck und weitgetriebener Expansion in großem Mißverhältnis zu dem die Leistung bestimmenden mittleren indizierten Drucke stehen, bei der Berechnung der Triebwerksteile als Abzug berücksichtigen darf.



Um sich über die Zulässigkeit des „Beschleunigungsabzuges“ ein Bild zu machen, wird es zweckmäßig sein, schon an dieser Stelle das Beschleunigungsdiagramm (welches mit Unrecht oft als für die Schwungradberechnung vorwiegend maßgeblich angesehen wird) aufzutragen und mit dem Dampfüberdruckdiagramm zusammenzusetzen.

53. Die Beschleunigung des Kolbens ist bekanntlich für endliche Stangenlänge

$$b = \frac{v^2}{R} (\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2 \alpha).$$

Das positive Zeichen gilt, wenn die Winkel von der Deckelotlage aus gezählt werden, das negative, wenn sie von der Kurbelotlage aus gezählt werden und in beiden Fällen die Beschleunigung in der Richtung vom Kolben nach der Kurbel als positive gerechnet wird. Im vorliegenden Falle ist

$$v = \frac{\pi s 130}{60} = \frac{\pi 0,6 130}{60} = 4,08; \quad v^2 = 16,7; \quad \frac{v^2}{R} = \frac{16,7}{0,3} = 55,7 \text{ m/sec}^2.$$

Bezeichnet man $\frac{R}{L}$ mit λ und $\frac{v^2}{R}$ mit b_0 (gleich der Beschleunigung, welche in den Totlagen bei $\lambda = \frac{1}{\infty}$ eintritt), so ist für endliche Stangenlänge

$$b = b_0 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2 \alpha).$$

Mit $\lambda = 1/5 = 0,2$ wird, wenn man von der Deckeltotlage ausgeht,
 für $\alpha = 0$, $b_{\max} = 55,7 (1 + 0,2 \cdot 1) = 55,7 \cdot 1,2 = 66,8$,
 für $\alpha = 180$, $b_{\min} = 55,7 (-1 + 0,2 \cos 360)$
 $= 55,7 (-1 + 0,2 \cdot 1) = -55,7 \cdot 0,8 = -44,5$.

Die gesamte beschleunigende Kraft ist

$$Q = \frac{G}{g} b = \frac{G}{g} b_0 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2 \alpha)$$

und die erforderliche beschleunigende Kraft pro Quadratcentimeter Kolbenfläche

$$q = \frac{1}{g} \frac{G}{F} b, \text{ und wenn man setzt } q_0 \equiv \frac{1}{g} \frac{G}{F} b_0, \text{ so ist}$$

$$q = q_0 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2 \alpha).$$

54. Maschinenfabriken werden aus ihrer bisherigen Fabrikation auf Grund von Nachwägungen bereits ausgeführter Triebwerksteile über Unterlagen verfügen, welche G/F genauer für die ausgeführten Sondern typen abzuschätzen gestatten, als das mit einer einfachen Formel, die doch nur einer sehr rohen Schätzung dienen kann, möglich ist.

Für die schulmäßige Behandlung werden, da die Gewichte erst nach vollständiger Durcharbeitung des Triebwerkes berechnet werden können und die Berechnung dann noch sehr umständlich ist, Faustregeln benutzt werden müssen, wie sie von Radinger auf Grund einer vor langer Zeit bei Dampfmaschinenfirmen veranstalteten Umfrage über Gewichte von Triebwerksteilen aufgestellt wurden. Diese Werte sind heute nicht mehr recht zeitgemäß und passen vor allem sehr wenig für Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen. Der Verfasser hat daher nach einer allerdings noch ziemlich beschränkten Zahl ihm bekannt gewordener Gewichtswerte eine neue Regel für den Schulgebrauch, und wenn genauere Sonderunterlagen fehlen, auch für den praktischen Gebrauch aufgestellt. Die Formeln sind möglichst einfach gebildet und enthalten z. B. den für das Gestängegewicht immerhin bedeutsamen Hub nicht, weil dieser bei den üblichen Kolbengeschwindigkeiten durch die Tourenzahl einigermassen zum Ausdruck kommt. Es kann gesetzt werden

$$G = a F + e \frac{N_i}{n}; \quad \frac{G}{F} = a + \frac{e}{n} \frac{N_i}{F}. \quad (6)$$

Hierin bedeutet N_i die indizierte Normalleistung der Maschine (bei mehrzylindrigen Verbundmaschinen die der ganzen Maschine, nicht der einzelnen Zylinder), F die Kolbenfläche der einzelnen Zylinder, G das Gewicht der hin und her gehenden Teile der einzelnen Zylinder, n die Tourenzahl.

Für a und e sind die nachstehenden Werte einzusetzen:

	a	e
für Einzylindermaschinen	0,08	300
für zweikurbelige Verbundmaschinen	0,06	$\frac{1}{2} \cdot 280 = 140$
für dreikurbelige Verbundmaschinen	0,05	$\frac{1}{3} \cdot 240 = 80$
für einkurbelige Verbundmaschinen (Tandem) 0,1 bis 1,2		360

Bei Tandemmaschinen ist das Gewicht des ganzen Triebwerkes auf den Niederdruckkolben allein bezogen.

Die Werte setzen gußeiserne Kolben, Stahlgußkreuzköpfe und nicht zu schwer konstruiertes Gestänge voraus.

Triebwerke von Lokomotiven sind 20 bis 30 Prozent leichter, die von Schiffsmaschinen meist nur halb so schwer und noch leichter.

55. Im vorliegenden Falle ist

$$\frac{G}{F} = 0,08 + 300 \frac{110}{130 \cdot 1385} = 0,2633 \sim 0,26 \text{ kg/qcm.}$$

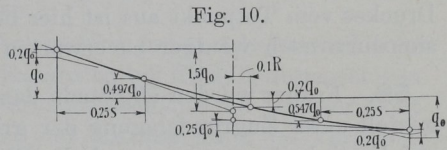
Wenn die Kondensatorluftpumpe von der verlängerten Kolbenstange aus angetrieben wird, mag man noch 0,01 bis 0,02 zuschlagen; wenn sie, wie hier beabsichtigt ist, vom Kurbelzapfen in anderer Triebrichtung angetrieben wird, kommt ihr Massenwiderstand für das Hauptgestänge überhaupt nicht in Betracht, für die Schwungradermittlung kommt er mit Phasenverschiebung gegen die Massenwiderstände des Haupttriebwerkes zur Wirkung.

Mit $\frac{G}{F} = 0,26$ wird $q_0 = \frac{1}{9,81} 0,26 \cdot 55,7 = 1,47 \text{ Atm.}$

$q_{\max} = 1,2 q_0 = 1,77 \text{ Atm.}, q_{\min} = -0,8 q_0 = 1,18 \text{ Atm.}$

56. Man trage nun die q-Kurve im Atmosphärenmaßstab des Dampfdiagramms auf, wofür außer den Endpunkten noch die in der Fig. 10 für $\lambda = \frac{1}{5}$ angegebenen drei Zwischenpunkte und beiden Endtangente genügen werden.

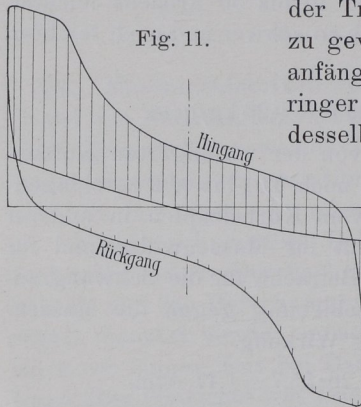
Das statische Überdruckdiagramm (Fig. 9) trage man dann in gewohnter Weise von einer geraden Nulllinie aus ab und setze es mit der Massendruckkurve zusammen (Fig. 11). Die Ordinaten von der Massendrucklinie bis zur statischen Überdrucklinie stellen dann die am Ende des Triebwerkes auftretenden axialen Triebwerkskräfte dar.¹⁾



¹⁾ Bei stehenden Maschinen ist noch die Gewichtswirkung der auf und nieder gehenden Triebwerksteile zu berücksichtigen, welche beim Niedergang im Sinne der Triebkräfte, beim Aufgange denselben entgegen wirken. Bei einem Gewicht von 0,26 kg pro Quadratcentimeter Kolbenfläche sind demnach für den Niedergang 0,26 Atm. zuzuzählen, für den Aufgang 0,26 Atm. abzuziehen. Verschieben der Massendrucklinie um 0,26 Atm.

57. Die Anfangstriebkräfte sind bei Berücksichtigung der Beschleunigung erheblich geringer wie die statischen. Für den Hingang beträgt im vorliegenden Falle die Anfangstriebkraft, entsprechend einem sich nach Ausmaß im Diagramm ergebenden spezifischen Druck von 5,38 Atm., $P_1 = 5,38 \cdot 1385 = 7450$ kg gegenüber der für die Triebwerksberechnung zugrunde gelegten Maximalkraft von 9400 kg.

Wenn die Admissionslinie horizontal verlief, würde freilich die Triebkraft wegen des abnehmenden Beschleunigungswiderstandes etwas wachsen. Da indes die Admissionslinie bei Einzylindermaschinen stets ziemlich stark abfällt, ist im allgemeinen ein Zunehmen der Triebkraft über den Totpunktwert nicht zu gewärtigen. Für den Rückgang ist der anfängliche Beschleunigungswiderstand geringer und daher der unter Berücksichtigung desselben gefundene Anfangstriebdruck größer



wie für den Hingang; doch tritt ein teilweiser Ausgleich dadurch ein, daß die wirksame Kolbenfläche der Kurbelseite um den Kolbenstangenquerschnitt kleiner ist wie diejenige der Deckelseite, wenn die Kolbenstange nur einseitig ausgeführt ist. Immerhin ergibt sich im vorliegenden Falle mit dem später gefundenen Kolbenstangen-

querschnitt von 44 qcm der Anfangstriebdruck für den Rückgang $= (1385 - 44) \cdot 7,14 = 9575$ kg statisch gerechnet und $(1385 - 44) \cdot 5,96 = 7993$ kg mit Beschleunigungsabzug gerechnet. Ein Ansteigen des Druckes vom Totpunkt aus ist hier bei nur etwas abfallender Admissionslinie noch weniger zu erwarten wie für den Hingang.

58. Früher wurden allgemein das Triebwerk und das Maschinen-gestell unter Zugrundelegung der größten statischen Triebkräfte auf Festigkeit gerechnet und die Wirkungen der Beschleunigungen nur dann berücksichtigt, wenn das Zusammenwirken mit den statischen Kräften eine größere Maximalkraft lieferte wie die statisch gerechnete Anfangskraft, was bei Niederdruckzylindern schnelllaufender Verbundmaschinen auf der zweiten Hälfte des Hubes häufig eintritt.

Für Einzylindermaschinen und Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen wird die Einführung der statischen Maximalkraft als Grundlage für die Festigkeitsrechnungen stets der Einführung eines Sicherheitszuschlages zu den betriebsmäßig auftretenden Kräften

gleichkommen, der um so größer ist, je größer die Beschleunigungen sind, deren entlastende Wirkung dabei außer acht bleibt.

Wie weit es berechtigt ist, den Beschleunigungsabzug ganz oder teilweise zu machen, soll in den nächsten Artikeln besprochen werden; hier soll nur festgestellt werden, daß die oben empfohlene Zugrundelegung des mittleren Admissionsdruckes p an Stelle des Anfangsadmissionsdruckes p' für die Triebwerkskraft gleichbedeutend ist mit der Einführung eines kleinen Bruchteils des Beschleunigungsabzuges (Art. 66).

Die empfohlene Rechnungsweise wird bei Einzylindermaschinen und Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen ohne Gefährdung des Triebwerkes in normalen Fällen stets anwendbar sein und hat neben der sachlichen Begründung den Vorzug, die Unsicherheit in der Größe der Drosselung auszuschalten (Art. 37).

Wenn man sich für normale Fälle grundsätzlich zu der angegebenen Rechnungsweise entschließt, wird die Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse an dieser Stelle unterbleiben und auf später verschoben werden können, oder es wird doch genügen, q_0 zu bestimmen, die Beschleunigungslinie danach freihändig auf Pauspapier aufzutragen und über das Dampfdiagramm zu legen, um sich zu überzeugen, daß keine ungewöhnlichen Verhältnisse vorliegen, welche die Rechnungsweise untunlich erscheinen lassen.

59. In neuerer Zeit hat man sich berechtigt gehalten, bei Einzylindermaschinen mit hohem Admissionsdruck und weitgetriebener Expansion den Beschleunigungsabzug voll oder doch mit einem großen Bruchteil in die Festigkeitsrechnungen des Triebwerkes und Maschinengestells einzuführen.

Bekanntlich stellt sich der Anwendung hoher Admissionsdrucke und gleichzeitig weitgetriebener Expansion bei Einzylindermaschinen in viel höherem Grade wie bei Verbundmaschinen die Schwierigkeit entgegen, daß, statisch gerechnet, der Maximaldruck im Vergleich zu dem die Leistungsfähigkeit der Maschine bestimmenden mittleren indizierten Druck sehr groß ist und daher das Triebwerk und das Maschinengestell im Vergleich zur Leistungsfähigkeit der Maschine sehr schwer ausfällt. Deshalb wendet man bei Einzylindermaschinen im allgemeinen keine so hohen Admissionsdrucke und so weitgehende Expansionsgrade an wie bei Verbundmaschinen und wählt auch für Einzylindermaschinen verschiedener Bauart den mittleren indizierten Druck und die Expansionsenddrucke für die Normalleistung um so höher, je höher der Admissionsdruck gewählt ist. Dadurch wird

das Mißverhältnis zwischen Leistungsfähigkeit und Triebwerksstärke zwar gemildert, aber auf den dampfökonomischen Vorteil entweder hoher Admissionsdrucke oder weitgetriebener Expansion verzichtet (vgl. hierüber u. a. Führer 32, $9 \div 12$).

Wenn bei schnelllaufenden Einzylindermaschinen q_0 einen bedeutenden Teil des Admissionsdruckes ausmacht (z. B. 40 bis 60 Prozent), so tritt eine starke Vergleichmäßigung der Triebwerkskräfte durch die Beschleunigungskräfte ein, deren Berücksichtigung bei der Triebwerksbemessung auch bei hohen Admissionsdruckten das Mißverhältnis zwischen Maximalkraft und mittlerer Kraft beseitigt und das Verhältnis auf ein Maß herabbringt, welches sonst bei gleich hohen Admissionsdruckten nur bei Tandemmaschinen erreicht wird.

60. Durchaus mit Unrecht ist die Zulässigkeit hoher Admissionsdrucke und die Einführung des Beschleunigungsabzuges in neuerer Zeit wiederholt als eine Besonderheit der sogenannten Gleichstromdampfmaschine hingestellt. Sie gilt in gleichem Maße und mit gleichen Einschränkungen für alle Einzylindermaschinen. Wenn man bisher in der Regel den Beschleunigungsabzug nicht machte, so geschah es wohl in der Erwägung, daß je höher die Tourenzahl, desto größer auch die Gefahr des Auftretens von Stößen ist und der durch Zugrundelegung des statischen Maximaldruckes an Stelle des wirklich auftretenden gemachte Sicherheitszuschlag um so größer ist, je höher die Tourenzahl und die Stärke der durch hohe Tourenzahl veranlaßten Stöße ist. Es mag dahingestellt bleiben, wie weit durch dieses einfache Verfahren bei großen Beschleunigungen gerade Vorsicht und Gefahr in das richtige Verhältnis gebracht sind. Es scheint demgegenüber doch wohl zulässig, wenigstens einen namhaften Bruchteil der Beschleunigungskräfte für die Entlastung des Triebwerkes von den hohen Anfangsdruckten in Ansatz zu bringen, wenn die Maschine betriebsmäßig stets mit der vollen Tourenzahl läuft.

61. Der Einwand, daß beim Anlassen der Maschine die Beschleunigungskräfte des Hin- und Herganges zunächst nicht vorhanden sind und sich erst nach und nach, langsam steigend einstellen, ist bei solchen Maschinen, welche nicht unter Last zu gehen brauchen, nicht belangreich, da das Anlassen mit gedrosseltem Dampf bewirkt werden kann und die dabei nötige Vorsicht von jedem einigermaßen tüchtigen Maschinisten erwartet werden kann, um so mehr, als das Anfahren mit stark gedrosseltem Dampf auch aus anderen Gründen bei Maschinen mit Fliehkraftregler allgemein üblich ist, indem der

Regler erst, wenn die Maschine nahezu ihre volle Tourenzahl erreicht hat, sich von seiner unteren oder inneren Hubbegrenzung abzuheben beginnt und bis dahin größte Füllung gibt.

62. Ganz anders liegen die Verhältnisse bei Maschinen, die betriebsmäßig längere Zeit mit verminderter Tourenzahl laufen (Lokomotiven auf Steigungen oder bei Verwendung für schwerere Züge als solche, für welche sie in erster Linie bestimmt sind) oder welche unter starker Last angehen müssen (Lokomotiven, Reversierwalzenzugmaschinen, Fördermaschinen). Hier ist es durchaus unstatthaft, die bei voller Tourenzahl durch die Beschleunigungen eintretende Entlastung des Triebwerkes von den hohen statischen Anfangsdrücken bei der Triebwerksberechnung in Ansatz zu bringen.

Man darf dabei nicht einwenden, daß praktische Ausführungen von Lokomotiven und Reversierwalzenzugmaschinen sehr schwache Triebwerksabmessungen aufweisen und die Praxis, ohne daß sich Schwierigkeiten ergeben hätten, den Entlastungsabzug zu machen scheine. Die Gründe, welche bei diesen Maschinenarten auf knappe Triebwerksabmessungen führen, sind ganz anderer Art, und es würde bei Abwägungen über die Zweckmäßigkeit des einen oder anderen Systems (Zwilling oder Zwilling-Tandem, Drilling oder Drilling-Tandem, Lokomotiv-Vierling oder Doppelverbund mit paarweise gegenläufigen Kolben) ein ganz unrichtiger Vergleichsmaßstab für die Triebwerksberechnung benutzt werden, wenn man bei solchen Maschinen den aus der vollen Tourenzahl ermittelten Entlastungsabzug gestattete.

63. Diese Erwägungen und Gesichtspunkte sind zum großen Teil selbstverständlich, mußten jedoch nochmals hervorgehoben werden, weil sie gerade in neuerer Zeit bei Propagierung des sogenannten Gleichstromsystems unterdrückt und verwischt wurden.

64. Vielfach wird bei Einführung der entlastenden Wirkungen der Anfangsbeschleunigungen in die Triebwerksberechnung ein anderer Umstand übersehen, welcher auch bei Maschinen mit dauernd voller Betriebstourenzahl Geltung hat. An den Zwischenkraftpunkten (Kolbenbefestigung, Kreuzkopfbefestigung, Kreuzkopfgelenk) kommt nicht die Masse der ganzen hin und her gehenden Teile zur Wirkung, sondern nur der Teil, welcher zwischen Dampfdruckstelle und dem in Frage stehenden Getriebeteil liegt.

Bei einer ähnlichen Maschine verteilte sich das Gewicht der hin und her gehenden Teile wie folgt auf die einzelnen Glieder:

Kolben 75 kg, Kolbenstange mit Mutter und Keil 55 kg, Kreuzkopf 102 kg, Schubstange 205 kg. Rechnet man die Schubstange mit $\frac{3}{5}$, d. h. mit 123 kg, zu den hin und her gehenden Teilen, so beträgt das Gewicht der hin und her gehenden Teile $75 + 55 + 102 + 123 = 355$ kg. Nimmt man an, daß bei der hier zu berechnenden Maschine die Gewichte sich in gleichem Verhältnis verteilen, und nimmt in der gleichen Reihenfolge wie oben die Einzelgewichte $= G_1, G_2, G_3, G_4$, so wird

$$\begin{aligned} \frac{G_1}{F} &= 0,26 \frac{75}{355} = 0,055; & \frac{G_2}{F} &= 0,26 \frac{55}{355} = 0,040; \\ \frac{G_3}{F} &= 0,26 \frac{102}{355} = 0,075; & \frac{G_4}{F} &= 0,26 \frac{123}{355} = 0,090. \\ \frac{G_1 + G_2 + G_3 + G_4}{F} &= 0,26. \end{aligned}$$

Für die Kreuzkopfbefestigung z. B. ist $\frac{G_1 + G_2}{F}$ wirksam, und für die Beschleunigungskurve mit $0,055 + 0,040 = 0,095$ kg/qem in Rechnung zu stellen.

In Fig. 12 sind die Kurven der Beschleunigungskräfte für die verschiedenen Punkte des Triebwerkes aufgetragen, und zwar der Deutlichkeit halber für eine Maschine mit größeren Beschleunigungen (Maschine mit gekröpfter Welle, kürzerem Hub und größerer Tourenzahl). Es gilt die Kurve 1 für die Kolbenbefestigung, 2 für die Kreuzkopfbefestigung, 3 für den Kreuzkopfpapfen und anschließenden Pleuelstangenkopf, 4 für die Kurbel und Kurbelwelle und später für die Schwungradberechnung.

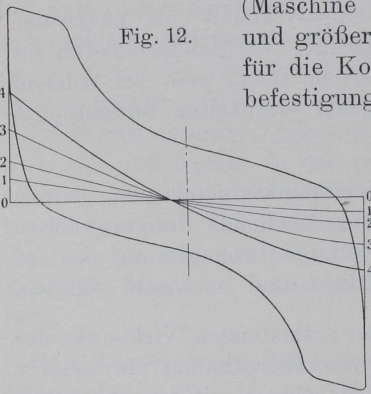


Fig. 12.

65. Für die Beurteilung der im Gestell der Maschine bei Berücksichtigung der Beschleunigungen auftretenden Kräfte bedarf es einer besonderen Überlegung, welche die Art der Verbindung des Gestells

mit dem Fundament in Betracht zieht. Wenn die Hauptverbindung am Kurbellager liegt und die Maschine im übrigen auf mehr oder weniger elastischen Gestellstützen und Gleitlagern ruht oder (wie alle stehenden Maschinen) ganz frei beweglich ist, so kommen für das Gestell und die Zylinder die statischen Kräfte auf die Deckel zur Wirkung. Wenn dagegen der Zylinder festgelegt und das mit dem Zylinder direkt verbundene Kurbellager gleitend angeordnet ist

(normale Anordnung von Lokomobilen), so kommen für das Gestell die aus statischen und Beschleunigungs-Kräften zusammengesetzten Kräfte zur Geltung. Allgemein gesagt: bei beliebig liegender Befestigungsstelle wirken zwischen Befestigungsstelle und Zylinderdeckel die statischen Kräfte (Grundlinie 0 in Fig. 12), zwischen Befestigungsstelle und Kurbellager die zusammengesetzten Kräfte (Grundlinie 4). Bei der üblichen Befestigungsart (Hauptverankerung am Kurbellager) darf daher die entlastende Wirkung der Beschleunigungen auf die großen Anfangskräfte nicht in Ansatz gebracht werden.

Auf die Bedeutung der Befestigungsstelle für die Kraftwirkungen im Gestell ist m. W. bisher noch nicht hingewiesen worden.

66. Wie weit die entlastende Wirkung der Beschleunigungen bei den Festigkeitsrechnungen des Triebwerkes in Ansatz zu bringen ist, muß dem verantwortlichen Ermessen des Konstrukteurs überlassen bleiben. Wenn das Verhältnis vom statischen Anfangsdruck zum mittleren Druck der Normalleistung nicht wesentlich größer wie etwa 2,5 ist, wird man im allgemeinen die entlastende Wirkung nicht in Rechnung stellen oder doch nur so weit berücksichtigen, als dies auch im Interesse anderer Vereinfachungen der Rechnung in Art. 37 empfohlen wurde. Bei Verbundmaschinen allgemein und bei Einzylindermaschinen mit verhältnismäßig geringem Admissionsdruck wird hiernach in der Regel von der Einführung des Beschleunigungsabzuges abzusehen sein; bei Einzylindermaschinen mit hohem Admissionsdruck, ferner bei Gas- und Ölmaschinen kann es angezeigt erscheinen, wenigstens einen größeren Bruchteil der durch die Beschleunigung herbeigeführten Triebwerksentlastung in die Festigkeitsrechnungen einzuführen, stets natürlich unter Berücksichtigung der in Art. 62 ÷ 65 hervorgehobenen Einschränkungen.

Wenn durch die Beschleunigungen (oder Verzögerungen) eine Vergrößerung der Triebwerkskräfte bedingt ist, sind sie in allen Fällen in Rücksicht zu ziehen (Art. 58 Abs. 1).

67. Was vorstehend über die Außerachtlassung der vergleichmäßigen Wirkung der Beschleunigungen gesagt ist, gilt lediglich für die Festigkeitsrechnungen; für die Laufflächenberechnung ist, sobald die Rücksicht auf Erwärmung bei der Bemessung der Laufflächen Schwierigkeiten macht, die durch die Beschleunigungen herbeigeführte Verteilung der Kräfte der Berechnung zugrunde zu legen, und zwar auch dann die bei voller Tourenzahl auftretenden Verteilung, wenn die Maschinen zeitweise betriebsmäßig mit ver-

minderter Tourenzahl laufen, weil die Gefahr übermäßiger Erwärmung bei geringerer Tourenzahl kleiner ist. Die Notwendigkeit, die durch die Beschleunigungen hervorgerufene Verschiebung in den Kräften zu berücksichtigen, tritt besonders für gekröpfte Wellen schnelllaufender Maschinen hervor. Näheres hierüber im Anhang IV.

Berechnung der Teile des Hauptgetriebes.

Vorbemerkungen.

68. Man ist oft genötigt, bei Festigkeitsrechnungen, die zur Ermittlung der erforderlichen Abmessungen dienen, vorläufige Schätzungen über die Länge der Biegungshebelarme vorzunehmen sowie vereinfachende Voraussetzungen über die Kraftwirkungen zu machen. Die mit diesen vorläufigen Annahmen durchgeführte Festigkeitsrechnung wird dann zu neuen Abmessungen und Hebelarmlängen führen, die von den ersteren mehr oder weniger abweichen. Eine nochmalige Nachrechnung mit den neuen Abmessungen wird dann in der Regel schon das endgültige Resultat liefern. Die zweite Rechnung wird am besten in einer Nachrechnung der auftretenden Spannung und Flächendrucke für die auf Grund der ersten Rechnung schätzungsweise neu und schon abgerundet zu wählenden Dimensionen bestehen.

Im Nachfolgenden ist diese Nachrechnung der Kürze halber oft weggelassen, ohne daß dieselbe damit als überflüssig bezeichnet werden soll. Es wird vielmehr bei wichtigeren Teilen die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre empfohlen. Wenn bei den ersten Annahmen durch Einführung gedachter Gelenke u. dgl. ein statisch unbestimmtes System für die Berechnung zu einem statisch bestimmten gemacht war, wird die letzte Nachrechnung der auftretenden Spannungen unter Zugrundelegung der wirklichen Formen und Verbindungen als statisch unbestimmtes System auszuführen sein, wobei freilich oft auch gewisse Willkürlichkeiten in den Annahmen über die Lastverteilung oder die Starrheit der Unterstützungen nicht vermieden werden können.

69. Die ersten rohen Annahmen werden, selbst wenn sie von den wirklichen Verhältnissen ziemlich stark abweichen, doch schon zu ganz brauchbaren Resultaten führen, wenn die zugrunde gelegten Flächendrucke und Beanspruchungen aus bewährten ausgeführten oder aus ähnlichen, exakt berechneten Konstruktionsteilen mit den gleichen rohen Annahmen rückwärts errechnet wurden. Es würde z. B. fehlerhaft sein, wenn man die Materialbeanspruchung eines