

I. Wirkung der hin- und hergehenden
Massen in den Dampfmaschinen.

Wirkung der hin- und hergehenden Massen.

Wenn der Kolben einer Dampfmaschine oder eines andern Kurbelmechanismus an einem der todtten Punkte steht, so ist seine Geschwindigkeit Null, und während er die erste Hälfte eines Hubes durchläuft, steigt seine Geschwindigkeit bis zur Umfangsgeschwindigkeit w der Kurbel. Um nun in der Masse des Kolbens, der Kolbenstange, des Kreuzkopfes, der Führungen und der Schubstange diese Geschwindigkeitsänderungen zu erzeugen, ist eine Arbeit von der Größe $\frac{1}{2} M w^2$ nöthig, welche an irgend einer Angriffsfläche dieser Massen erbracht werden muss. Wirkt nun Dampf als treibende Kraft, so wird in der ersten Hälfte des Laufes nicht die ganze Arbeit, welche auf der einen Kolbenseite auftritt, nicht der ganze Dampfdruck durch das Gestänge geleitet und an die Kurbel abgegeben, sondern nur jener Theil, welcher nach Abzug für die Beschleunigung der Massen übrig bleibt*).

Nachdem aber in der zweiten Hälfte des Schubes der Zwang der Kurbelbewegung die Geschwindigkeit der Gestängsmassen verzögert und endlich zur Grenze Null bringt, so werden die Massen jene Arbeit, welche sie früher ansammelten, und welche

*) Indem die Massen einer liegenden Maschine, wenn man von der Reibung absieht, unabhängig von der Schwerkraft wirken, so müsste man, um in ihnen eine Beschleunigung gleich der Beschleunigung der Schwere wachzurufen, auf sie einen (Dampf-) Druck leiten, welcher auf der gesammten Kolbenfläche einen Druck gleich dem Gewichte der Massen erzeugt. Für größere oder geringere Geschwindigkeit würde ein höherer oder niedrigerer (Dampf-) Druck hiefür beansprucht.

ihnen vermöge der Geschwindigkeit bei ihrem Eintritte in die zweite Hubhälfte innewohnt, nun wieder allmählig an die Kurbel abgeben, und zum Dampfdrucke, welcher jetzt voll übertragen wird, addirt sich noch der Druck der sich verzögernden Massen.

So wird bei jedem vollen Kolbenschub wohl die ganze Arbeit des Dampfes auf die Kurbel gelangen, jedoch nicht in dem Maß der Wirkung auf den Kolben, sondern nach einem ganz anderen, durch die bewegten Massen beeinflussten Gesetze.

Das Dampfdruck-, das Indicator-Diagramm ist daher wohl seiner Gesamtgröße, nicht aber seiner Flächenvertheilung nach ein Bild der in die Kurbel geleiteten Arbeit.

Nur in einem einzigen Punkte (ungefähr in der Mitte des Laufes) empfängt der Kurbelzapfen den Dampfdruck auf den Kolben in ungestörter Größe als Horizontaldruck.

Die Gleichmäßigkeit des Ganges der Maschine wird aber dadurch erreicht, dass die Tangentialdrücke auf den Kurbelzapfen in dessen verschiedenen Stellungen möglichst wenig von einander abweichen. Man wird also bei den hochexpandirenden Maschinen in dem Ansammeln eines Theiles der Hochdruckarbeit in schnell bewegten Massen während der ersten Hälfte des Kolbenlaufes und durch Zugabe dieser Arbeit während der Expansionsperiode das Mittel erkennen, einen hohen Gleichgang der Maschine zu erreichen, trotzdem auf ihren Kolben stark veränderliche Dampfdrücke einwirken.

Andernthails wäre aber auch der Fall denkbar, dass der bei Beginn des Kolbenlaufes vorhandene Dampfdruck nicht genügt, um die Massen des Gestänges mit jener Geschwindigkeit in Gang zu setzen, welche die Berührung mit der vor ihnen einhereilenden Kurbel andauernd sichert. Dann müsste die Kurbel selber noch diese Massen in ihrem Anhub unterstützen, und derselben eine Arbeit leihen, welche sie später, gegen das Hubende zu, allerdings wieder zurückerhält. Der hiedurch veranlasste

Wechsel von Zug und Druck im Gestänge hätte aber unausweichlich das Auftreten von Stößen im Gefolge, so dass jene Geschwindigkeit, bei welcher der Dampfdruck noch gerade genügt, um die Kolben- und Gestängsmassen der eilenden Kurbel nachzusenden, als eine Grenzgeschwindigkeit für stoßfreien Gang erscheinen wird.

Derart werden die hin- und hergehenden Massen der Dampfmaschinen, verschiedene, von ihrer Größe und ihrer Arbeitsgeschwindigkeit abhängige Wirkungen erzeugen, welche insbesondere dann wohl beachtet werden müssen, wenn die Geschwindigkeit niedere Grenzen übersteigt.

Diese Masse würde sich in Folge des Beharrungsbestrebens in jedem Augenblicke nach der Tangente vom Kreise entfernen, wenn sie nicht durch einen geweckten und radial wirkenden Widerstand, Centripetalkraft genannt, F bezeichnet, daran gehindert würde.

In der Zeit, während die Kurbel von der todten Lage AO (Fig. 1) ausgehend den Winkel ω durchläuft, gelangt nun die Masse, welche nach ihrem Beharrungsbestreben nach der Richtung AX , und im Sinne der Centripetalkraft gegen O geführt werden will, von A nach B , d. h. sie hat im Sinne der Horizontalcomponenten der radial wirkenden constanten Centripetalkraft den Weg

$$s = AC = (r - r \cos \omega) (1)$$

zurückgelegt, und in deren Sinne dabei die örtliche Geschwindigkeit

$$v = w \sin \omega$$

erlangt, wenn w die Umfangsgeschwindigkeit bedeutet.

Nun ist aber in Wirklichkeit jene Masse nicht im Kurbelzapfen angehäuft, sondern im Kolben, den Stangen etc. vertheilt. Da diese Massen aber nicht vom Kurbelzapfen mitgeschleppt werden, sondern im Gegentheile einen Druck auf ihn übertragen sollen, so muss ein Theil des vorhandenen Dampfdruckes, der auf der arbeitenden Kolbenseite wirkt, zur Erzeugung jener Geschwindigkeit in der hingehenden Masse verwendet werden, vermöge welcher dieselbe der Kurbel treibend folgt. Das heißt: während der Zeit, als die Kurbel den Winkel ω durchheilt, hat der Kolben etc. den Weg $s = (r - r \cos \omega)$ durch einen Dampfdruck geführt zu werden, und muss bis dahin gleichfalls die Geschwindigkeit $v = w \sin \omega$ erlangt haben.

Wenn aber zwei gleiche Massen durch zwei constante Kräfte in gleichen Zeiten von gleichen Anfangsgeschwindigkeiten (Null) aus, nach gleichem Gesetze bewegt werden, so sind die bewegenden Kräfte selbst einander gleich.

Derjenige Theil des Dampfdruckes, welcher in der ersten Hälfte des Kolbenlaufes zur Beschleunigung der bewegten Massen verwendet wird (er soll der Beschleunigungsdruck genannt und mit Q bezeichnet sein), ist daher in jeder einzelnen Kolbenlage der Horizontalcomponente für die zugehörige Kurbelstellung jener Centrifugalkraft F gleich, welche diese Massen üben würden, wenn sie im kreisenden Kurbelzapfen concentrirt wären.

Indem aber diese Horizontalcomponente ($F \cos \omega$) mit dem wachsenden Neigungswinkel der Kurbel kleiner und kleiner wird, so folgt, dass im gleichen Maß der auf Beschleunigung verwendete Theil des Dampfdruckes abnimmt, je mehr sich die Kurbel ihrer 90 gradigen Stellung, d. i. je mehr sich der Kolben der Mitte seines Laufes nähert.

Wir müssen daher die Massen in der ersten Weghälfte durch einen andauernden Druck von abnehmender Intensität bewegt erkennen, dessen Arbeit in ihnen vorläufig angesammelt und welcher daher, wenn am Kolben wirkend, nicht auf die Kurbel hinausgetragen wird.

Das Gesetz der Veränderung dieses Druckes, welche diese ungleichförmig beschleunigte Bewegung erzeugt, soll nun hier auf elementarem Wege [aufgestellt werden, während die strenge Ableitung unter Mitberücksichtigung der endlichen Schubstangenlängen rückwärts im Anhang I erscheint.

In den Ableitungen über den Einfluss der endlichen Stangenlänge auf die Beschleunigungsdrücke wurde eine vereinfachende Annahme gemacht, deren Zulässigkeit dort unter der Aufschrift „Das Fehlerglied“ erwiesen wird. Für alle Schubstangenlängen, welche bei schnellgehenden Dampfmaschinen vorkommen, d. i. $L = 4, 5$ bis 6 Kurbellängen r ist der Fehler gänzlich verschwindend.

1. Schubstange unendlich lang.

Bezeichnet

 P das Gewicht der hin- und hergehenden Massen in Kilogramm; r den Kurbelhalbmesser; $l = 2r$ die Länge des Kolbenschubes in Meter; n die Zahl der Umdrehungen per Minute; $v = \frac{2ln}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit per Secunde; $w = \frac{2.r.\pi.n}{60}$ die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis
in Meter; f die Fläche des Kolbens in Quadratcentimeter; Q den gesammten Beschleunigungsdruck; $q = \frac{Q}{f}$ den per Flächeneinheit des Kolbens entfallenden Betrag
der zur Geschwindigkeitsänderung der Massen nöthigen
Kraft (Kilogramme per Quadratecentimeter); q_1 diesen Druck am todten Punkte; ω^0 den jeweiligen Neigungswinkel der Kurbel gegen die An-
fangsstellung am todten Punkte.

Der Beschleunigungsdruck ist stets der Horizontalcomponente der Centripetalkraft für die zugehörige Neigung des Kurbelarmes gleich.

$$Q = F \cdot \cos \omega \dots \dots \dots (2)$$

Am todten Punkte ($\omega = 0^0$) ist diese Componente gleich der vollen Centripetal- gleich der Fliehkraft, d. h. jener Theil vom Gesammtdampfdruck auf den Kolben, welcher zu Beginn der Bewegung zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, ist gleich der Fliehkraft

$$Q_1 = F = \frac{P \cdot w^2}{g \cdot r}$$

Dieser Druck muss auf der ganzen Kolbenfläche geäußert werden. Daher entfällt von der Flächeneinheit der Druck

$$q_1 = \frac{F}{f} = \frac{1}{f} \cdot \frac{P \cdot \omega^2}{g \cdot r} \dots \dots \dots (3)$$

Am höchsten Punkte der Kurbel ($\omega = 90^\circ$) ist die Componente gleich Null, d. h. es wird gar kein Druck mehr zur Beschleunigung der Massen verzehrt, was sich auch ohne Weiteres erkennen lässt, indem Kolben etc. die gleiche Geschwindigkeit mit dem Kurbelzapfen erlangt haben; es wird also $q = 0$.

An einem mittleren Punkte ist jene Componente gleich der Centripetal- (Centrifugal-) Kraft, multiplicirt mit dem Cosinus des Neigungswinkels ω des Kurbelarmes gegen seine todte Lage, und es ist der von der Kolbenflächeneinheit beanspruchte Druck zur Beschleunigung

$$q = \frac{F}{f} \cos \omega \dots \dots \dots (4)$$

Der Weg s , welchen der Kolben bis dahin durchlaufen hat, ist laut Gleichung (1)

$$s = r(1 - \cos \omega) = \frac{l}{2}(1 - \cos \omega) \dots \dots (1)$$

woraus

$$\cos \omega = \left(1 - \frac{2s}{l}\right) \dots \dots \dots (\Lambda)$$

Verbindet man die Gleichungen 1 und 4, so erhält man

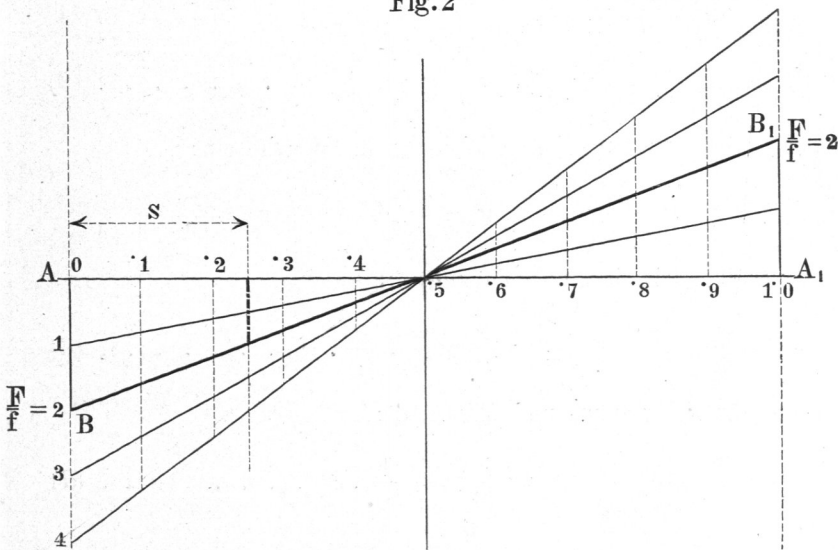
$$q = \frac{F}{f} \left(1 - \frac{2s}{l}\right) \dots \dots \dots (5)$$

die Gleichung einer Geraden von der Form $y = a + bx$ indem nur q und s veränderlich sind.

Daraus folgt, dass sich die Beschleunigungsdrucke q als Ordinaten einer geraden Linie darstellen, deren Abscissen s den Entfernungen des Kolbens von seinem todten Punkte entsprechen. Die Gerade schneidet die Abscissenachse im Punkte $s = \frac{1}{2}l$, indem für diesen Werth der Betrag $q = 0$ wird.

Wird s größer als $\frac{1}{2} l$, d. h. passiert der Kolben seinen halben Lauf, so ändert q sein Zeichen, was ohne Weiteres klar wird, wenn man bedenkt, dass nun die Geschwindigkeit der Massen abnimmt, und sie der gezwungenen Bewegung halber die in ihnen aufgespeicherte Arbeit an den verzögernden Kurbelzapfen abgeben. Und weil die Bewegung symmetrisch ist, so

Fig. 2



werden sie in der zweiten Hälfte des Hinganges den gleichen Druck nach vorwärts üben, welchen sie am entsprechenden Punkte früher aufnahmen.

Construiren wir nun die Linie der Beschleunigungsdrücke. Wir nehmen eine horizontale Abscissenachse (Fig. 2), tragen auf ihr die Länge des Kolbenhubes l auf und errichten an deren Enden Senkrechte, welche die Größen (für $s = 0$ und $s = l$ in Gleichung (5) $q_1 = \pm \frac{F}{f}$ haben müssen. Wir tragen aus einem

Grunde, der später klar wird, den positiven Werth links nach abwärts auf, und indem wir vorläufig beliebige Werthe für $\frac{F}{f}$ nach einem beliebigen Maßstabe, Kilogramme per Quadratcentimeter darstellend, annehmen, erhalten wir schiefe Linien, deren Ordinaten das Maß des Druckes geben, welcher nach Durchlaufung des zugehörigen Weges s von den bewegten Massen verlangt oder abgegeben wird*).

Allgemein ist nun:

$$q_1 = \frac{F}{f} = \frac{1}{f} \frac{P \cdot w^2}{g \cdot r} \dots \dots \dots (3)$$

Setzt man in diese Gleichung die Werthe ein:

$$l = 2r \quad w = \frac{2r \pi n}{60} \quad v = \frac{2l n}{60}$$

so ergibt sich als allgemein gültige Formel:

$$q_1 = \frac{F}{f} = \frac{\pi^2}{2g} \cdot \frac{P}{f \cdot l} \cdot v^2 \dots \dots \dots (6)$$

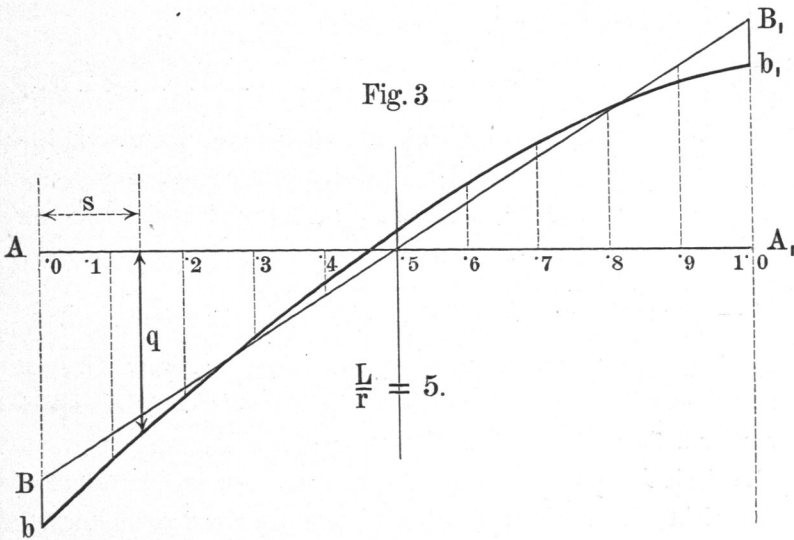
oder für Kilogramm- und Metermaß:

$$\frac{1}{2} \pi^2 = g \quad q_1 = \frac{F}{f} = \frac{1}{2} \frac{P}{f \cdot l} \cdot v^2 \dots \dots \dots (7)$$

*) $q_1 = \frac{F}{f} = 2$ gesetzt, würde also heißen: Unmittelbar am toten Punkte muss auf jeden Quadratcentimeter der Kolbenfläche ein Druck von 2 Kilogr. (2 Atm.) geübt werden, nur um ihn (und das Gestänge) der Kurbel nachzuschleudern. Wirken nun wirklich gerade 2 Atm. freier Dampfdruck auf den Kolben, so kommt davon zu Anfang kein Gramm auf den Kurbelzapfen, sondern aller Druck wird nur zur Inangsetzung der Massen verwendet. Der Kolben mit seinem Gestänge verhält sich in diesem Augenblicke wie ein Geschoss.

2. Schubstange von endlicher Länge.

Ist L die Länge der Schubstange, also $\frac{r}{L}$ das bekannte oder angenommene Verhältniss der Kurbelarm- zur Leitstangenlänge, so wird jener Theil des Dampfdruckes, welcher eben zur Beschleunigung der Massen verwendet wird, wenn die Kurbel unter dem



Winkel ω gegen ihre todte Lage geht, per Flächeneinheit gleich (Ableitung im Anhang I).

$$q = \frac{F}{f} \left(\cos \omega + \frac{r}{L} \cos 2\omega \right) \dots \dots \dots (4_1)$$

also an den todten Punkten und nach Einsetzung des Werthes für F

$$q_1 = \frac{F}{f} \left(1 \pm \frac{r}{L} \right) = \frac{P}{f} \left(1 \pm \frac{r}{L} \right) \frac{\omega^2}{g \cdot r} \dots \dots \dots (3_1)$$

wobei das obere Zeichen für den Hingang des Kolbens gegen das Kurbellager gilt*).

Das Einsetzen der Beziehungen für

$$l = 2r \quad w = \frac{2r\pi n}{60} \quad v = \frac{2ln}{60}$$

in Gleichung 3₁ ergibt die Werthe der Beschleunigungsdrücke für den Hubbeginn und das Hubende als allgemein gültig:

$$q_1 = \frac{\pi^2}{2g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) \frac{P}{f.l} \cdot v^2 \quad \dots \dots \dots (6_1)$$

und für Kilogramm- und Metermaß: $\sim 2 \pi^2 n^2 r^2 g$

$$q_1 = \frac{1}{2} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) \frac{P}{f.l} \cdot v^2 \quad \dots \dots \dots (7_1)$$

Die nach Gleichung (4₁) zu construierende Curve der Beschleunigungsdrücke weicht von der Geraden für unendliche Stangenlänge nicht unbeträchtlich ab, indem sie für den Hingang mit einer $\left(1 + \frac{r}{L}\right)$ mal größeren Ordinate beginnt und mit einer $\left(1 - \frac{r}{L}\right)$ mal kleineren schließt; auch schneidet sie die Horizontale beim Hingang vor, und beim Rückgang hinter der halben Länge des Laufes, d. h. der Beschleunigungsdruck wird schon vor der halben Hublänge gleich Null, was ganz klar vorliegt, wenn man bedenkt, dass dieser Punkt nahezu jenem im Kurbelkreise entspricht, in welchem die Pleuelstange tangirend zum Kurbelkreise steht.

Für den Rückgang sind die Verhältnisse verkehrt, d. h. die Curve beginnt mit kleinerer Ordinate und endet mit größerer als bei unendlicher Stangenlänge, und der Schnittpunkt mit der Horizontalen erfolgt erst nach der halben Hublänge.

*) Der Weg, welchen der Kolben beim Neigungswinkel ω der Kurbel zurückgelegt hat, ist laut Anhang I

$$s = r \left[1 - \cos \omega + \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin^2 \omega \right] \quad \dots \dots \dots (1_1)$$

Die Construction der Beschleunigungcurve für endliche Schubstangenlängen.

Diese Curve, deren Abscissen am Kolbenwege oder am Kurbelkreisdurchmesser erscheinen, während die Ordinaten q darauf senkrecht nach dem Druckmaßstab des Dampfdiagramms aufzutragen sind, kann nach der Gleichung (3₁)

$$q = \frac{F}{f} \left(\cos \omega + \frac{r}{L} \cos 2\omega \right)$$

auf folgende Arten leicht construirt werden:

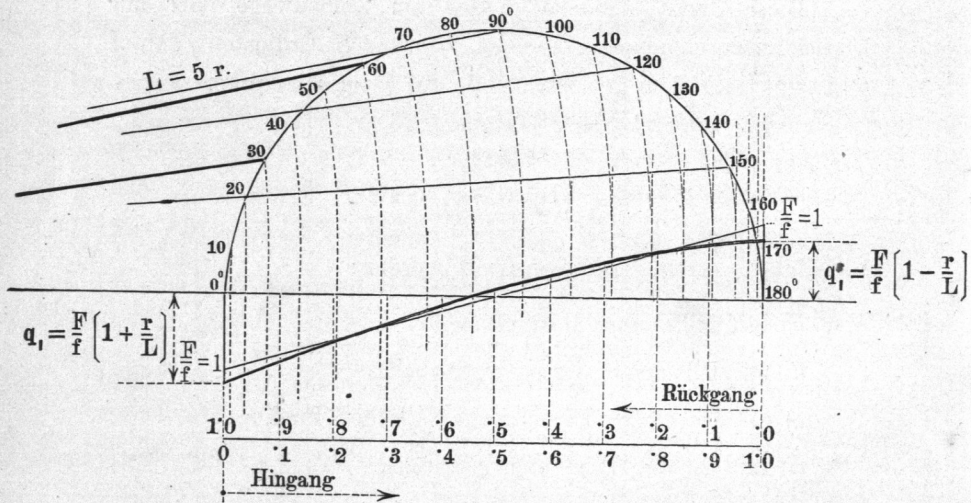
- a) Mit Hilfe einer Cosinustabelle,
- b) mit Hilfe einer Kolbenwegstabelle,
- c) mittelst einiger (7) charakteristischen Punkte,
- d) mittelst des Tangentenverfahrens.
- e) durch Abstechen der Ordinaten richtig vorgezeichneter Curven,
- f) durch ein abgekürztes Verfahren.

a) Mit Hilfe einer Cosinustabelle lässt sich für jedes Schubstangen-Längenverhältniss $\frac{r}{L}$ der Werth in der Klammer für die einzelnen Winkel ω berechnen, und mit der Annahme $\frac{F}{f} = 1$ als Ordinaten über den zugehörigen Kolbenstellungen auftragen.

Im Anhang II a ist eine solche Tabelle für einige der gebräuchlichsten Schubstangenlängen zu finden, und die Curve für $\frac{L}{r} = 5$ in der folgenden Figur gezeichnet.

Für $\frac{F}{f} = 1$ ist als Maßstab die Höhe der Ordinaten von 1 Kilogr. per $1 \text{ cm}^2 = 1 \text{ Atm.}$ im Dampfdiagramme zu nehmen. Wäre dieser Maßstab beispielsweise 10 mm per Atmosphäre, so

Fig. 4



wären die Werthe der Klammer als q sofort als Millimeter aufzutragen, wie es in der Fig. 4 geschah.

Für größere oder kleinere Beträge von $\frac{F}{f}$ sind die Werthe der Klammer mit dem Betrage $\left(\frac{F}{f}\right)$ zu multipliciren, was bei ganzen Vielfachen am einfachsten gleich durch wiederholtes Umschlagen mit dem Zirkel geschieht.

Die so erhaltenen Ordinaten q stellen dann stets jenen Druck in Atmosphären am Dampfkolben vor, welchen die hin- und hergehenden Massen in Folge ihrer Geschwindigkeitsänderungen

beanspruchen oder abgeben. Wird der Kurbelkreisdurchmesser nun nachträglich in zehn oder mehr gleiche Theile getheilt, so ergeben sich die Werthe für q bei den einzelnen Kolbenstellungen durch Abstecken mit dem Zirkel.

b) Mit Hilfe einer Kolbenwegstabelle, welche die den einzelnen Zehnteln des Hubes zugehörigen Beschleunigungsdrücke unter Berücksichtigung verschiedener Schubstangen-Längenverhältnisse $\frac{r}{L}$ und mit Zugrundelegung von $\frac{F}{f} = 1$ enthält, lassen sich die Ordinaten der Beschleunigungscurve wohl am einfachsten über den zugehörigen Kolbenstellungen auftragen.

Als Höhenmassstabs-Einheit ist wieder $\frac{F}{f} = 1$ gleich dem Drucke von 1 Kilogr. per $1 \text{ cm}^2 = 1 \text{ Atm.}$ im Dampfdiagramm zu nehmen. (Ableitung im Anhang II b.)

Tabelle der Beschleunigungsdrücke

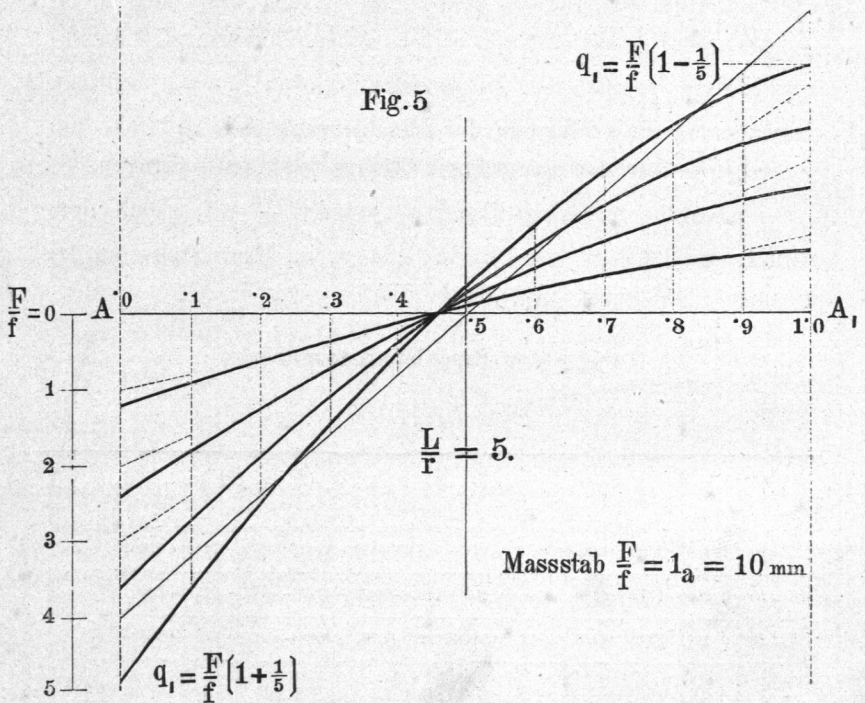
für $\frac{F}{f} = 1 \text{ Atm.}$

Kolbenweg ⇒→	0	·1	·2	·3	·4	·5	·6	·7	·8	·9	1·0	Hingang
$L = 4r$	1·250	·9382	·6437	·3682	·1137	-1172	-3210	-4932	-6279	-7172	-7500	
$L = 5r$	1·200	·9073	·6299	·3691	·1265	-0960	-2960	-4706	-6161	-7278	-8000	
$L = 6r$	1·167	·8875	·6220	·3712	·1364	-0810	-2793	-4566	-6099	-7368	-8333	
Kolbenweg ←←	1·0	·9	·8	·7	·6	·5	·4	·3	·2	·1	0	Rückgang

Für größere oder kleinere Werthe von $\frac{F}{f}$ sind die Zahlen der Tabelle mit dem Betrage von $\left(\frac{F}{f}\right)$ zu multipliciren, was wieder am einfachsten durch Umschlagen mit dem Zirkel oder mittelst eines Proportionswinkels geschieht, nachdem man die Werthe für $\frac{F}{f} = 1$ nach dem Atmosphärenmaßstab in das Diagramm zeichnet.

Wäre letzterer Maßstab 1 c Höhe per 1 Atm., so wären die Zahlen der Tabelle direct als Centimeter zu behandeln.

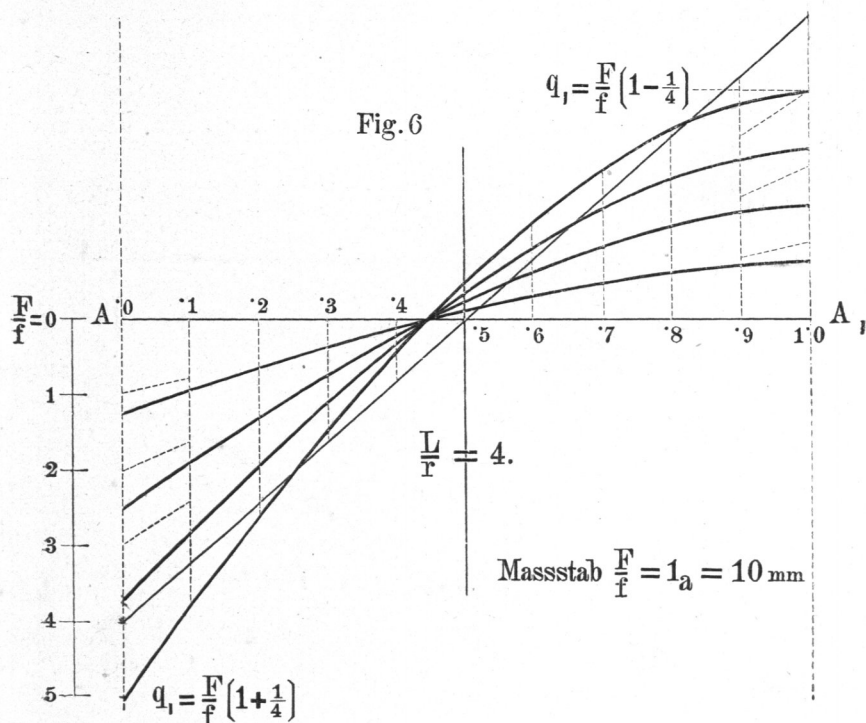
Derart entstanden die ersten (innersten) Curven der Fig. 5 und Fig. 6, indem über dem einzelnen Zehntel des angenommenen



Kolbenweges AA_1 die Ordinaten für $\frac{F}{f} = 1$ nach der Tabelle auf der vorigen Seite im Maßstabe $\frac{F}{f} = 1a = 1 \text{ Centimeter}$ aufgetragen und die erhaltenen Punkte verbunden wurden. Durch Umschlagen mit dem Zirkel ergaben sich die Beschleunigungscurven für die weiteren Werthe von $\frac{F}{f} = 2$ und mehr.

c) Die Curve lässt sich mittelst einiger charakteristischen Punkte zeichnen, wozu folgende Anhalte dienen.

Als Hilfslinie zeichnet man zuerst die Beschleunigungsgerade für unendlich lange Schubstangen, was mit $q_1 = \frac{F}{f}$ geschieht.



a) An den toten Punkten ist nun (siehe Fig. 7, Punkt a und b)

$$q_1 = q_2 = \frac{F}{f} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right).$$

Das positive Zeichen gilt für den äußeren toten Punkt, d. i. den Beginn des Kolbenhinganges, das negative Zeichen für das Ende des Hinganges oder den Beginn des Rücklaufes.

Bei $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ wird daher die äußere Ordinate der Geraden um $\frac{1}{5}$ ihrer Höhe vergrößert (Punkt *a*) und am inneren todten

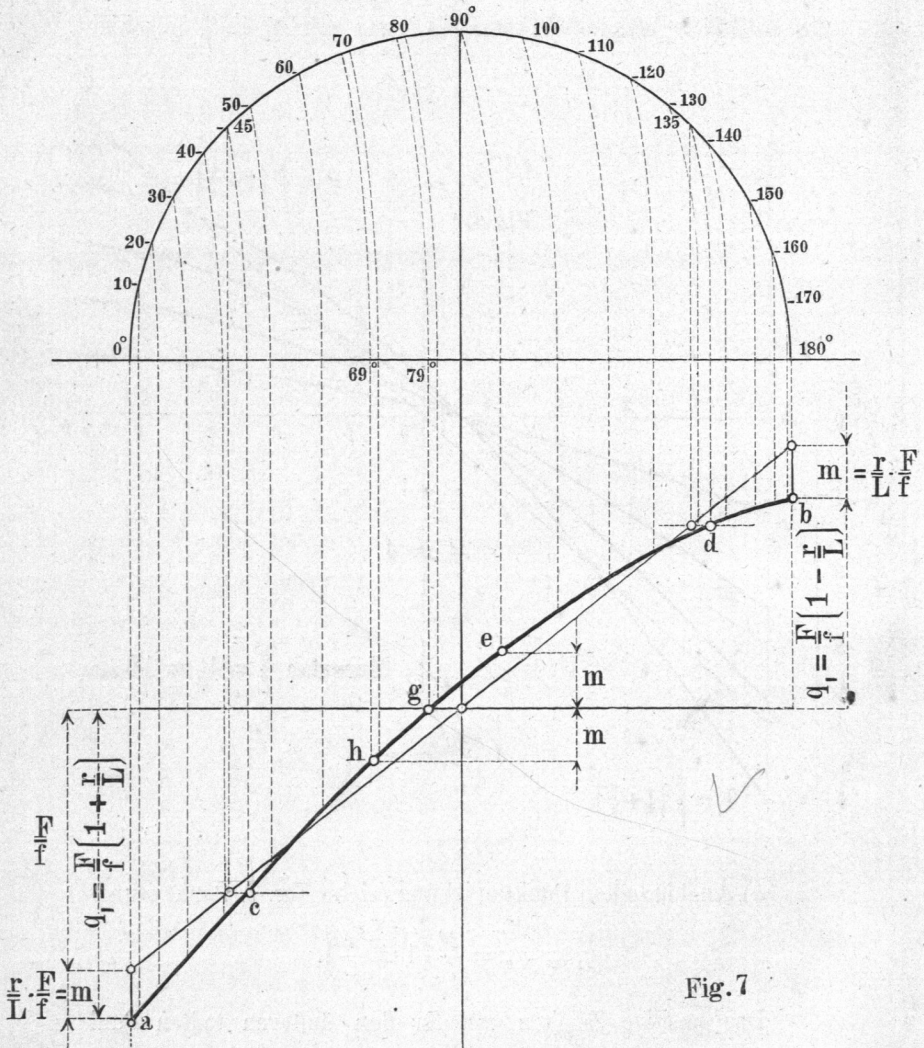


Fig. 7

Punkte, wobei der Kolben dem Kurbellager am nächsten steht, um $\frac{1}{5}$ verkleinert (Punkt *b*). Der Unterschied $m = \frac{F}{f} \cdot \frac{r}{L}$ kommt noch weiters zur Verwendung.

β) Werden die Winkel 45° , 90° und 135° (-45°) vom Kurbelkreis unter Berücksichtigung der Schubstangenlänge auf die Abscisse projectirt, so ergeben sich drei weitere Punkte der Curve.

Bei den Kurbellagen $\omega = 45^\circ$ und 135° sind nämlich die Beschleunigungsdrücke q_3 und q_4 bei endlicher und unendlicher Schubstangenlänge einander völlig gleich und können daher durch Construction übertragen werden (Punkt c und d); bei der Kurbelstellung $\omega = 90^\circ$ (Punkt e) ist aber die Größe des Beschleunigungsdruckes $q_5 = -\frac{F}{f} \cdot \frac{r}{L} = -m$, gleich dem Unterschiede an den toten Punkten*).

Der Nachweis hiefür und die Lage von zwei weiteren Punkten, nämlich $q_6 = 0$ (Punkt g), an dem die Curve die Abscissenachse schneidet, und $q_7 = +m$ (Punkt h), für welchen die Ordinate bereits in den Zirkel gefasst ist, findet sich im Anhang II c.

Danach wird

für $\frac{L}{r} =$	4	5	6	
$q_5 = -m$ bei	·563	·550	·542	des Kolbenweges
$q_6 = 0$ „	·448	·456	·466	„ „
$q_7 = +m$ „	·347	·369	·387	„ „

*) Statt mittelst Construction kann auch die Lage des hingehenden Kolbens für die Kurbelstellung $\omega = 90^\circ$, wobei $q = m$ ist, aus der Gleichung (1₁), Anmerkung Seite 14, gefunden werden, welche für $\omega = 90^\circ$ die Form annimmt

$$x = r \left(1 \pm \frac{1}{2} \frac{r}{L} \right)$$

Für $\frac{L}{r} =$	4	5	6	
wird $x,$ =	·563	·550	·542	des Hubes für den Hingang
und $x,,$ =	·437	·450	·458	„ „ „ „ Rückgang.

d) Tangentenverfahren. Werden die drei charakteristischen Punkte der zu ziehenden Curve: Anfang, Ende und Lage für die Kurbelerhebung von $\omega = 90^\circ$ nach Vorgang c bestimmt, so ergeben sich die Winkel β ihrer Tangenten gegen die Abscissenachse laut Anhang II d aus der Gleichung (i)

$$r \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{F}{f} \cdot \frac{1 + 4 \frac{r}{L} \cos \omega}{1 + \frac{r}{L} \cos \omega} \dots \dots \dots (i)$$

Hiernach sind bei den Kurbelstellungen des Hinganges von:

	$\omega = 0^\circ$	90°	$\omega = 180^\circ$
für $\frac{L}{r} = 4$	$r \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{8}{5} \cdot \frac{F}{f}$	$= \frac{F}{f}$	$r \cdot \operatorname{tg} \beta = 0$
= 5	" $= \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{f}$	$= \frac{F}{f}$	" $= \frac{1}{4} \cdot \frac{F}{f}$
= 6	" $= \frac{10}{7} \cdot \frac{F}{f}$	$= \frac{F}{f}$	" $= \frac{2}{5} \cdot \frac{F}{f}$

Für die Stellung bei $\omega = 90^\circ$ ist die Tangente sofort zu ziehen. Denn hier ist sie stets für die Curve eine Parallele zur Geraden für die unendliche Schubstangenlänge, deren Anfangspunkt die Ordinate $\frac{F}{f}$ hat.

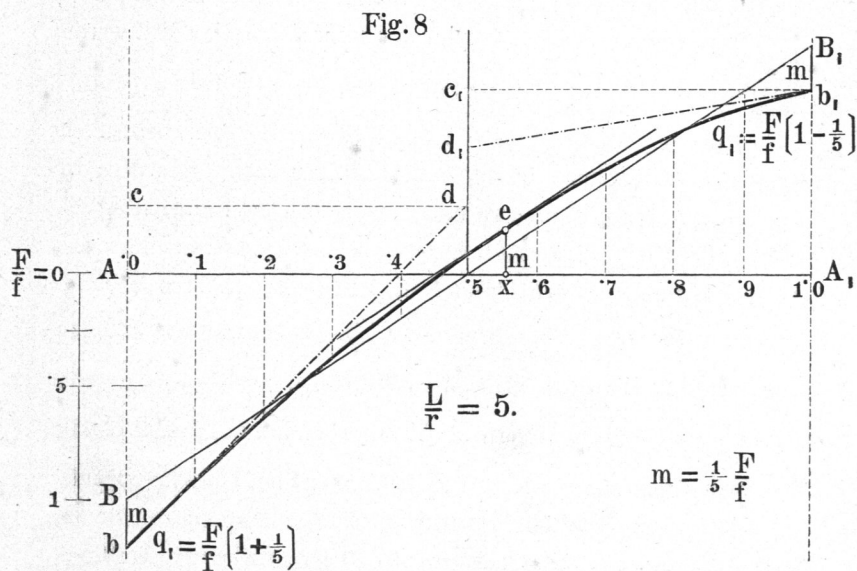
Letztere im Maß $(1 + \frac{r}{L})$ mal vergrößert, gibt den Anfangspunkt der Curve. Wird von letzterem nun der Betrag der Tangente z. B. (bei fünffacher Stangenlänge) $\frac{3}{2}$ mal $\frac{F}{f}$ nach aufwärts getragen und auf die Ordinate für $\cdot 5$ Kolbenweg projectirt, so ist die Verbindungslinie zwischen dem letztgefundenen Punkte und dem Anfangspunkte der Curve sofort deren Tangente.

In gleicher Weise wird am Endpunkte verfahren, wobei die Form der Ausdrücke für die Tangenten als kurze Brüche von $\frac{F}{f}$ deren Auftragen mit dem Zirkel gestattet.

In Fig. 8 für fünffache Schubstangenlänge wurden also vorerst $\frac{F}{f} = 30 \text{ mm}$ angenommen und Punkte b und b_1 in der Entfernung

von $\frac{F}{f} \left(1 \pm \frac{1}{5}\right)$ von A und A_1 bestimmt. Hierauf die Hälfte der Größe $AB = \frac{1}{2} \frac{F}{f}$ in den Zirkel genommen und von b nach c dreimal aufgetragen, der Punkt c nach d projectirt und bd als gesuchte Tangente gezogen.

Ebenso wurde b_1 nach c_1 projectirt, von c_1 eine Länge $c_1 d_1 = \frac{1}{4} \frac{F}{f}$ aufgetragen und $b_1 d_1$ als zweite Tangente gezogen.



Wird noch berücksichtigt, dass für die Kolbenlage bei 90° , Punkt x der Fig. 8, die Tangente der Curve parallel der bereits gezogenen Geraden BB_1 und in einer Höhe e läuft, deren Ordinate $= m$ dem Unterschiede Bb ist, so kann nun die Curve mit großer Sicherheit diesen Tangenten entlang gezogen werden.

In gleicher Weise und mit den gleichen Buchstaben bezeichnet erscheinen die Figuren im Anhang II d für die Stangenlänge $L = 4$ und 6 mal der Kurbellänge r .

e) Verfahren durch das Abstecken der Ordinaten richtig vorgezeichneter Curven. Die Beschleunigungcurve für $\frac{F}{f} = 1$ ist für jedes einzelne Stangenverhältniss $\left(\frac{r}{L}\right)$ constant, und nicht etwa noch weiters von variablen, absoluten anderen Größen, von Hub, Kolbengeschwindigkeit, Touren oder den Massengewichten mehr abhängig. Man braucht sie daher nur ein- für allemal zu construiren (oder hier aus den Figuren abzustecken), um sie für alle in der Praxis vorkommenden Fälle zu Gebote zu haben.

Für einen speciellen graphisch durchzuführenden Fall werden die Ordinaten einfach $\frac{F}{f}$ mal so groß als für $\frac{F}{f} = 1$.

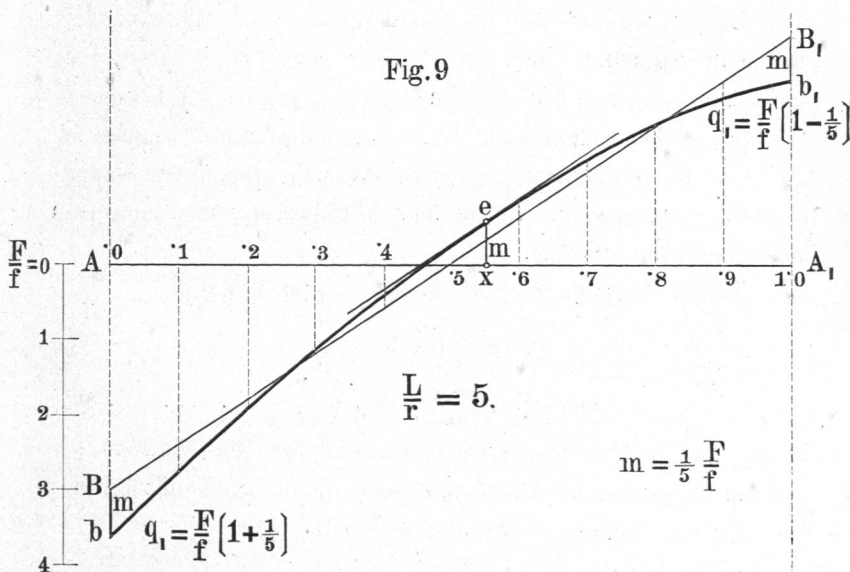
f) Abgekürztes Verfahren. Der parabelähnliche Charakter der Curve gestattet deren Zug allein aus den drei Punkten: Anfang, Ende und jenem, wo die Kurbel eben senkrecht steht. Ist noch an diesem letzteren Punkte die Tangente ohne weiters bekannt, so erhöht sich die Sicherheit des Zuges.

Verfahren. Vorerst wird die Linie für unendliche Stangenlänge gezogen, wozu man den Werth $q_1 = \frac{F}{f} = \frac{P}{f} \frac{w^2}{g r}$ oder $q_1 = \frac{F}{f} \cdot \frac{v^2}{2l} \dots$ im Metermaß rechnet und im Druckmaßstabe des Dampfdiagrammes als \pm Endordinaten der Geraden benützt.

Dann wird mittelst Construction die Kolbenlage für die Kurbelstellung $\omega = 90^\circ$ bestimmt*). Hierauf wird die Größe m , der $\frac{r}{L}$ Theil der bisherigen Endordinaten in den Zirkel genommen und an den drei Punkten: Anfang, Ende und jenem, wo die Kurbel eben senkrecht steht, aufgetragen, wie bei Verfahren c) erörtert wurde. Durch den letzten dieser erhaltenen Punkte (für $\omega = 90^\circ$) wird zur Geraden für die unendlichen Stangenlängen eine Parallele gelegt, welche eine Tangente für die gesuchte Curve ist.

*) Siehe Anmerkung, Seite 21.

Nun gestattet der parabelähnliche Charakter der Curve ihren Zug allein aus diesen so erhaltenen drei Punkten (b , e und b_1 der Fig. 9) unter Beachtung der mittleren Tangente. Die Curve ist immer eine Parabel, deren Scheitel für alle Schubstangenlängen $L > 4r$ außerhalb des Endpunktes des Kolbenweges liegt; bei $L = 4r$ steht die Tangente senkrecht auf die Endordinate.



Nachdem die übrigen Ordinaten der Curve von geringem Einflusse auf die weiteren Vorgänge bleiben, so genügt bei einiger Uebung und für alle Fälle, in welchen nicht Grenzgeschwindigkeiten zu beurtheilen sind, dieses einfachste dem Gedächtnisse anzuvertrauende Verfahren.

Die Massendrücker in den Dampfmaschinen.

Bisher wurden die Beschleunigungs- oder Massendrücker allgemein betrachtet, und die Formeln sowie deren graphische Darstellungen gelten für jedes im Kurbelgange hin- und hereilende Gestänge, welches mit Massen vom Gesamtgewichte P behaftet ist.

Um die Beziehungen der oberen Formeln speciell den Dampfmaschinen anzupassen, erübrigt nur die Einsetzung der denselben eigenthümlichen Werthe.

In den Formeln für den Beschleunigungsdruck

$$q_1 = \frac{F}{f} \left(1 \pm \frac{r}{L} \right) \dots \dots \dots (3_1)$$

$$\text{oder } q_1 = \frac{\pi^2}{2g} \left(1 \pm \frac{r}{L} \right) \frac{P}{f \cdot l} v^2 \dots \dots \dots (6_1)$$

kommt nun das Schubstangenlängenverhältniss, das Gewicht der hin- und hergehenden Theile in Bezug auf die Kolbenfläche, der Hub und die Kolbengeschwindigkeit zu Betracht.

Die Schubstangenlängen weichen nur wenig von der fünffachen Kurbellänge ab. Vier und sechs sind die Grenzen. Unendlich lange Schubstangen kommen in der Wirklichkeit nur als Ausnahme bei kleinen Maschinen mit Kurbelschleife vor. Jedoch wird doch in den nachfolgenden Studien der Fall unendlicher Stangen beibehalten und stets vorangestellt, weil von dieser einfachen Grundlage aus Alles klarer verbleibt, als unter der Verwicklung mit den endlichen Längen. Kürzere Längen als vierfache Kurbel bieten sich wohl auch, u. zw. bei oscillirenden Maschinen einem Rückblick dar. Sie werden aber hier nicht weiters

beachtet, da ihre Mängel zu erkannt sind, um gegenwärtig überhaupt, oder gar für hohe Kolbengeschwindigkeit verwendet zu werden. Insbesondere die weiten Dampfwegs-Querschnitte, welche hier in die hohlen Schwing- und Traggzapfen gelegt werden müssten, und die schwingende Steuerung bringen dieses System über Rand.

Trotz des in den heutigen Normalmaschinen herrschenden und ziemlich constanten Längenverhältnisses von 1:4 bis 1:6 mit dem häufigsten Werthe 1:5, bleibt aber in den folgenden Formeln doch das Schubstangen-Längenverhältniss $r:L$ dauernd herausgehoben und soll nicht in einer Specialisirung untergehen, um durch das Fehlen des Gliedes mit $r:L$ stets die Annahme unendlicher Stangenlänge als solche kenntlich zu belassen. Nur Beispielsrechnungen machen eine Ausnahme.

Das Gewicht der hin- und hergehenden Theile in Bezug zur Kolbenfläche und Hub verlangt eine eigene, den Dampfmaschinen speciell gewidmete Untersuchung, welcher der folgende Abschnitt dient.

Die Kolbengeschwindigkeit. Werden das Stangenlängenverhältniss und das Gewicht der Gestängsmassen bei großen Gruppen von Dampfmaschinen als nahezu constant erkannt, so vereinfacht sich die Formel 6₁ zu einem solchen zum Baue $q_1 = Cv^2$ oder $q_1 = C \frac{v^2}{l}$, woraus die größten zur Beschleunigung nöthigen Drücke, der freie Horizontaldruck auf dem Kurbelzapfen und nach Umkehrung der Formel die Grenzen der Kolbengeschwindigkeit v bei einem begrenzt vorhandenen Dampfdruck $p = q$, sowie endlich der Einfluss der Geschwindigkeit auf den Gang der Dampfmaschinen in Folge der auftretenden Massendrucke erhellen werden.

Das Gewicht der hin- und hergehenden Theile.

Das Gewicht der hin- und hergehenden Theile der Dampfmaschinen steht selbstverständlich in einer gewissen Abhängigkeit von deren Größe. Es wird steigen, wenn die Kolbenfläche steigt und der Hub. Für gewisse gleichartige Constructionen, z. B. Stabilmaschinen, oder Locomotive, oder Schiffsmaschinen wird sich dabei eine gewisse Gleichmäßigkeit ergeben, die in einer Erfahrungsformel Ausdruck finden und für so lange Geltung behalten kann, als keine wesentlichen Constructionsänderungen platzgreifen.

Zahlreiche Erhebungen hiefür sind im Anhang III in Tabellen und Schaubild zusammengetragen.

Hierbei ergab sich, dass die Abhängigkeit der Gewichte von der Größe der Maschine, und insbesondere auf die Cylinderdimension bezogen, in mancherlei Formeln ihren angenäherten Ausdruck finden kann, welche dort auch angeführt sind. Bei kleineren Maschinen verschwindet der Einfluss der Hublängen, weil Kolben und Kreuzkopf und die Stangenköpfe überwiegen; bei diesen ist daher der Ausdruck $\frac{P}{f} = \text{Gewicht pr. 1 Quadratcentimeter Kolbenfläche}$ nahezu constant. In großen Maschinen jedoch macht sich die Hublänge im Gewichte bedeutend bemerkbar, da dieses mit den länger und stärker werdenden Kolben- und Schubstangen wächst.

Der Dampfdruck, mit welchem die Maschinen zu arbeiten haben, ist dabei gewiss auch von Einfluss, nachdem er die Stärke der Zapfen und Gestänge bedingt. Dies findet jedoch in den Zahlen nur bei großen Druckunterschieden einen Ausdruck, während kleinere Unterschiede in den Dampfspannungen, wie solche in Maschinen für gleiche Zwecke vorkommen, durch schwerere oder leichtere Detailconstruction überdeckt werden.

Da es sich nun hier nur um einfache Mittelwerthe handeln kann, deren Erhalt für weitere Betrachtungen dienen soll, so sind drei Gruppen von Maschinen, und zwar

1. Stabilmaschinen,
2. Locomotive,
3. Schiffsmaschinen

mit entsprechenden Unterabtheilungen gebildet.

Die Beziehung des Gestängsgewichtes $\frac{P}{f \cdot l}$ bietet den Vortheil einfacherer, von der Hublänge unabhängiger Formeln für den Beschleunigungsdruck. Sie passt aber nur für große oder gleichartige Maschinen.

1. Stabilmaschinen. Naturgemäßer Weise werden die Gestänge bei kleineren Maschinen verhältnissmäßig schwerer als bei großen, und um eine einfache Beziehung zu erhalten, welche sich auf die Thatsache der Schaubilder im Anhang III stützt, wähle ich für Stabilmaschinen die Werthe:

für Hochdruckmaschinen:

$$\text{Kolbenhub } l = 0.7 \text{ m oder weniger} \quad \frac{P}{f} = 0.28 \text{ Kilogr.}$$

$$\text{Kolbenhub } \cdot 7 \text{ m und mehr} \quad \frac{P}{f \cdot l} = .40 \text{ Kilogr.}$$

für Niederdruckmaschinen:

$$\text{Kolbenhub } l = .9 \text{ m oder weniger} \quad \frac{P}{f} = .20 \text{ Kilogr.}$$

$$\text{Kolbenhub } l = .9 \text{ m oder mehr} \quad \frac{P}{f \cdot l} = .22 \text{ Kilogr.}$$

wobei P das Totalgewicht des Gestänges in Kilogramm,
 f die Kolbenfläche in Quadratcentimeter bedeutet.

Unter Niederdruckmaschinen sind hier die Expansionsseiten der Verbundmaschinen, und in allen Fällen das Gewicht der hin- und hergehenden Krafttheile allein, ohne Luftpumpen oder anderen Nebenantrieb verstanden.

Dies sind angenäherte Ausdrücke für die in den heutigen Stabilmaschinen zu bewegendenden Gewichte, wobei die Kolben aus Gusseisen sind, eingesetzte massive Kolbenstangen und gesonderte Kreuzköpfe besitzen, und mit massiven Schubstangen und unausgebohrten Zapfen wirken.

2. Locomotive. In den Locomotiven ist der Hub gering und sind die Kolben häufig aus Schmiedeisen oder Stahl. Auch die Schubstangen werden dort hochkantig und doppel-T förmig gemacht. Die Gewichte pro 1 Quadratcentimeter Kolbenfläche sind daher wesentlich leichter und betragen bei den nahezu constanten Größen der Normallocomotive nahezu constant (Vergleich Tabelle „Locomotive“)

ohne Kuppelstangen

$$\frac{P}{f} = 0.20$$

mit Kuppelstangen

$$\frac{P}{f} = 0.28 - 0.33 \text{ Kil.}$$

dabei wird:

$$\frac{P}{f.l} = .33$$

$$\frac{P}{f.l} = .45 - .55 \text{ Kil.}$$

3. Schiffsmaschinen. In den modernen Schiffsmaschinen insbesondere den Torpedobooten ist das Gestänge auf's Leichteste gebracht. Hier sind die Kolben aus geschmiedetem Stahlguss, alle Kolben- und Schubstangen, sowie alle Zapfen der ganzen Länge nach weit ausgebohrt, und das Gewicht der hin- und hergehenden Theile tief unter jenes der Stabilmaschinen gebracht.

Die Gestängsgewichte der Hochdruckseiten weichen wohl dabei von jenen in Stabil- oder Locomotivmaschinen noch nicht

so wesentlich ab, wenn auch Minimalwerthe von $\frac{P}{f} = 0.16$ Kil. hier vorkommen.

Aber von den Mittel- und insbesondere den Niederdruck-Seiten kommen die leichtesten, bis heute verwendeten Gestänge vor, deren Gewicht selbst bis 0.04 Kil. pro 1 Quadratcentimeter Kolbenfläche sinken kann.

Für die dreifach Expansionsmaschinen der Torpedoboote sind Mittelwerthe der Gestängsgewichte (Vergleich Tabelle Schiffsmaschinen)

für	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck
$\frac{P}{f} =$	0.18	0.10	0.06 Kil.
$\frac{P}{f.l} =$.45	.20	.12 Kil.

In den Tabellen im Anhang sind noch die Gewichte der Kolben sammt Kolbenstangen und Kreuzkopf, der Schubstangen und der Kurbeln (letztere reducirt am Kurbelzapfen) gesondert angegeben, was für gewisse eingehendere Untersuchungen von Werth sein wird. In den obigen Zahlen ist jedoch stets das Gesamtgewicht der hin- und hergehenden Gestängstheile begriffen.

Wären Pumpen oder andere Theile von dem Kolbengestänge einer Dampfmaschine direct mitzubetreiben, so müssten deren bewegte Gewichte, bei Pumpen auch die an dem Kolben anliegende Wassermasse mitbeachtet, bei schwingenden Hebeln und deren Anhang müssten deren Massen auf dem Angriffspunkt reducirt und die hier oben angeführten Zahlenwerthe dementsprechend erhöht werden.

Die größten zur Beschleunigung nöthigen Drücke.

1. Für Stabilmaschinen.

Setzt man die erhobenen Gewichtswerthe in die für Metermaß zurechtgebrachten Formeln für den größten Beschleunigungsdruck bei Beginn des Hinganges, so ergibt sich dieser:

a) für kleine Hochdruckmaschinen

$$\frac{P}{f} = \cdot 28 \quad \text{Hub bis } \cdot 7 \text{ m} \quad \cdot \cdot \quad q_1 = \frac{1}{7} \frac{v^2}{l} \quad \cdot \cdot \quad (7a)$$

b) für große Hochdruckmaschinen

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 40 \quad \text{Hub über } \cdot 7 \text{ m} \quad \cdot \cdot \quad q_1 = \frac{1}{5} v^2 \quad \cdot \cdot \quad (7b)$$

c) für kleine Niederdruckmaschinen

$$\frac{P}{f} = \cdot 20 \quad \text{Hub bis } \cdot 9 \text{ m} \quad \cdot \cdot \quad q_1 = \frac{1}{10} \frac{v^2}{l} \quad \cdot \cdot \quad (7c)$$

d) für große Niederdruckmaschinen

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 22 \quad \text{Hub über } \cdot 9 \text{ m} \quad \cdot \cdot \quad q_1 = \frac{1}{9} v^2 \quad \cdot \cdot \quad (7d)$$

Für endliche Stangenlängen wären die Werthe rechts vom Gleichheitszeichen in all' den Gleichungen mit $\left(1 + \frac{x}{L}\right)$ zu multipliciren.

Hätte beispielsweise eine größere Hochdruckmaschine $v = 3 \cdot 0 \text{ m}$ Kolbengeschwindigkeit, so würde sie nach Gleichung (7b) bei unendlicher Stangenlänge einen Druck $q_1 = \frac{1}{5} \cdot 3^2 = 1 \cdot 8 \text{ Atm.}$ bei Ingangbringung ihres Gestänges verzehren. Bei fünffacher Stangenlänge steigt dieser Druck auf $q_1 = \left(1 + \frac{1}{5}\right) \cdot 1 \cdot 8 = 2 \cdot 16 \text{ Kilogr.}$ für jeden einzelnen Quadratcentimeter ihrer Kolbenfläche.

In kleineren Maschinen ist der Werth mit von der Hublänge oder der Tourenzahl abhängig. Dieselbe mittlere Kolbengeschwindigkeit von 3·0 *m* verlangt zur Beschleunigung nach (7a)

bei $l = \begin{matrix} \cdot 3 & \cdot 4 & \cdot 5 & \cdot 6 \end{matrix}$ Meter Hub,
 $q_1 = \begin{matrix} 4\cdot 3 & 3\cdot 2 & 2\cdot 5 & 2\cdot 1 \end{matrix}$ Atm. bei unendl. Länge,
 und $q_1 = \begin{matrix} 5\cdot 2 & 3\cdot 8 & 3\cdot 0 & 2\cdot 5 \end{matrix}$ „ „ 5facher „
 der Schubstange zur Beschleunigung der Massen beim Anhub.

Man bemerkt, wie kleine Maschinen mit kurzem Hub wesentlich mehr Beschleunigungsdruck verlangen, als größere Maschinen. Bei 0·3 *m* wird derselbe mehr als doppelt so hoch, als bei 0·6 *m* Hub.

Wichtig sind die Verhältnisse für die Niederdruckmaschine.

Wie später gezeigt wird, dürfen die zur Beschleunigung der Massen benötigten Drücke eine bestimmte Grenze (den freien Dampfdruck auf den Kolben) nie überschreiten. Wäre nun in einer großen Niederdruckmaschine diese Grenze für q_1 mit $q_1 = 1$ Kilogr. per 1 Quadratcentimeter (1 Atm.) gesetzt, so ergibt die Gleichung (7d) eine mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \sqrt{9q_1} = 3$ *m* per Secunde als größten Werth hiefür, der sich bei 5facher Schubstangenlänge auf $v = 2\cdot 7$ *m* verringert.

Derselbe gestattete Grenzwert für die Beschleunigung der Massen von $q_1 = 1$ Atm. entspricht in kleineren solchen Maschinen einer Kolbengeschwindigkeit nach Gl. (7c)

bei $l = \begin{matrix} \cdot 3 & \cdot 5 & \cdot 7 & \cdot 8 \end{matrix}$ *m* Hub
 von $v = \begin{matrix} 1\cdot 7 & 2\cdot 2 & 2\cdot 6 & 2\cdot 8 \end{matrix}$ *m* bei unendlicher Länge,
 und $v = \begin{matrix} 1\cdot 5 & 2\cdot 0 & 2\cdot 3 & 2\cdot 5 \end{matrix}$ *m* „ 5facher „

der Schubstange gegen die Kurbel.

2) Locomotive. Nach gleicher Weise behandelt, ergibt die Formel (7)

unter der Annahme des Gewichtes den größten bei jedem Hub
der hin- u. hergehenden Theile zur Ingangsetzung derselben
von Locomotivmaschinen nöthigen Druck in Atm.

e) ohne Kuppelstangen

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 33 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot q_1 = \frac{1}{6} v^2 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot (7e)$$

$v = \sqrt{62} = \sqrt{26}$

f) mit Kuppelstangen

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 45 - \cdot 55 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot q_1 = \frac{1}{4 \cdot 5} - \frac{1}{3 \cdot 6} v^2 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot (7f)$$

für unendliche Schubstangen. Für endliche Schubstangen ist der Werth rechts vom Gleichheitszeichen mit $\left(1 + \frac{r}{L}\right)$ zu multipliciren. Wären beispielsweise in einer Locomotive 6 Atm. freier Druck zur Beschleunigung ihrer Kolben- und Gestängemassen verfügbar, so würde dies nach Gl. (7e) einer Kolbengeschwindigkeit von 6 m per Sec. entsprechen, was sich durch die Rücksicht auf die etwa 5fache Stangenlänge auf 5·5 m per Sec. stellt, und anstandslos zulässig ist.

3) Schiffsmaschinen (Torpedoboote) nach Gleichung (7) bei der Annahme der Gestängs- der größte zur Massenbeschleunigung nöthige Druck
gewichte der

g) Hochdruckseite

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 45 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot q_1 = \frac{1}{4 \cdot 5} v^2 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot (7g)$$

h) Mitteldruckseite

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 20 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot q_1 = \frac{1}{10} v^2 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot (7h)$$

i) Niederdruckseite

$$\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 12 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot q_1 = \frac{1}{16} v^2 \quad \cdot \cdot \cdot \cdot (7i)$$

Für endliche Stangenlängen sind die Werthe rechts der Gleichungen mit $\left(1 + \frac{r}{L}\right)$ zu multipliciren.

Man erkennt hiebei, wie die Hochdruckseiten solcher Maschinen einen größeren Beschleunigungsdruck als die Locomotiven und selbst die stabilen Maschinen bedingen, was von den schwereren Gestängen für die 12 und mehr Atmosphären Anfangsdruck und den großen Schubstangenköpfen für die gekröpften Axen herrührt. Auch wird häufig, der Vertauschbarkeit der Theile und einfachen Reserven halber, das Hochdruckgestänge mit jenem der übrigen größeren Cylinder gleichgemacht, wodurch sich dessen relatives Gewicht erhöht, und den größeren Beschleunigungsdruck beansprucht.

Die Niederdruckseiten erscheinen aber wesentlich günstiger als bei Stabilmaschinen. Sei hier wieder $q_1 = 1$ Atm. wie dort als Grenze für den Beschleunigungsdruck gesetzt, so ergibt Gleichung (7i) eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von $v = \sqrt{16 q_1} = 4 m$ per Secunde bei unendlicher und von $v = 3.6 m$ für 5fache Stangenlänge. Diese Geschwindigkeit ist daher bei den hier vorkommenden kleinen Huben von $.4 - .6$ Metern $1\frac{1}{2}$ bis doppelt so groß als in Stabilmaschinen bei gleichem Druck.

Wollten aber höhere Geschwindigkeiten unbedingt erreicht werden, so müsste das Gewicht des treibenden Gestänges derart herabgesetzt werden, dass der größte zur Beschleunigung desselben beim Anhuben nöthige Druck die verfügbare Grenze nicht überschreitet. Wäre diese wieder, z. B. im Niederdruckcylinder einer Torpedoboot-Maschine $q_1 = 1$ Atm., und sollte die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = 5.5 m$ betragen, so dürfte das Gestänge nicht schwerer sein als Gl. (7i) bei 5facher Schubstangenlänge

ergibt: $1 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{5} \right) \frac{P}{f \cdot l} \cdot 5 \cdot 5^2, \quad \frac{P}{f \cdot l} = .055 \text{ Kil.}$

Wäre der Hub $l = .4 m$, so würde das Gewicht $\frac{P}{f} = .022 \text{ Kil.}$ werden müssen, was heute noch unerreichbar scheint und mit dem die Bedingung der Gefahrlosigkeit diese Geschwindigkeit ausschließt, wie später gezeigt werden wird.

*q₁ ist als für
Torpedoboot-
maschinen
gaffan.*

Der Horizontaldruck auf den Kurbelzapfen.

Wäre die Masse der hin- und hergehenden Theile oder ihre Geschwindigkeit unendlich klein, so würde der jeweilige auf die Kolbenfläche wirkende Druck ohne Aenderung durch das Gestänge übertragen, und das Dampfdiagramm wäre zugleich das Diagramm der Horizontaldrücke auf den Kurbelzapfen.

Die endlichen Massen und Geschwindigkeiten bedingen aber das Auftreten eines Beschleunigungsdruckes, dessen Betrag, so lange er positiv ist, vom Gestänge selbst beansprucht und zu dessen eigener Geschwindigkeitserhöhung verwendet wird. Er entfällt daher der vom Kolben ausgehenden treibenden Kraft und auf den Kurbelzapfen gelangt nur der Rest allein.

In Folgendem bezeichne:

p_1 den Dampfdruck über das absolute Vacuum in der Füllungsperiode in Kilogramm per Quadratcentimeter Kolbenfläche;

p_2 den veränderlichen Druck des expandirenden Dampfes;

p_3 den Enddruck;

p_0 den Gegendruck;

$p = (p_1 - p_0)$ oder: $(p_2 - p_0)$ den jeweiligen freien Ueberdruck;

q den auf den Quadratcentimeter der Kolbenfläche entfallenden Druck in Kilogramm, hervorgerufen durch die Geschwindigkeitsänderung der Massen, irgendwo;

q_1 diesen Druck am todten Punkt;

$(p - q)$ den Horizontaldruck auf die Kurbel per Flächeneinheit des Kolbens, also gleich der Differenz von Dampf- und Beschleunigungsdruck.

In der zweiten Hubhälfte, wenn die Massen ausschwingen und durch den Zwang der Kurbelbewegung die Geschwindigkeit der bisherigen Richtung des Ganges gänzlich verlieren, wird q negativ, daher ist $(-q)$ ein positiver Werth, und man könnte vielleicht anschaulicher schreiben:

Horizontaldruck auf den Kurbelzapfen . . . $(p \mp q)$.

1. Schubstange unendlich lang.

Das Dampfdiagramm einer Volldruckmaschine sei $DA A_1 C$ (Fig. 10). Nehmen wir an, der Kolben bewege sich von D gegen C , und betrachten wir die obere Diagrammlinie AA_1 als jene Horizontale der Fig. 2, an deren einem Ende wir den Beschleunigungsdruck im ersten Moment des Laufes $q_1 = \frac{F}{f}$ in demselben Maßstabe als Höhe Aa nach abwärts auftragen, in welchem die Druckordinaten des Dampfdiagrammes gezeichnet sind.

Die Höhe der Ordinate AD ist dem Dampfüberdruck $p = (p_1 - p_0)$ proportional, und die Differenz:

$$[(p_1 - p_0) - q_1] = (AD - Aa) = aD$$

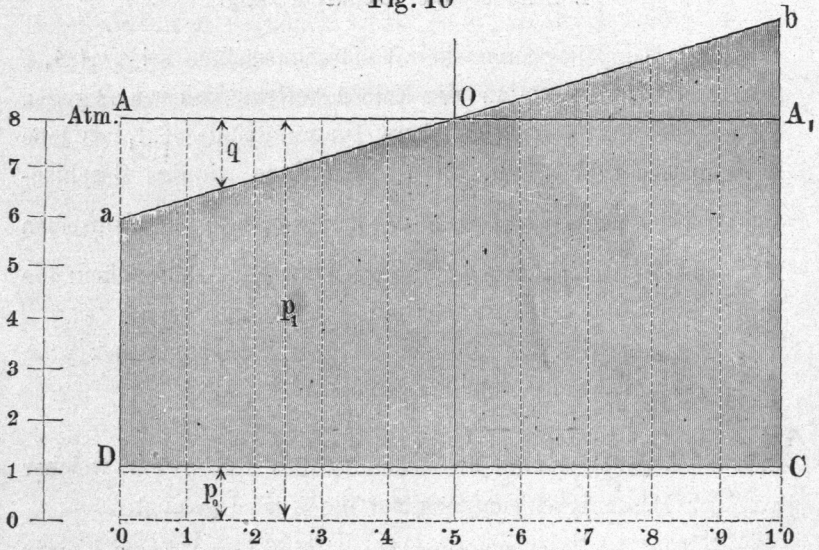
stellt jenen Druck von der Flächeneinheit des Kolbens dar, welcher trotz der Massenbeschleunigung auf die Kurbel gelangt.

Indem der Beschleunigungsdruck im weiteren Laufe kleiner wird, kommt ein immer größerer Theil und in der Mitte des Hubes der volle Dampfdruck auf die Kurbel. Später addirt sich der Druck der sich verzögernden Massen zum Dampfdruck, wie es die Ordinate der schraffirten Fläche sichtbar machen.

Dieses so erhaltene Diagramm der Horizontaldrücke auf die Kurbel ist gleicher Fläche mit dem Dampfdiagramme, doch lässt es klar erkennen, wie gleiche Dampfdrücke von ungleichen Drücken auf die Kurbel begleitet sein müssen. Diese Ungleichheit steigt mit der steigenden Geschwindigkeit.

In der Fig. 10 ist die Linie ab für die Annahme $q_1 = \frac{F}{f} = 2 = 2 \text{ Kil. pr. 1}^2\text{c}$ eingezeichnet; dies entspricht, wie bereits in Gleichung (7b) dargelegt ist, bei einer Hochdruckmaschine von 1.0 m Hub, 3.2 m Kolbengeschwindigkeit, oder 96 Umdrehungen per Minute. Bei einer Maschine von 0.35 m Hub würde aber nach Gleichung (7a) schon eine Kolbengeschwin-

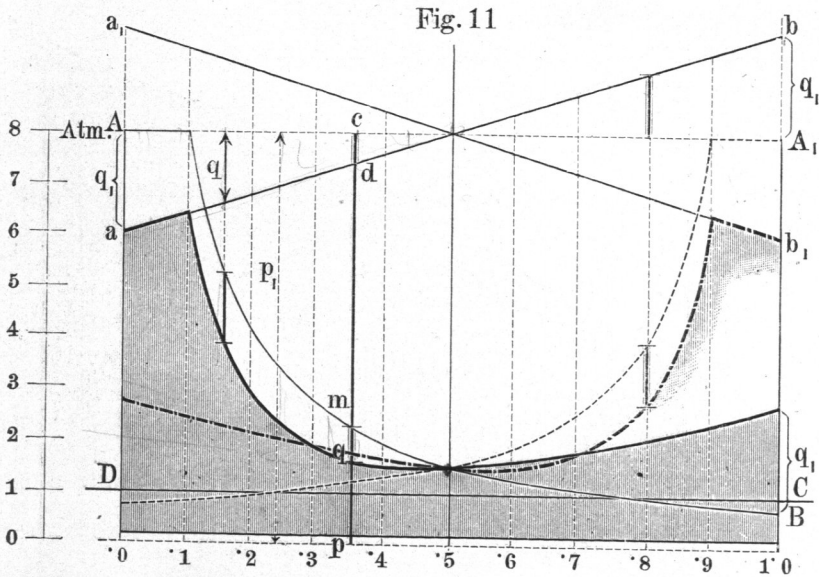
Fig. 10



digkeit von 2.2 m oder eine Umdrehungszahl von $n = 190$ per Minute diesen Anfangsbeschleunigungsdruck von 2 Atmosphären verlangen und denselben als Enddruck wieder abgeben.

Nun sieht man den Grund des unruhigen Ganges einer rasch gehenden Volldruckmaschine wohl ein. Denn, steigt die Geschwindigkeit, so wird der Druckunterschied größer und größer, und kann am Ende des Laufes selbst das Doppelte und mehr des Druckes bei Beginn erreichen.

Man sieht ferner, dass es falsch ist, den Kurbelzapfen einer Volldruckmaschine einfach nach dem Dampfdruck auf den Kolben zu berechnen, indem derselbe leicht einem weit höheren Druck ausgesetzt, d. h. dass seine Sicherheit viel geringer werden kann, als man ohne Rücksicht auf die Massen vermuthet. Dies erklärt auch warum bei „durchgehenden“ Maschinen meistens der Kurbel-

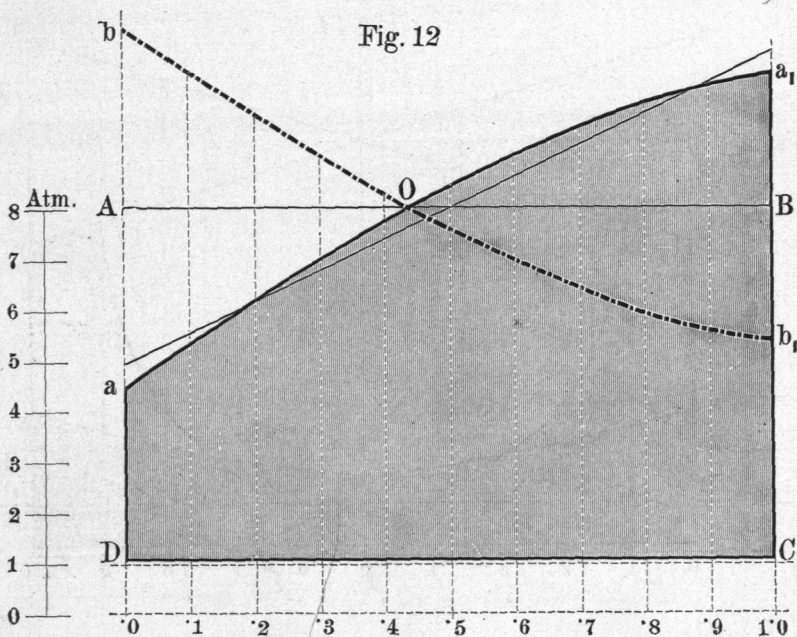


zapfen bricht. Der auf den Kurbelzapfen einer Volldruckmaschine wirkende Maximaldruck ist nämlich gleich dem Dampfdruck plus dem Nachdrucke der mit dem Kurbelzapfen verbundenen, ausschwingenden Massen.

Das Horizontaldruckdiagramm einer Expansionsmaschine wird man gleicherweise erhalten, wenn man vom jeweiligen Dampfdruck p (in Fig. 11 von der Ordinate pm) den Beschleuni-

gungsdruck q ($cd = mq$) abzieht (oder in der zweiten Hubhälfte zugibt), welcher eben der Kolbenlage entspricht. Die übrigbleibende Ordinate (pq) stellt den eben am Kurbelzapfen auftretenden Horizontaldruck dar.

Zieht man also in Fig. 11 durch die Linie der höchsten Dampfspannung, die zur Atmosphärenlinie parallele AA_1 , trägt den Beschleunigungsdruck q_1 (Aa beispielsweise = 2 Atm.) von A_1



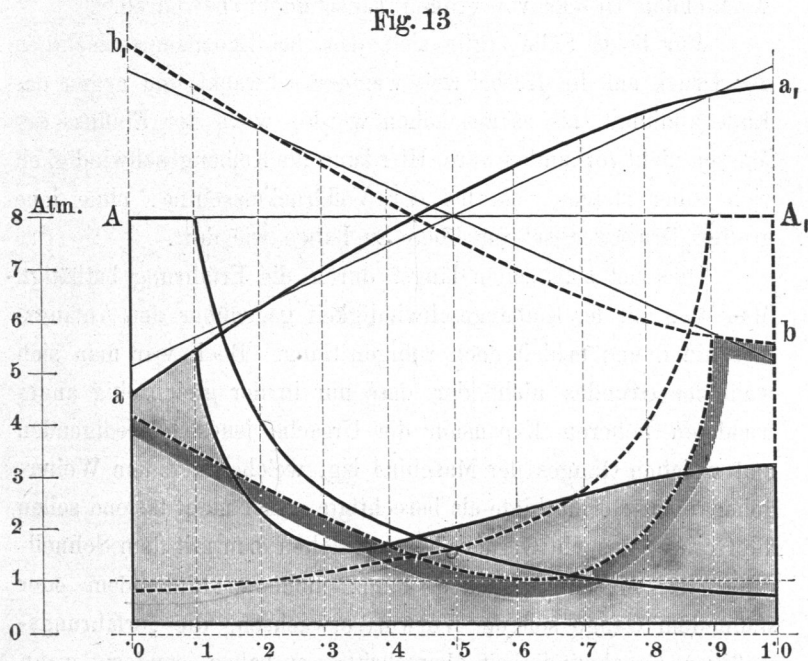
nach abwärts und von A_1 nach aufwärts auf, zieht die ab , und schlägt deren Ordinaten von jenen des Dampfdiagrammes ab oder fügt sie ihnen zu, so ergibt sich der gesuchte wirkliche horizontale Arbeitsdruck ($pq = pm - cd$) auf den Kurbelzapfen.

Dies am ganzen Diagramm vorgenommen, ergibt die schraffierte Fläche als Bild und Maß der wirklich auf den Kurbelzapfen gelangenden Horizontaldrücke. Die strich-punktirte Linie zeigt die symmetrischen Verhältnisse beim Rücklauf.

2. Schubstangen von endlicher Länge.

Das Diagramm der Volldruck- wie der Expansionsmaschine, Fig. 12 und 13, wird auf ganz gleiche Weise richtig gestellt, wie es bei den Diagrammen mit unendlich langer Pleuelstange geschah. Nur ist hier die Linie aa_1 , welche zwischen sich und der durch

Fig. 13



1 gezogenen Horizontalen die Massendruckordinaten einschließt, keine Gerade, sondern folgt dem Gesetz der Formel (4_1) , welches durch die Figuren 3—9 anschaulich gemacht wurde.

Die strich-punktirten Linien entsprechen den Drücken des Rückganges, welche, bei ganz gleichen Dampfdiagrammen und gleichbleibenden Arbeitsflächen, hier wegen der endlichen Länge der Pleuelstange nicht mehr völlig symmetrisch zum Vorwärtsgange ausfallen.

Bei Maschinen mit hoher Füllung und geringer Kolbengeschwindigkeit ist es nicht nöthig, auf die endliche Schubstangenlänge Rücksicht zu nehmen. Doch wenn man sich mit der Geschwindigkeit den Grenzen nähert (siehe unten), oder kleine Füllungen eintreten lässt und vielleicht noch sehr kurze Schubstangen anwenden will, kann allein die Beachtung dieser abweichenden Drücke vor großen Täuschungen bewahren.

Für beide Fälle ergibt sich, dass bei Expansionsmaschinen der Druck auf die Kurbel weit weniger schwankt und gegen das Ende abnimmt, als es geschehen würde, wenn der Einfluss der Massen nicht vorhanden wäre. Hier kann die Kolbengeschwindigkeit viel höher steigen, als bei der Volldruckmaschine, ohne jene großen Druckwechsel zur Folge zu haben wie dort.

Dies hat sich schon längst durch die Erfahrung bethätigt. Man stieg mit der Kolbengeschwindigkeit gegenüber den Anfangsmaschinen und erhielt doch ruhigen Gang. Doch war man sich wohl des Grundes nicht klar, dass nur in der gleichzeitig angewendeten höheren Expansion die Ursache jenes befriedigenden und weichen Ganges der Maschine lag, welche zu einem Weitergehen ebenso ermuthigte als berechtigte. Aber nicht tastend sollen die Grenzen gesucht werden, bis zu welchen man mit dem Schnelligange der Maschine steigen kann; nicht an hinkendem oder stoßendem Gange soll der Vorwurf erwachsen, die „erfahrungsmäßige“ Geschwindigkeit überschritten zu haben, sondern, wenn der Einfluss bekannt ist, den die Massen in der Maschine üben, wollen wir denselben benützen um die Kurbeldrücke gleichförmig zu gestalten und jene Grenze von vornherein feststellen, welche mit der Geschwindigkeit hin- und hergehender Kolben nun und nimmer überschritten werden darf. Dann können wir uns diesen ganz oder bis zu beliebiger Sicherheit nähern.
