

Einfluss hoher Kolbengeschwindigkeit auf den Gang der Dampfmaschinen.

Bisher wurde immer nur die höchste noch zulässige Kolbengeschwindigkeit der Dampfmaschine betrachtet, und jene Grenzen gesucht, bei deren Ueberschreiten ein Stoß durch die an un-rechten Punkten wechselnden Kräfte im Organismus der Maschine wachgerufen würde.

Betrachtet man aber nun ferner die Drücke, welche bei den äußersten Gangarten, bei der Minimalgeschwindigkeit Null, oder nahe bei der zulässigen Maximalgeschwindigkeit auf die Kurbel gelangen, so ergeben sich an diesen beiden Grenzen starke Schwankungen, und insbesondere dann, wenn die Füllung klein ist. Bei geringer Geschwindigkeit sind die auf der Kurbel übertragenen Drücke zu Beginn des Hubes ansehnlich hoch, aber ermatten rasch mit der abnehmenden Spannung des stark expandirenden Dampfes; bei großer Geschwindigkeit wird aber fast alle Arbeit erst in der zweiten Hubhälfte auf die Kurbel geworfen, indem die Drücke trotz des sinkenden Dampfdruckes im Cylinder dennoch, und zwar in Folge des Ausschwingens der sich verzögernden Massen, hoch ansteigen.

Dieses einseitige und plötzliche Anschwellen und Wiederfallen des Druckes, der die Kurbel während jedes Hinganges und eines jeden Rücklaufes wie eine Springwelle trifft, kann auf den Gleichgang derselben nur von schlechtem Einflusse sein, und wenn auch das Schwungrad diese Veränderungen mit seiner Masse und dem Quadrat seiner Umfangsgeschwindigkeit zu beherrschen strebt, so kann es doch nicht hindern, dass die Trans-

mission diese Ungleichförmigkeiten, wenn auch in noch so gemilderten Zuckungen, spürt und spüren macht.

Nun muss aber die Kolbengeschwindigkeit, durch die mit ihr erscheinenden Massendrucke den Gang der Maschinen auch in ihren Mittelwerthen mächtig beeinflussen, und zwischen den beiden äußersten Grenzen der Geschwindigkeiten, deren obere wir nun so sicher (nach Gleichung 7), als die untere gleich Null kennen, steht eine unendliche Anzahl von Mittelwerthen zu unserem Gebot.

Aus ihren Reihen kann man nun beliebig wählen, und u. A. jene Geschwindigkeit herauszuheben suchen, bei welcher die vom Schwungrad auszugleichenden Arbeitsdifferenzen den kleinsten Werth erreichen. Gelingt dies, so ergibt sich damit eine mittlere mäßige Geschwindigkeit, welche von nun ab die günstigste Geschwindigkeit benannt werden soll, und den größten erreichbaren Gleichgang der Maschine verbürgt, während die bisher betrachteten Geschwindigkeiten die größten Umdrehungszahlen oder die kleinsten Dimensionen der Maschinen ergaben.

Um den Einfluss hoher Kolbengeschwindigkeiten auf den Gang der Maschinen erkennen und dabei die Bedingungen der günstigsten Geschwindigkeit aufstellen zu können, muss erst eine Studie über die Abhängigkeit der Drehkräfte an der Kurbel von den Dampf- und Massendrucken und eine Betrachtung über das Schwungrad vorangehen, während die eigentliche Berechnung der Schwungräder, welche für die Verhältnisse aller und auch der maximalen Geschwindigkeit gilt, nicht hierher gehört, aber doch zu Schluss im Abschnitt VII vorgeführt wird. Das Schwungrad erbringt dann unter dem Wirken der gleichmäßigsten Drehkräfte d. i. der günstigsten Geschwindigkeit mit einem geringsten Gewicht den gleichförmigsten Gang.

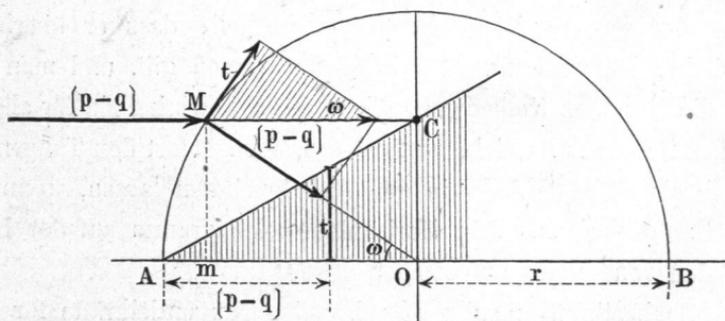
Naturgemäßer Weise kommen hier nur Stabilmaschinen in Betracht.

Die Drehkräfte an der Kurbel.

1. Schubstangen unendlich lang.

Sei p der freie, nach Abzug des Gegendruckes, erübrigende Dampfdruck auf die Flächeneinheit des Kolbens und $(p - q)$ der hiernach von Dampf- und Massendrücken herrührende Hori-

Fig. 21



zontaldruck auf den Kurbelzapfen, so wird bei unendlich langer Schubstange die Tangentialkraft t

$$t = (p - q) \sin \omega \dots \dots \dots (14)$$

sein, wenn sich die Kurbel um ω Grade erhoben hat.

Nun ergibt Fig. 21, dass $OC = Mm = r \sin \omega$ ist, wenn r den Kurbelhalbmesser bezeichnet, so dass auch das Verhältniss

$$(p - q) : t = r : OC$$

besteht, oder nachdem auch $AO = r$ ist,

$$(p - q) : t = AO : OC,$$

d. h. die Horizontalkraft ($p - q$) verhält sich zur Tangentialkraft (t), wie der ganze Radius zu jener Länge, welche im senkrechten Halbmesser zwischen dem Durchschnitt der Schubstangenflucht und dem Kreismittelpunkte liegt. (Das Verhältniss ist auf diese Weise umschrieben, weil es sich später bei endlicher Stangenlänge in dieselben Worte kleiden lässt.)

Für die einzelnen Kolbenlagen kann nun die Größe der zugehörigen Tangentialdrücke entweder durch Rechnung [Formel (14)] oder einfacher durch Construction gefunden werden. Für letztere gibt es zwei Wege:

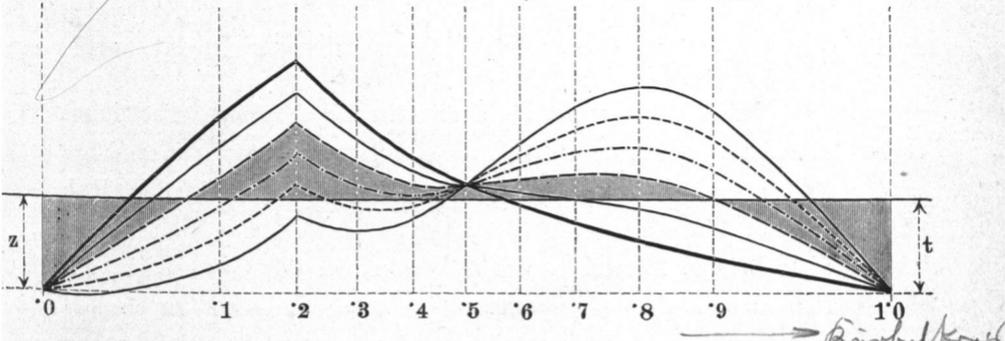
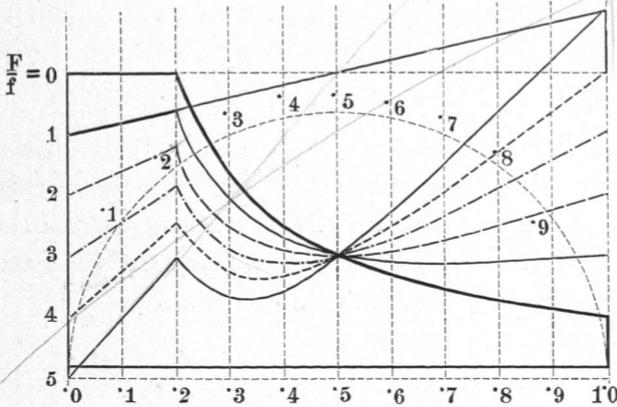
- a) Ziehen der Kurbelstellung MO , Construction des Kräfteparallelogramms an M (Fig. 21, oberer Theil);
- b) Ziehen der Linie AC als Proportionslinie nach obigem Beweis (Fig. 21, unterer Theil).

Der letztere Weg bietet den Vortheil, dass er überhaupt einfacher ist, zusammen für beide Quadranten gilt, und man sich für die einzelnen Kolbenwege die Proportionswinkel ein für allemal vorbereiten kann, welche vertical schraffirt, sofort den Tangentendruck als Ordinatenhöhe in den Zirkel nehmen lassen, wenn der Werth ($p - q$) aus dem Horizontaldruckdiagramm auf der Horizontalen von A aus aufgetragen wird.

So bestimmt man die Dreh- oder Tangentialkräfte für eine Reihe von Punkten, z. B. die einzelnen Zehntel des Kolbenweges. Streckt man nun den Weg des Kurbelzapfens während eines einfachen Kolbenshubes, also die Länge des halben Kurbelkreises in eine Gerade (Fig. 22, unterer, zweiter Theil) und trägt die Tangentialdrücke von den zugehörigen Punkten als senkrechte Ordinaten auf und verbindet deren obere Enden, so erhält man je eine Fläche umrahmt, deren Größe gleicher Größe mit dem reinen Dampfdiagramm und mit dem Horizontaldruckdiagramm sein wird; alle diese Flächen sind ja stets das Bild und das Maß der die Drehung vollbringenden Arbeit, das Product von Kraft und Weg.

Der Schwung dieser so erhaltenen Tangentialdruckcurve lässt nun die Schwankungen der Drücke lesen, welche die Kurbel drehend beeinflussen. Construiren wir diese Curve für verschiedene Geschwindigkeiten, so wird uns offenbar von jener der gleich-

Fig. 22



mäßigste Gang geboten, bei welcher die Tangentialdrücke den wenigsten und kleinsten Schwankungen ausgesetzt sind, ja, welche vielleicht ein Tangentialdruckdiagramm ergibt, welches oben durch eine gewisse Länge horizontal begrenzt erscheint, und damit darstellt, dass durch einen Theil des Laufes ein völlig gleichbleibender Tangentialdruck an der Kurbel herrscht.

Aus dem Vorhergehenden, d. i. den Formeln (6) oder (7), ergibt sich die zugehörige Geschwindigkeit für jeden der stufenweise gewählten Werthe von q_1 . Die Gleichungen (6) und (7)

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

also bei einer Maschine von $\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 4$

$$\frac{F}{f} = q_1 = \frac{1}{5} v^2 \dots \dots \dots (7b)$$

geben den Anhalt hiezu.

Erkennt man z. B. aus dem Diagramm in Fig. 22, dass bei der dortigen Dampfspannung von 5 Atm. und der Füllung 0·2 die gleichmäßigste Drehkraft bei dem Anfangs-Beschleunigungsdruck $q_1 = 2$ Kilogr. pr. 1 c² (2 Atm.) erzielt werde, und hätte die Maschine einen Hub von $l = \cdot 8 m$, so wäre die „günstige“ Kolbengeschwindigkeit hiefür aus:

$$2 = \frac{1}{5} v^2$$

$$v = 3 \cdot 1 m \text{ pr. Secunde,}$$

und aus $ln = 30 v$ die Zahl der Umdrehungen

$$n = 120 \text{ pr. Minute.}$$

Müsste die Maschine aber mit 150 Touren vorbestimmt arbeiten, so wäre der Hub so einzurichten, dass die günstige Kolbengeschwindigkeit v beibehalten bleibt, d. i. der Hub $l = \cdot 620 m$ wird.

In Fig. 22 wurde, wie bisher immer, der Construction ein rein theoretisches Diagramm, scharf an allen Ecken, zu Grunde gelegt. Es ist selbstverständlich, dass abgerundete Uebergänge und sonstige zu erwartende Abweichungen von der reinen Form durch die Construction mühelos aufgenommen, zu vollem Werthe kommen.

Die Wirkung des Schwungrades.

Bezeichne Z den auf den Kurbelkreis reducirten mittleren Widerstand von Seite der Last; wird dieser Widerstand durch die Fläche des Kolbens dividirt und als

$$z = \frac{Z}{F} = t,$$

als Ordinate über einer Länge gleich dem Weg des Kurbelzapfens bei einer halben oder ganzen Umdrehung aufgetragen, so ist die Fläche, welche man damit erhält, offenbar ein Bild der Arbeit der Last; für den Beharrungszustand muss diese gleich der Arbeit der Kraft während der gleichen Zeit sein. Die Rechteckfläche wird also gleich der Tangentialdruckfläche (welche mit ihr gleiche Grundlinie hat) und gleich der Dampfdruckfläche sein, und ihre Höhe kann auch aus dieser durch Verwandlung oder durch Rechnung leicht bestimmt werden. (Siehe Anhang V.)

Zeichnen wir nur die Widerstands- und die (Tangentialdruck-) Arbeitsfläche über den ausgestreckten halben Kurbelkreis übereinander (Fig. 22, untere Hälfte), so ist offenbar jener Flächentheil, welcher die Widerstandslinie überragt, ein Bild und ein Maß der mehrübertragenen Arbeit an den Kurbelzapfen während jenes Weges, als eben das Ueberragen andauert. Diese Mehrarbeit tritt in's Schwungrad, indem es dessen Masse beschleunigt.

Sinkt aber die Linie des Tangentialdruckes unter die Linie des Lastdruckes, so wird eine Fläche eingeschlossen, welche dem Mangel an erzeugter, gegenüber verzehrter Arbeit proportional ist. Die Ordinaten dieser Unterscheidung geben ein Bild, und die Fläche derselben das Maß der Arbeitsdifferenz, welche nun vom Schwungrade mit dem Arbeitsüberschusse der Vorperiode aus-

geglichen werden muss. Die Geschwindigkeit des Rades wird daher so lange sinken, als der Mangel andauert, und erst dann steigen, wenn der drehende Druck größer wird, als der Widerstand von Seite der Last.

Der Natur der Sache nach ist für jede volle Drehung des Schwungrades die Summe der positiven gleich jener der negativen Differenzflächen, wenn die Maschine im periodischen Beharrungszustande arbeitet.

Wirken zwei oder mehr Maschinen gemeinsam auf die Schwungradwelle, so vereinen sich die Arbeiten, deren Summe sich in Bild und Maß aus der Addition der Ordinaten der einzelnen Tangentialdruckdiagramme ergibt. Zu dieser Summirung werden die Einzeldiagramme um gleiche Weglängen verschoben übereinander gezeichnet, als es den Kurbelabständen im Kurbelkreis gemessen, entspricht.

Wäre der Widerstand selbst nicht constant, also nicht durch eine Gerade, sondern durch die Ordinaten einer Curve darzustellen, wie dies bei Gebläsemaschinen und Compressoren der Fall ist, so überheben sich die Ueberragungen und senken sich die Unterschneidungen der Dampfcurve von dieser nun selbst gekrümmten Widerstandslinie aus, aber stets lässt ein Blick auf das Diagramm in den Durchschnittspunkten der Kraft- mit der Lastlinie die Punkte erkennen, an welchen die größte und kleinste Geschwindigkeit auftritt.

Und stets wird die Summe der überragenden Flächen gleich jener der unterschneidenden sein, und jene Anzahl von Kilogramm-Meter pr. 1 c^2 Kolbenfläche ergeben, welche als Arbeit im Rade, die Geschwindigkeit seiner Masse erhöhend, aufgespeichert oder von dessen innewohnender Arbeit entnommen wird.

Nach diesen Erkenntnissen ist die Berechnung des Schwungradgewichtes leicht; sie folgt aber erst später.

Wirkung der hin- und hergehenden Massen auf das Schwungrad.

Früher wurde dargelegt, wie die mitbewegten Massen einer Dampfmaschine die in ihr wirkenden Horizontal-, also auch die Drehkräfte mächtig beeinflussen, und wenn wir für die bezeichneten verschiedenen Geschwindigkeiten mit $q_1 = \frac{F}{f} = 0, 1, 2, 3 \dots$ Atm. die Horizontaldruckcurven und aus diesen die Kurbeldiagramme construirten, so sehen wir (Fig. 22) große Verschiedenheiten sowohl hinsichtlich der Größe der Arbeit, welche durch das Schwungrad wogt, als auch hinsichtlich der Punkte, an welchen dessen Geschwindigkeit sich ändert, gegenüber den Angaben jener Druckcurven auftreten, welche ohne Berücksichtigung der hin- und hergehenden Massen ($P = 0$) oder ihrer Geschwindigkeit ($\frac{F}{f} = 0$) entstanden sind.

Wir sehen, dass bei einer kleinen Geschwindigkeit die große Ueberschussarbeit der Füllungsperiode während eines kurzen Weges fast mit einem Stoß in das Schwungrad gedrängt und dann während eines langen Weges schleichend verzehrt wird; bei ganz großen Geschwindigkeiten jedoch wird die ganze Anfangsarbeit erst zum Hinausschuss der Massen verbraucht, und das Schwungrad muss bis über die halbe Hublänge hinaus die Last mitschleppen, während gegen das Hubende zu die durch den Zwang der Kurbelbewegung im Fortflug gehemmten Massen auf kurzem Wege ihre angehäufte Arbeit auf die Kurbel schleudern.

Die Punkte der größten und kleinsten Geschwindigkeit sind hier wie dort sehr ungleichmäßig genähert und entrückt, und wenn noch so leise, muss eine zuckende Bewegung in der Welle die Folge sein.

Wir sehen aber ferner, dass bei anderen, als den Extremgeschwindigkeiten in derselben Maschine kleine und gleichmäßiger ausgebreitete Arbeitsflächen vorkommen, welche die Widerstandsfläche nur wenig verlassen, und sich die langsam anschwellende und wieder sinkende Arbeitsdifferenz fast symmetrisch im Umfange vertheilt.

Eine noch andere Geschwindigkeit wird von zwei Ueberschussflächen begleitet; denn der fallende Dampfdruck, welcher noch die Massen zu beschleunigen hat, wird bald kleiner als der Lastdruck; wenn aber die Massen nachdrängen, dann steigt der Tangentialdruck wieder, und überwiegt den Lastdruck zum zweiten Male. Dann wird sich das Schwungrad während eines halben Umganges zweimal beschleunigen und zweimal verzögern, und die Arbeit wird in seiner Masse gleichsam mit schnelleren, aber abgeschwächten Schlägen pulsiren.

Wir erkennen daher, dass die Massen des Gestänges die ausgleichende Wirkung des Schwungrades zu unterstützen und die Unterschiede zwischen auftretender und abfließender Arbeit weniger grell zu gestalten vermögen, als es bei Außerachtlassung ihrer Wirkung erscheint.

Wir erkennen daher endlich, dass jede Schwungradsberechnung, welche bei halbwegs größerer Geschwindigkeit sich der Betrachtung der Gestängsmasseneinwirkung entschlägt, blind dahin und falschen Weges zieht.

Die Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft.

Jede Geschwindigkeit bringt, wie nun dargelegt wurde, eine andere Art der Arbeitsabgabe an die Kurbel mit sich. Die beste Art derselben, der gleichmäßigste Gang der Maschine wird aber gewiss dann erzielt werden, wenn die Geschwindigkeit so ermittelt wurde, dass der bei jedem Kolbengang im Schwungring anzusammelnde und wieder abzugebende Arbeitsüberschuss im Verhältniss zur Gesamtarbeit ein kleinster, d. h. wenn das Verhältniss der überragenden Fläche des Tangentialdruckdiagrammes gegen das Widerstandsrechteck ein Minimum wird.

Sollten bei mehreren verschiedenen Geschwindigkeiten, welche ohnedies nicht weit von einander abliegen können, diese Arbeitsdifferenzen fast gleich sein, so wird jene davon als die beste erscheinen, bei welcher die Perioden der Beschleunigung und der Verzögerung gleich lang andauern, d. h. bei welchen die Schnittpunkte der Drehkrafts- und der Widerstandslinie um gleiche Wegstücke von einander entfernt auftreten.

Es ist mir nun nicht gelungen, diese vortheilhafteste Geschwindigkeit durch directe strenge Rechnung zu finden, indem bei dem Versuche hiezu Gleichungen des vierten Grades in ganz undurchsichtigen und unbrauchbaren Formen erscheinen.

Es hat jedoch gar keine Schwierigkeit, diese günstige Geschwindigkeit auf Grund der einfachen graphischen Construction für jede Dampfspannung und Füllung zu ermitteln.

Es soll hier nun erst der Vorgang der Construction vorgeführt und dann gesucht werden, eine allenfalls auffindbare Eigenschaft der Curve der Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkräfte, fortan der Kürze halber „günstigste Geschwindigkeit“ genannt, in eine Formel zu fassen.

Auffindung der günstigsten Geschwindigkeit durch Construction.

1. Schubstange unendlich.

Zeichnet man das zu erwartende Dampfdiagramm (Fig. 22 im Texte) und trägt versuchsweise auf der aufsteigenden Drucklinie zu Beginn des Hubes von der oberen Ecke Längen gegen abwärts auf, welche den Werth von $q = 1, 2, 3 \dots$ Atm. ($\frac{F}{f} = 1, 2, 3 \dots$ Kilogr. Beschleunigungsdruck pr. 1 c^2 Kolbenfläche) bedeuten;

zieht man von diesen Punkten aus die Curven der Horizontaldrücke, wie es in dem Früheren gezeigt wurde, und zeichnet für jede dieser einzelnen Linien das Diagramm der Tangentialdrücke über dem ausgestreckten Wege des Kurbelzapfens als gemeinschaftliche Grundlinie;

zieht man ferner die Linie des auf den Kurbelkreis reducirten Widerstandes, indem man die von irgend einer der Drucklinien umschlossenen Flächen in ein Rechteck verwandelt:

so ist im gegenwärtigen Sinne jene Geschwindigkeit die günstigste, deren Tangentialdrucklinie von der Widerstandslinie am wenigsten und am gleichmäßigsten abweicht, und bei welcher die Länge der Ueberragung der halben Länge des Kurbelkreises am nächsten kommt.

Der Werth von $q_1 = \frac{F}{f}$, dessen Curve diese Bedingungen am besten erfüllt und darnach gewählt wird, gibt nach Formel (6) allgemein oder Formel (7) im Metermaß die Kolbengeschwindigkeit oder die Zahl der zugehörigen Umdrehungen für jede einzelne Länge des Kolbenshubes, wie bereits Seite 86 gezeigt und mit einem Beispiel erläutert wurde.

Es braucht nicht erst darauf aufmerksam gemacht zu werden, dass sich gleichzeitig mit diesem Vorgange auf graphischem Wege das Maximum der Geschwindigkeit für eben diese Druck- und Füllungsverhältnisse und die Art ihrer Arbeit dann ergibt, wenn man einfach mit der Linie $\frac{F}{f}$ von der Gegendrucklinie ansteigt.

Auffindung der günstigsten Geschwindigkeit durch Rechnung.

Wenn auf diese Weise eine Reihe von Diagrammen construirt wird, so zeigt sich an allen bei der günstigsten Geschwindigkeit (gleichförmigsten Drehkraft, kleine Füllungen vorausgesetzt) eine übereinstimmende Eigenschaft, welche man ihnen nur abzulesen braucht, um sie leicht in eine Formel zu kleiden:

Man erkennt nämlich, dass die günstigste Geschwindigkeit nahezu gleich mit jener ist, bei welcher die Tangentialdrucklinie in ihrer halben Länge (also bei der Kurbelstellung von 90 Grad gegen ihre todte Lage) eine horizontale Tangente erhält.

Diese Annahme, welche auch logisch vollkommen einleuchtet, sagt nichts Anderes als: in der Nähe des halben Hubes bleibe der drehende Druck auf die Kurbel constant.

Diese Annahme, in eine Formel gebracht, gibt (Ableitung im Anhang VI),

$$q_1 = \frac{F}{f} = 2p_1 \frac{l_1}{l} \dots \dots \dots (15)$$

Der Werth $p_1 \cdot \frac{l_1}{l}$ kann mit p_3 bezeichnet werden

$$p_3 = p_1 \frac{l_1}{l}.$$

Es ist das Maß für den Enddruck eines Dampfes von der Anfangsspannung p_1 , welcher von der Füllungslänge l_1 auf die ganze Hublänge l expandirt. Darnach schreibt sich die Gleichung (15) für die günstigste Geschwindigkeit auch noch:

$$q_1 = \frac{F}{f} = 2p_3 \dots \dots \dots (16)$$

Die Folgerungen aus dieser Formel sind im Nachstehenden gezogen.

Abhängigkeit der Gleichmäßigkeit der Drehkraft von Füllung und Geschwindigkeit.

Aus der Gleichung:

$$q_1 = \frac{F}{f} = 2 p_1 \frac{l_1}{l} \dots \dots \dots (15)$$

ergeben sich die Folgerungen:

- a) Die Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft wird desto höher, je höher die Dampfspannung und je höher die Füllung wird.
- b) Mit der Füllung darf man aber nicht höher, als bis zur Grenze $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$ gehen, wenn man einen möglichst gleichförmigen Gang der Maschine erreichen will; halbe Füllung kann nicht überschritten werden, weil dafür bereits (selbst ohne Berücksichtigung des Gegendruckes) $q_1 = \frac{F}{f} = p_1$ wird, wobei das überhaupt zulässige Maximum der Geschwindigkeit erreicht ist. (Für die Niederdruckcylinder der Verbundmaschinen wichtig.)
- c) Für höhere Füllungen als 0·5 gibt es keine günstigste Geschwindigkeit, keine Geschwindigkeit gleichmäßiger Drehkräfte mehr.
- d) Daher werden Maschinen mit hoher Füllung (über 0·5) desto gleichmäßiger wirken, mit je kleinerer Geschwindigkeit sie arbeiten.

Aus Gleichung (16) $q_1 = \frac{F}{f} = 2 p_3$ folgt:

- e) die Maschine erhält bei jener Geschwindigkeit die gleichmäßigste Drehkraft, bei welcher zu Beginn jedes Hubes ein Druck, gleich dem doppelten Enddruck auf den Kolben, zur Ingangsetzung der Massen verwendet wird.

Durch Einsetzen des letzten Werthes in die allgemeine Formel (6) ergibt sich aus:

$$q_1 = \frac{\pi^2}{2g} \frac{P}{f.l} \cdot v^2 = 2 p_3$$

die Bedingung für die gleichmäßigste Arbeit an der Kurbel einer Dampfmaschine, oder deren günstigste Geschwindigkeit:

$$v^2 = \frac{4g}{\pi^2} \cdot \left(\frac{f.l}{P} \right) \cdot p_3 \dots \dots \dots (17)$$

d. i. für Kilogramm und Metermaß:

α) für kleine Hochdruckmaschinen

$$\frac{P}{f} = 0.28 \quad \text{Hub bis } 0.7 \text{ m} \quad \dots \dots v^2 = 14 \cdot l \cdot p_3$$

β) für große Hochdruckmaschinen

$$\frac{P}{f.l} = 0.4 \quad \text{Hub über } 0.7 \text{ m} \quad \dots \dots v^2 = 10 p_3$$

γ) für kleine Niederdruckmaschinen

$$\frac{P}{f} = 0.20 \quad \text{Hub bis } 0.9 \text{ m} \quad \dots \dots v^2 = 20 \cdot l \cdot p_3$$

δ) für große Niederdruckmaschinen

$$\frac{P}{f.l} = 0.22 \quad \text{Hub über } 0.9 \text{ m} \quad \dots \dots v_2 = 18 p_3$$

wobei p_3 stets den zugehörigen Druck am Ende des Kolbenlaufes bedeutet.

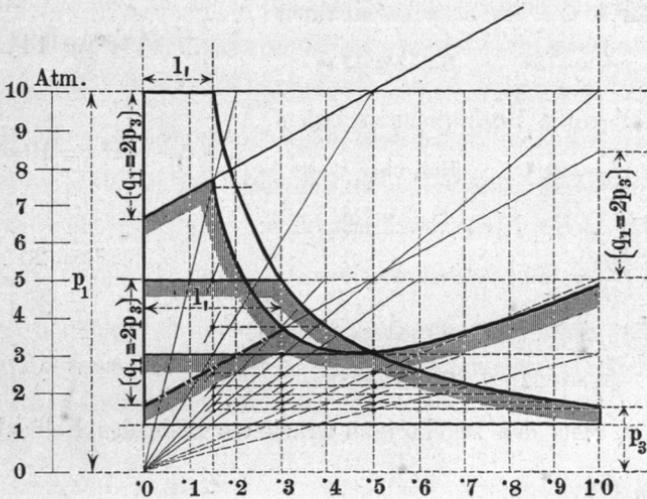
Wir erkennen nun, dass bei allen jenen Maschinen, bei welchen die Füllung derart geregelt ist, dass der Druck des expandirten Dampfes am Ende des Kolbenshubes ein gleicher ist — auch gleiche Geschwindigkeiten zu herrschen haben, wenn die drehenden Drücke möglichst gleichmäßig vertheilt wirken, d. h. die Arbeit möglichst gleichmäßig geleitet werden soll — unabhängig, wie groß der Dampfdruck bei der Einströmung war.

Daher folgt:

f) Die günstigste Geschwindigkeit ist für alle jene Maschinen constant, deren Enddruck der gleiche ist.

Die Erklärung dieser in gewissem Maße befremdenden Thatsache folgt aber aus dem Expansionsgesetze des Dampfes, wie es auch in Fig. 23 der Zeichnung zu Grunde gelegt wurde. Für gleichen Enddruck fallen nämlich die Expansionscurven über einander, wenn Füllung und Spannung nach ihm gerichtet sind.*) Daher fallen auch die Curven der Drücke ($p \mp q$) vom Punkte des Expansionbeginnes aufeinander, wenn sich in Folge gleicher

Fig. 23



Geschwindigkeit gleiche Massendrücke zu den gleichen Dampfdrücken gesellen.

Die Geschwindigkeit des gleichmäßigsten Ganges ist nun meist kleiner, als jene der überhaupt zulässigen Ganggeschwin-

*) Diese Figur zeigt nebenher auch recht deutlich die Mehrarbeit desselben Gewichtes an Dampf in ein und demselben Cylinder bei höherer Spannung und größerer Expansion. Denn nachdem im Cylinder gleiche Endspannungen herrschen, sind gleiche Gewichte an Dampf, annähernd daher auch an Kohle, verbraucht. Die Arbeitsfläche des Dampfes von 10 Atm. ist aber mehr als doppelt so groß, als jene von 3 Atm.

digkeit. Ihr Maß ist der doppelte Enddruck, während das Maß der Maximalgeschwindigkeit (bei sonst gleichen Verhältnissen) im einfachen Anfangsdrucke liegt.

Daher folgt:

- g) Bei allen Maschinen, bei welchen der Anfangsdruck größer als der doppelte Enddruck ist, verbleibt die günstigste Geschwindigkeit kleiner, als die Maximalgeschwindigkeit.

Wird nun die wirkliche Ganggeschwindigkeit nahe jener des größten Gleichganges gebracht, so besitzen die ausschwingenden Massen zu Ende des Hubes eine Arbeit, welche per Flächeneinheit des Kolbens einen Druck gleich dem Beschleunigungsdruck, d. i. nahezu gleich dem doppelten absoluten Enddrucke entspricht. Diese Arbeit kann entweder an den Kurbelzapfen übertragen oder zur Compression des Enddampfes verwendet werden. Geschieht letzteres, so soll die Compression doch nur bis zu jener Höhe ansteigen, welche von den sich verzögernden Massen allein bewältigt werden kann, indem sonst die Kurbel den Mehrbetrag rückleitend decken müsste.

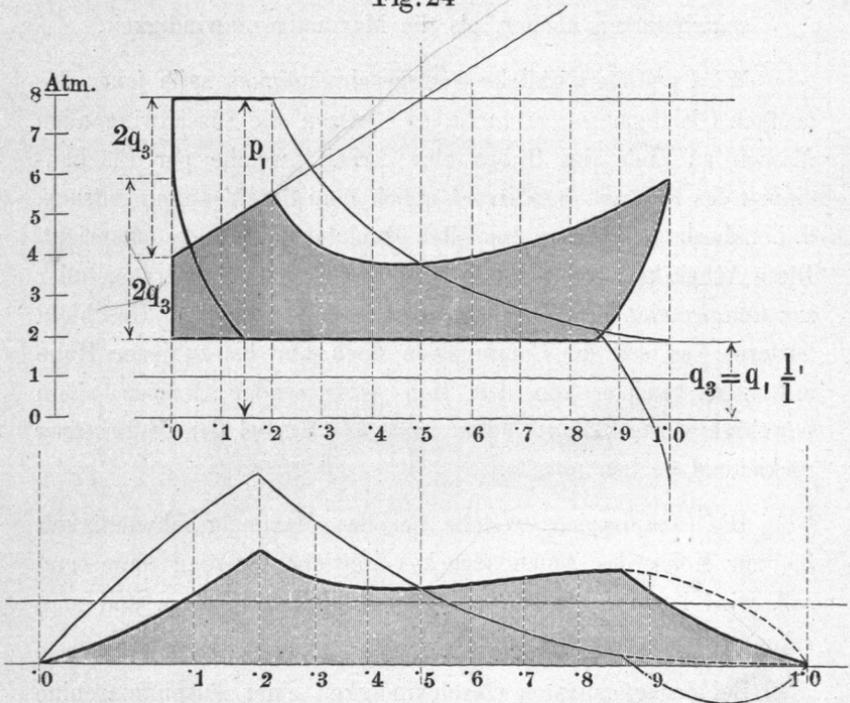
Die Compression, welche bei der Maximalgeschwindigkeit bis zur Höhe des Anfangsdruckes getrieben werden kann und soll, wird jetzt hier wesentlich kleiner bleiben müssen, und man erkennt als fernere Regel:

- h) Bei der günstigsten Geschwindigkeit einer Auspuffmaschine soll die Compression nicht bis zur Höhe des Anfangsdruckes steigen, sondern nur den Betrag des doppelten Enddruckes erreichen. (Dass ein geringes Ueberschreiten dieser Compressionshöhe zulässig ist und dem verspäteten Druckwechsel vorbeugt, wurde bereits im Anhang IV dargelegt.)

Da die Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft einer hoch expandirenden Maschine vom (doppelten) End-, also dem

Gegendrucke abhängt, so erkennt man ferner daraus, dass im Allgemeinen dem Hochdruckkolben einer Compoundmaschine eine höhere Geschwindigkeit gleichmäßigsten Ganges zukommt, als es bei freiem Auspuffe der Fall wäre. Auch darf sich die Compression an ihm höher, als in einer Eincylindermaschine erheben.

Fig. 24



Für Condensationsmaschinen, insbesondere Niederdruckcylinder von Verbundmaschinen, ist hier nur wenig beizufügen. Die Füllung von 0.5 wird dabei nicht überschritten, und wäre der Enddruck $p_3 = 0.28$ Atm., so gibt die Gleichung (17δ) $v^2 = 18 p_3 = 5.04$, also $v = 2.2$ m, und z. B. bei $l = 1$ m die Umdrehungszahl: $n = 66$ per Minute, jene Geschwindigkeit, bei welcher der größte Gleichgang herrscht.

Die größte, überhaupt noch zulässige Geschwindigkeit wäre für dieses Beispiel, wenn der Anfangsdruck $p_1 = 2 \cdot 0$, der Gegen-
druck $p_0 = 0 \cdot 2$ Atm. absolut beträgt, laut Gleichung (7) oder
Tabelle II, $v = 3 \cdot 70 m$ oder $n = 111$.

Geht die Maschine nun wirklich nur mit der kleineren
gleichmäßigeren Geschwindigkeit von $v = 2 \cdot 2 m$ oder 66 Um-
drehungen, wobei sie am Kolben nach Gleichung (7d₁) nur $q_1 =$
 $= \frac{1}{9} v^2 = \cdot 56$ Atm. am Hubanfang zum Ingangsetzen der Massen
benöthigt und einen gleichen Betrag bei deren Ausschwingen am
Hubende wieder erbringt: so kann dieser in der Verzögerung
der Massen begründete Druck zur Compression des letzten Theiles
des Ausströmdampfes verwendet werden, ohne dass diese Com-
pression durch das Gestänge von der Kurbel zu leisten wäre.
Höhere Compression als diese $\cdot 56$ Atm. könnte nicht mehr durch
die ausschwingenden Massen gedeckt, sondern müsste durch die
Kurbel unterstützt werden.

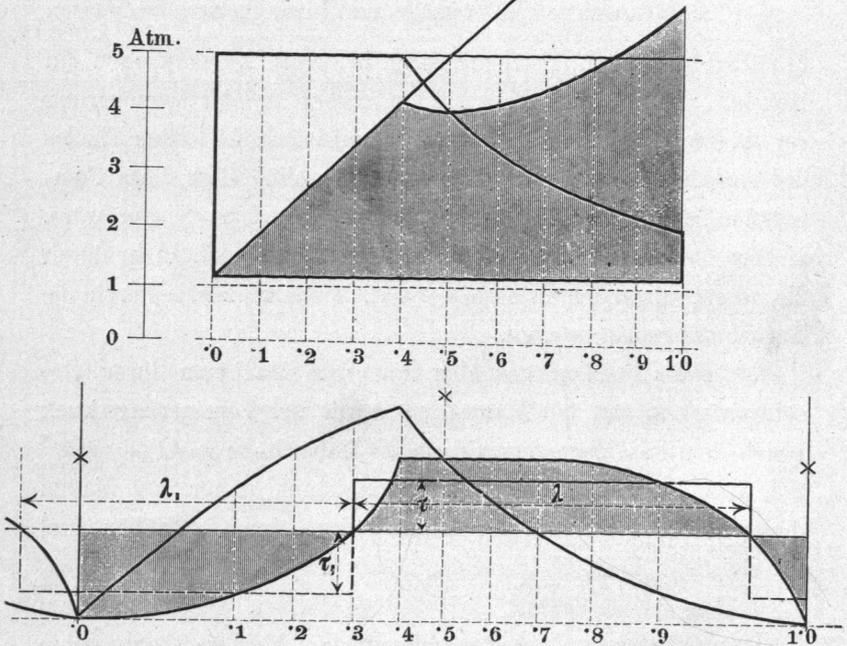
Ginge die Maschine aber mit dem Maximum ihrer Ge-
schwindigkeit, mit 111 Touren, so würde der Verzögerungsdruck
gleich dem Beschleunigungsdruck am Hubanfang $= (2 - \cdot 2) =$
 $1 \cdot 8$ Atm. betragen. Die Compression könnte daher jetzt bis zu
dieser Höhe, bis zur vollen Admissionsspannung getrieben und
ihr sonstiger Vortheil ausgenützt werden.

Man ersieht daraus, dass bei Maschinen, welche mit dem
größten Gleichgange arbeiten sollen, eine kleinere Compression
eingestellt werden muss, als bei solchen, welche für größtmögliche
Geschwindigkeit bestimmt sind. Die Compression soll, vom Stand-
punkte gleichmäßigster Drehkräfte, d. i. der günstigsten Geschwin-
digkeit betrachtet, nur den Ausschwing der Massen elastisch auf-
nehmen. Der Druck der durch den Zwang der Kurbelbewegung zur
Ruhe gedrängten Massen soll jetzt, wie zu Anfang der Beschleuni-
gungsdruck, $\frac{F'}{f} = 2 p_3$, gleich dem doppelten Enddrucke sein.

Große Füllungen (ad c).

Die Geschwindigkeit, bei welcher die Tangentendrucke den mindesten Schwankungen unterworfen sind, und bei welcher die Arbeit, welche in das Schwungrad und wieder zurückströmt, ein

Fig.25



Minimum wird, diese vorteilhafteste Geschwindigkeit ist nur bei kleinen Füllungen zu erreichen und findet ihre äußerste Grenze bei der Füllung 0.5, weil dann der Enddruck dem halben Initialdruck gleich wird, und daher der jetzt zur Beschleunigung verlangte doppelte Enddruck in den vollen Anfangsdruck, und die vorteilhafte Geschwindigkeit in die überhaupt noch zulässige übergeht.

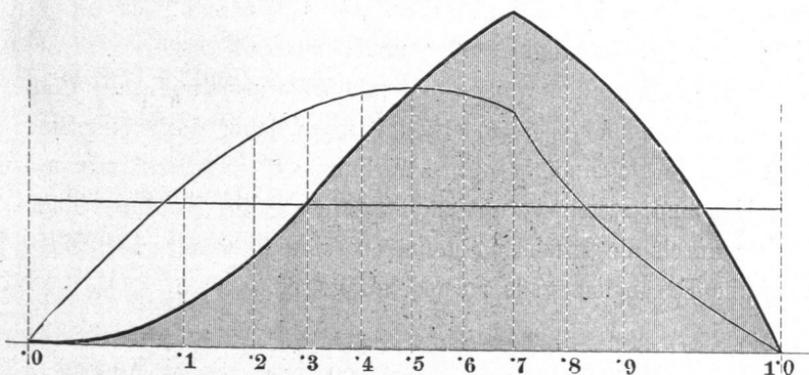
Aus Rücksicht auf den Gegendruck kann selbst nicht soweit gegangen, sondern muss dort eingehalten werden, wo:

$$\frac{F}{f} = (p_1 - p_0) = 2p_3$$

wird, wie dies in Fig. 25 dargestellt ist.

Wir sehen aber jetzt aus dem Diagramm, dass die drehenden Drücke, wenn auch immer noch constanter in ihrer wirklichen Größe, doch von keinem wesentlichen Vortheile in der Arbeitsabgabe, mehr begleitet sind; denn die Beschleunigungs- oder Ver-

Fig. 26



zögerungsflächen sind für die kleinste und größte Geschwindigkeit, welche letztere hier auch die günstigste Geschwindigkeit ist, fast genau gleicher Größe.

Bei Maschinen mit halber (0,4—0,5) Füllung kann man also wohl noch eine Geschwindigkeit der gleichen und mäßigsten Drehkräfte erreichen, doch ist diese von keinem verringern Einfluss mehr auf die Menge der durch das Schwungrad auszugleichenden Arbeitsdifferenzen.

Bei noch höheren Füllungen als 0,5 ginge aber der doppelte Enddruck über den Initialdruck, welcher das überhaupt zulässige Maximum der Geschwindigkeit begrenzt.

Daher gibt es für Maschinen für höhere Füllungen als 0·4 bis 0·5 keine günstigste Geschwindigkeit mehr, und die Unregelmäßigkeiten der Arbeit im Schwungrade schwanken desto beträchtlicher, je höher die steigenden Geschwindigkeiten die Grenze Null überschreiten.

In Fig. 26 ist das Kurbeldiagramm einer Maschine von 0·7 Füllung vorgeführt, und die Dampfdrucklinie, welche der Minimalgeschwindigkeit Null entspricht, und die Drucklinie der höchsten Geschwindigkeit eingezeichnet.

Aus dem Diagramm ist es in der That ersichtlich, dass die größere, wie auch jede mittlere Geschwindigkeit mehr Unregelmäßigkeiten in Druck und Arbeit mit sich bringt, als an die kleineren Geschwindigkeiten gebunden sind.

Eine Maschine, welche fast mit Volldruck (und ohne Compression, vergleiche später) arbeitet, muss daher desto langsamer arbeiten, je gleichmäßiger ihre Wirkung auf die Kurbel sein soll, ein Umstand, welcher wohl auch zu Anfang des Dampfmaschinenbaues durch die Erfahrung gefunden, aber in ungerechter Weise auf alle Expansionsgrade ausgedehnt wurde.

Zu kleine Füllungen.

Bei zu weit getriebener Expansion kann es in Auspuffmaschinen leicht vorkommen, dass der Enddruck kleiner als der Gegendruck wird, was sich durch eine Schleifenbildung im Dampfdiagramme kundgibt. Die der Schleife entsprechende Arbeit ist ein directer Verlust und daher sind zu kleine Füllungen stets zu vermeiden, wo immer der Dampf einen Werth hat.

Hätte aber irgendwo der Dampf keinen Werth, oder fände sich eine andere Verwendung des Abdampfes, die den Verlust wieder aufhebt, so wäre in der Schleifenbildung ein herrliches Mittel zur Erreichung gleichmäßigster Drehkräfte geboten, welches ähnlich wie die Compression, nur früher beginnend, den Schwung der Massen auffängt, und ein fast völlig symmetrisch gestaltetes Druckdiagramm zu erbringen vermag.

Günstigste Geschwindigkeit bei kleinster Füllung.

Wenn die Expansion so weit getrieben wird, dass der Enddruck eben die Größe des Gegendruckes erreicht, was in letzter Linie bei einer variablen Expansionssteuerung leicht einzustellen, und mit dem Indicator nachgewiesen werden kann, so arbeitet wohl die Maschine mit dem Minimum ihrer Leistungsfähigkeit, jedoch mit dem höchsten Wirkungsgrade.

Diesem höchsten Wirkungsgrade entspricht aber laut *f*), Seite 95, ein und dieselbe Kolbengeschwindigkeit als die günstigste für die gleichmäßigste Drehkraft, wie groß immer (über 4 Atm., Seite 110) die Dampfspannung auch sei, weil der Enddruck dann stets derselbe und dem Gegendrucke gleich wird.

Hochdruckmaschinen. Bei Nichtcondensationsmaschinen, in welchen der Gegendruck mit 1·2 Atm. über das Vacuum angenommen werden kann, wird die constante günstigste Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft gemessen durch:

$$q_1 = \frac{F}{f} = 2 \cdot p_3 = 2 \cdot 4 \text{ Atm.},$$

d. h. so groß, dass bei Beginn des Hubes am todtten Punkte 2·4 Atm. von dem vorhandenen Drucke zur Ingangsetzung der Massen verwendet werden (Fig. 27).

Nach Formel (7), Seite 48 und 49, wird dann:

$$\begin{array}{l} \text{für kleine Hochdruckmaschinen} \\ \text{Hub bis } 0 \cdot 7 \text{ m,} \end{array} \quad 2 \cdot 4 = \frac{1}{7} \frac{v^2}{l} \quad v = 4 \cdot 1 \sqrt{l},$$

$$\begin{array}{l} \text{für große Hochdruckmaschinen} \\ \text{Hub über } 0 \cdot 7 \text{ m,} \end{array} \quad 2 \cdot 4 = \frac{1}{5} v^2 \quad v = 3 \cdot 46 m$$

Tabelle III.

der günstigsten Geschwindigkeit beim höchsten Wirkungsgrad
(Minimum der Füllung) der Hochdruckmaschinen.

| Geschwindigkeit | Länge des Kolbenschubes in Meter | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0·300 | 0·500 | 0·750 | 1·000 | 1·250 | 1·500 |
| Kolbenweg per Sec. = v | 2·25 | 2·91 | 3·46 | 3·46 | 3·46 | 3·46 |
| Umdrehungen per Min. = n | 225 | 175 | 138 | 104 | 83 | 69 |

Condensationsmaschinen. Wird der Gegendruck mit 0·2 Atm. bemessen, so ist das Maß für die constante günstigste Geschwindigkeit, der gleichmäßigsten Drehkraft

$$q_1 = \frac{F}{f} = 2 \cdot 0 \cdot 2 = 0 \cdot 4 \text{ Atm.},$$

und daher wieder nach Formel (7):

für kleine Niederdruckmaschinen $\cdot 4 = \frac{1}{10} \frac{v^2}{l} \quad v = 2 \cdot 0 \sqrt{l},$

Hub bis 0·9 m,

für große Niederdruckmaschinen $\cdot 4 = \frac{1}{9} v^2 \quad v = 1 \cdot 9 m$

Hub über 0·9 m.

Durch Annahme von verschiedenen Werthen von l der Schublänge erhält man die beiden Tabellen III und IV.

Diese günstigsten Kolbengeschwindigkeiten, deren Kenntniss dann von Werth sein mag, wenn es sich um die höchste erreichbare Gleichmäßigkeit handelt, wie es z. B. bei dem Antrieb von Elektriklichtmaschinen-Anlagen vorkommt, kann bei Hochdruckmaschinen immer angestrebt und eingehalten werden, vorausgesetzt, dass sie nicht größer sei, als die überhaupt zulässige Geschwindigkeit, welche Tabelle I gibt, und bei niederer Anfangsspannung vorkommt.

Tabelle IV.

der günstigsten Geschwindigkeit beim höchsten Wirkungsgrad
(Minimum der Füllung) bei Condensationsmaschinen.

| Geschwindigkeit | Länge des Kolbenschubes in Meter | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0·300 | 0·500 | 0·750 | 1·000 | 1·250 | 1·500 |
| Kolbenweg per Sec. = v | 1·10 | 1·41 | 1·73 | 1·90 | 1·90 | 1·90 |
| Umdrehungen per Min. = n | 110 | 85 | 70 | 57 | 45 | 38 |

Die Werthe für Condensationsmaschinen sind wohl schon kleiner, als die heutigen Geschwindigkeiten, und auch nur unter der Bedingung zweckmäßig, dass bei normalem Gange die Füllung so klein sei, dass der Enddruck des expandirten Dampfes gleich 0·2 Atm., der Spannung des Condensators wird. Dies kann bei den hochfüllenden Niederdruckeylindern der Verbundmaschinen nicht mehr der Fall sein.

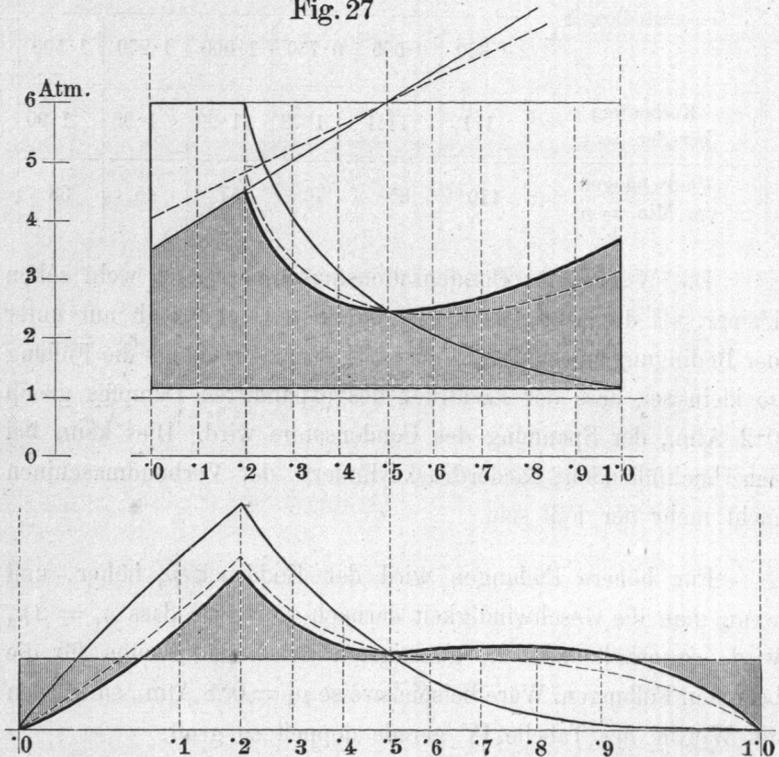
Für höhere Füllungen wird der Enddruck p_3 höher, und wenn man die Geschwindigkeit darnach so regelt, dass $q_1 = 2p_3$ wird, so erhält man die günstigsten Geschwindigkeiten für die beliebigen Füllungen. Wäre beispielsweise $p_3 = 0·8$ Atm., so würden die Werthe der Tabelle IV gerade doppelt so groß.

Die so berechneten Geschwindigkeiten bringen die gleichförmigste Drehkraft auf den Kurbelzapfen, und so den gleichmäßigsten Gang der Maschine bei der besten Ausbeute des Dampfes (Minimum der Füllung) mit sich.

Die Fig. 27 zeigt solch' ein Vorkommen für die Annahme einer Hochdruckmaschine mit 6 Atm. absolutem Dampfdruck. Das

Minimum der Füllung ist $\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p} = \frac{1 \cdot 2}{6} = 0 \cdot 2$, und man sieht ohne Weiteres aus dem Maßbild, wie günstig die Gewichte der hin- und hergehenden Theile zur Herstellung des Gleichganges der Maschine verwendbar sind; denn während die zu oberst ge-

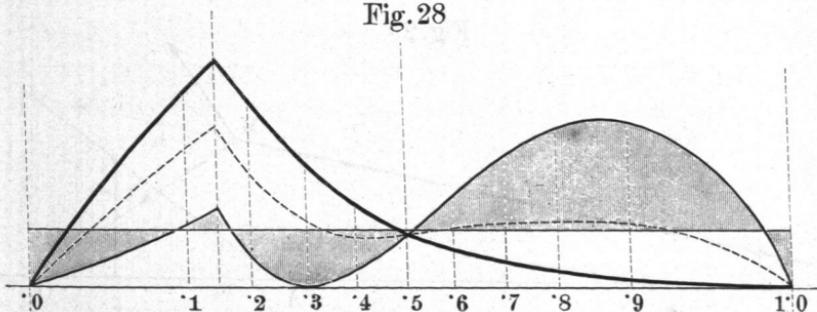
Fig. 27



zogene Linie, welche der Geschwindigkeit Null oder einer sehr geringen Geschwindigkeit zukommt, große Arbeitsdifferenzen dem Schwungrad aufbürdet oder entnimmt, werden für die neuen, unter der Massenberücksichtigung gezogenen Linie diese Unterschiede nicht nur kleiner, sondern es kommen sogar lange Perioden des Gleichgewichtes vor.

Fig. 28 stellt die an die Kurbel abgegebene Arbeit eines Horizontaldruckdiagrammes wie Fig. 18 dar. Die beiden äußersten Linien entsprechen den beiden Grenzen der Geschwindigkeit, während die mittlere punktirte Linie das Bild einer günstigsten Geschwindigkeit vorführt. Zwischen den Grenzwerten würde noch eine unendliche Zahl mittlerer Curven liegen, welche den unendlich vielen Abstufungen der möglichen Geschwindigkeiten entsprechen würden. Doch lehrt ein Blick auf das Bild, dass die Vortheile der höheren Geschwindigkeiten mit starken Druckschwankungen erkauft sind, während niedrigere Geschwindigkeiten als die der

Fig. 28



günstigsten wohl auch von größeren Druckschwankungen, aber von keinem hier zu beachtenden Vortheile mehr begleitet sind.

In Fig. 27 ist außer dem Zuge der horizontalen Mitteltangente noch eine Linie etwas höherer Geschwindigkeit eingetragen, nach welcher die Ueberschussarbeit eben einen Quadranten lang währt. In Fig. 28 wird die Lastlinie von der Kraftlinie der günstigen Geschwindigkeit viermal durchschnitten, was gleichfalls gutes Arbeiten verspricht.

Wäre der Widerstand nicht constant, d. i. die Widerstandslinie keine Horizontale, so wäre jene Geschwindigkeit die günstigste, deren Drehkraftsdiagrammlinie jener des Widerstandes zunächst läuft.

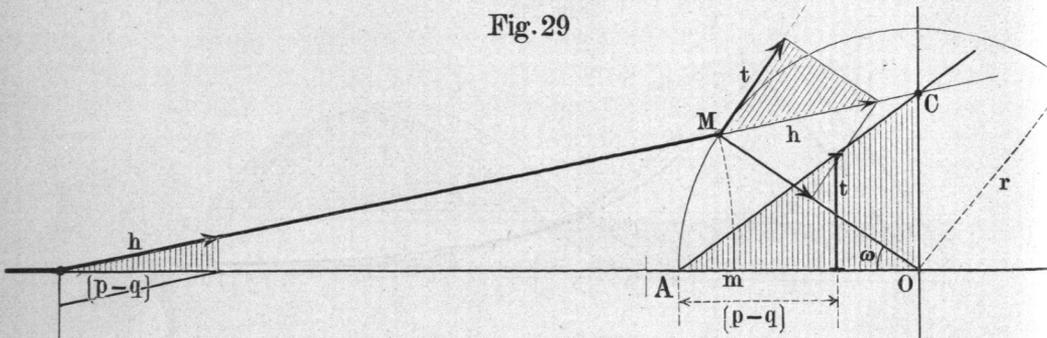
2. Schubstange von endlicher Länge.

Der Horizontaldruck am Kolben verhält sich zur Tangentialkraft an der Kurbel auch hier (wie bei unendlicher Schubstange) wie der ganze Radius zu jenem Stück im senkrechten Halbmesser des Kurbelkreises, welches zwischen dem Kreismittelpunkt und seinem Durchschnitt mit der Schubstangenflucht liegt, also

$$(p - q) : t = AO : OC \quad (\text{Nachweis Anhang VII}).$$

Man kann hier nun ebenso wie früher aus dem Horizontaldruckdiagramm das Kurbeldiagramm mit Hilfe dieses Verhältnisses durch Ziehen der AC (Erhalt der Proportionswinkel siehe

Fig. 29



Seite 84) leicht construiren. Dabei erhält man bei völlig gleicher Dampfvertheilung vor- und rückwärts des Kolbens für dessen Hin- und Rückgang nicht mehr wie früher congruente, sondern gegenseitig etwas verschobene, zwei wohl ähnliche, aber nicht ganz übereinstimmende Drucklinien, welche in ihrem Zusammenhange die Art der Arbeitsabgabe an die Kurbel unter dem Einflusse der endlichen Stangenlänge darstellen.

Diagramm Fig. 31 und andere bringen diese Abweichungen der Tangentialkraftslinien zur Schau, und im Anhang IX ist die reine Curve eines Massendruckes (ohne Verbindung mit Dampfdrucklinien) in die Tangentialrichtung des Kurbelkreises übertragen für unendliche und endliche Schubstangenlänge dargestellt.

Wenn es sich darum handelt, die Grenzen der Geschwindigkeit aufzustellen, so kann man diesen Einfluss (das gegenseitige Ausschwanke der Tangentialdrücke) auf die Kurbel wohl vernachlässigen, und das Studium der Horizontaldrucksdiagramme allein vornehmen, um vor der Gefahr des Unterschneidens, d. i. vor Druckwechselln und Stößen, gesichert zu sein.

Für die günstigste Geschwindigkeit des Ganges hat man aber zu beachten, dass diese $\left(1 \pm \frac{r}{L}\right)$ mal für den Hin- und Rückgang von dem Werthe bei unendlicher Stangenlänge abweicht, also in positivem und negativem Sinne schwanken will, was nicht angeht, sondern einen Mittelwerth verlangt. Letzterer lässt dann eben den Einfluss der Stangenlänge entfallen, und alle Folgerungen, welche für den größten Gleichgang bei unendlicher Länge der Schubstange aufgestellt wurden, gelten wie dort auch hier.

Für die Berechnung des Schwungrades wird man die größeren der Ueberschneidungsflächen in Betracht nehmen, welche sich zwischen der für beide Kolbenseiten construirten und aneinandergefügt Tangentialdruck- und der jetzt doppelt langen Widerstandslinie als Darstellung und Maß der geleisteten und verzehrten Arbeiten ergeben.

Bei kurzen Schubstangen würde aber die in der ersten Hubhälfte beim Hingange mehr gehäufte und beim Rückgange mehr gestreckte Abgabe der Drehkraft eine ungleiche Drehbewegung, ein leises Hinken der Maschine trotz noch so großer Schwungmassen bewirken, wie man dies u. A. auf Schiffen häufig spürt. Daher müssen dort, wo möglichst gleichmäßige Drehkräfte anzustreben sind, auch lange Schubstangen von mindestens 5facher Kurbellänge verwendet werden.

Die Summe der geleisteten Arbeiten sind bei gleicher Dampfvertheilung im Cylinder für Hin- und Rückgang wohl auch an der Kurbel einander gleich, jedoch ihre Vertheilung, die Form ihrer Flächen, schwankt.

Die niederste Dampfspannung.

Nur jene Dampfspannung kann für normale Fälle berechtigt sein, welche noch eine Maximalgeschwindigkeit gestattet, die zum Mindesten der günstigsten Geschwindigkeit, der gleichmäßigsten Drehkraft gleichkommt. Da aber in der Regel eine Maschine fortwährend mit der gleichen Geschwindigkeit arbeiten soll, wobei dem wechselnden Arbeitsconsum eine wechselnde Füllung nachkommen muss, so kann man ihr vortheilhaft jene Geschwindigkeit beilegen, welche bei normaler Füllung der gleichmäßigsten Drehkraft entspricht.

Bestimmt man ihr aber vorsichtshalber nicht diese, sondern jene noch kleinere Geschwindigkeit als die normale, welche die gleichmäßigste Drehkraft erst beim Minimum der Füllung (von Dampfspannung und Gegendruck abhängig) gibt, so darf natürlich doch wenigstens diese nicht größer sein, als jene durch den Anfangsdruck des Dampfes bedingte, überhaupt noch zulässige Maximalgeschwindigkeit.

Durch den Dampfdruck zulässig erkannten wir jene Grenzgeschwindigkeit, bei welcher die Gleichung herrscht:

$$\frac{F}{f} \left(1 + \frac{r}{L} \right) = (p_1 - p_0) \dots \dots \dots (3_1)$$

Die Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft beim Minimum der Füllung wird erreicht bei

$$\frac{F}{f} = 2 p_3 \dots \dots \dots (16)$$

wobei der Enddruck $p_3 = p_0$ dem Gegendruck gleich sein soll.

Setzt man diese beiden Werthe gleich, und nimmt $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ und $p_0 = 1 \cdot 2$ Atm., so erhält man als geringste, bei Auspuffmaschinen noch zu empfehlende Spannung

$$2 p_3 \left(1 + \frac{r}{L} \right) = p_1 - p_0 \dots \dots \dots p_1 = 4 \text{ Atm.}$$

$$2 \cdot 1 \cdot 2 \left(1 + \frac{1}{5} \right) = p_1 - 1 \cdot 2$$

Nachdem aber diese 4 (genauer 4·08) Atm. in dem Cylinder auftreten sollen, so entspricht diese Spannung einem Kessel-
druck von ungefähr 5 Atm. über das Vacuum oder 4 Atm. Ueber-
druck (Manometeranzeige), und dieser Dampfdruck kann als der
geringste, für einfache Hochdruckmaschinen passende angesehen
werden. Ihm entsprechen die Geschwindigkeiten der Tabelle V
als Maximalwerthe.

Da hierbei die Füllung nicht weniger als

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1} = \frac{1 \cdot 2}{4} = \cdot 3$$

betragen darf und daher nur eine \sim 3fache Expansion des
Dampfes benützt werden kann, sind wohl keine hochökonomischen
Effecte mit solchem Druck zu gewärtigen. Er erscheint aber als
der untere Grenzwert für allseitige Ausnützbarkeit, und ist jener,
auf welchem viele zehntausende (sämmtliche englische) Locomobilen
bis heute gebaut werden.

Für den Hochdruckcylinder einer Verbundmaschine, in
welchem normal eine Endspannung höher als 1·2 Atm. absolut
herrscht, wird auch der niederste von dem hier eingenommenen
Standpunkte zu empfehlende Dampfdruck höher, als bei der ein-
fachen Auspuffmaschine sein. Würde beispielsweise der Enddruck
 $p_2 = 2$ Atm. absol. betragen, so ergäbe die obige Rechnung
jetzt 6·8 Atm. absol. als mindesten Anfangsdruck für das Mög-
lichwerden einer günstigsten Geschwindigkeit.

In einer Condensationsmaschine mit 0·3 Atm. Enddruck
würde nach obiger Rechnung $(2 \cdot 0 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 2) = (p_1 - 0 \cdot 3)$ die
geringste Anfangsspannung $p_1 = 1 \cdot 2$ Atm. absol. sein müssen,
um noch mit günstigster Geschwindigkeit arbeiten zu können. In
den Niederdruckcylindern der Verbundmaschinen begegnet uns
häufig dieser als der normale Füllungsdruck.

Größenbestimmung der Dampfmaschinen mit günstigster Geschwindigkeit.

Nach diesen Betrachtungen und mit Beibehalt jener Bezeichnungen, welche auf Seite 72 benützt wurden, bestimmt sich der Cylinderdurchmesser einer neu zu erbauenden Dampfmaschine, welche mit dem größten Gleichgange arbeiten und am Kolben N Pferdestärken entwickeln soll, aus:

$$f \frac{p v}{75} = N \quad v = \frac{1}{30} l n$$

$$2 p_3 = \frac{\pi^2}{2g} \frac{P}{f \cdot l} v^2 \quad l = \frac{\mu}{100} d.$$

Die Bestimmungsgleichung wird hieraus für Metermaß:

$$\begin{array}{l} \text{für große Maschinen} \\ \text{Hub über } \cdot 7 - \cdot 9 \text{ m} \end{array} \quad d^4 = \frac{2250}{p^2 p_3} \left(\frac{P}{f l} \right) N^2$$

$$\begin{array}{l} \text{für kleine Maschinen} \\ \text{Hub unter } \cdot 7 - \cdot 9 \text{ m} \end{array} \quad d^5 = \frac{225000}{\mu p^2 p_3} \left(\frac{P}{f} \right) N^2.$$

Wird $p_3 = \frac{1}{2} p_1 \frac{l_1}{l}$ gesetzt oder $\frac{1}{2}$ von jenem q_1 genommen, für welches man sich aus der Betrachtung des Druckdiagrammes als das passendste entscheidet, und für kleine Maschinen $\mu = 2$ gewählt, so folgt:

$$d^4 = \frac{4500}{p^2 q_1} \left(\frac{P}{f l} \right) N^2$$

$$\text{und:} \quad d^5 = \frac{225000}{p^2 q_1} \left(\frac{P}{f} \right) N^2,$$

wobei p stets den mittleren Nutzdruck des Dampfes auf die Kolbenfläche bedeutet.

Tabellen der günstigsten Geschwindigkeiten.

Setzt man in Gleichung (17) für Metermaß

$$v^2 = 4 \left(\frac{f \cdot l}{P} \right) \cdot p_3 \dots \dots \dots (17)$$

je den Enddruck: $p_3 = p_1 \frac{l_1}{l}$ und so folgt:

für große Hochdruckmaschinen $\frac{P}{f \cdot l} = \cdot 4$ $v^2 = 10 p_1 \frac{l_1}{l}$

für große Niederdruckmaschinen $\frac{P}{f \cdot l} = 0 \cdot 22$ $v^2 = 18 p_1 \frac{l_1}{l}$

mit welchen Werthen die nachstehenden Tabellen für die günstigsten Geschwindigkeiten berechnet sind.

Als untere Grenzen der Füllung sind jene angenommen, bei welchen der Enddruck gleich dem Gegendruck ($p_0 = 1 \cdot 2$ Atm. bei Hochdruck-, und $0 \cdot 2$ Atm. bei Niederdruckmaschinen) wird. Die Füllung darf nie kleiner sein, als

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1}$$

Um einen Anhalt für die Umdrehungszahlen zu geben, ist diese für $l = 1$ m Hub aus

$$l n = 30 v$$

beigesetzt.

Tabelle V.

der günstigsten Geschwindigkeiten großer Hochdruckmaschinen.

Länge des Kolbenhubes 1 m.

| Anfangs-Dampfspannung im Cylinder über das Vacuum | | Füllungen | | | | | An- merkung |
|---|------------------------------------|-----------|------|------|------|------|---|
| | | 0·10 | 0·15 | 0·20 | 0·30 | 0·40 | |
| 2 Atm. | Kolbenweg per Sec. = <i>v</i> | —*) | — | — | — | — | Für höhere Füllungen als 0·4 besteht keine Geschwindigkeit des gleich- mäßigsten Ganges. Die Tangentialdrücke auf den Kurbelzapfen sind dann desto gleichmäßiger, je langsamer die Maschine geht. |
| | Umdrehungen per Min. = <i>n</i> | — | — | — | — | — | |
| 3 " | <i>v</i> | — | — | — | — | 3·46 | |
| | <i>n</i> | — | — | — | — | 104 | |
| 4 " | <i>v</i> | — | — | — | 3·46 | 4·00 | |
| | <i>n</i> | — | — | — | 104 | 120 | |
| 5 " | <i>v</i> | — | — | — | 3·87 | 4·47 | |
| | <i>n</i> | — | — | — | 116 | 134 | |
| 6 " | <i>v</i> | — | — | 3·46 | 4·24 | 4·90 | |
| | <i>n</i> | — | — | 104 | 133 | 147 | |
| 7 " | <i>v</i> | — | — | 3·74 | 4·58 | 5·30 | |
| | <i>n</i> | — | — | 112 | 137 | 159 | |
| 8 " | <i>v</i> | — | 3·46 | 4·00 | 4·90 | 5·65 | |
| | <i>n</i> | — | 104 | 120 | 147 | 169 | |
| 9 " | <i>v</i> | — | 3·70 | 4·24 | 5·20 | 6·00 | |
| | <i>n</i> | — | 111 | 127 | 156 | 180 | |
| 10 " | <i>v</i> | — | 3·87 | 4·47 | 5·47 | 6·32 | |
| | <i>n</i> | — | 116 | 134 | 164 | 189 | |
| 11 " | <i>v</i> | 3·46 | 4·05 | 4·70 | 5·74 | 6·63 | |
| | <i>n</i> | 104 | 121 | 141 | 173 | 199 | |

*) So kleine Füllungen sind bei den niederen Dampfdrücken des Enddruckes wegen nicht zulässig.

Tabelle VI.

der günstigsten Geschwindigkeiten großer Niederdruckmaschinen.

Länge des Kolbenhubes 1 m.

| Anfangs- Dampfspannung im Cylinder über das Vacuum | | Füllungen | | | | | An- merkung |
|---|-----------------------------|-----------|------|------|------|------|----------------|
| | | 0·10 | 0·15 | 0·20 | 0·30 | 0·40 | |
| 0·5 Atm. | Kolbenweg per Sec. = v | —*) | — | — | — | 1·90 | |
| | Umdrehungen per Min. = n | — | — | — | — | 57 | |
| 0·75 " | v | — | — | — | 2·00 | 2·32 | |
| | n | — | — | — | 60 | 70 | |
| 1·0 " | v | — | — | 1·90 | 2·32 | 2·68 | |
| | n | — | — | 57 | 70 | 80 | |
| 1·25 " | v | — | — | 2·12 | 2·60 | 3·00 | |
| | n | — | — | 63 | 78 | 90 | |
| 1·5 " | v | — | 2·00 | 2·32 | 2·84 | 3·30 | |
| | n | — | 60 | 70 | 85 | 99 | |
| 2·0 " | v | 1·90 | 2·32 | 2·68 | 3·30 | 3·80 | |
| | n | 57 | 70 | 80 | 99 | 114 | |
| 2·5 " | v | 2·12 | 2·60 | 3·00 | 3·70 | 4·24 | |
| | n | 63 | 78 | 90 | 111 | 127 | |
| 3·0 " | v | 2·32 | 2·85 | 3·30 | 4·00 | 4·60 | |
| | n | 70 | 85 | 99 | 120 | 138 | |
| 3·5 " | v | 2·51 | 3·08 | 3·55 | 4·35 | 5·00 | |
| | n | 75 | 92 | 106 | 130 | 150 | |
| 4·0 " | v | 2·68 | 3·30 | 3·80 | 4·58 | 5·30 | |
| | n | 80 | 99 | 114 | 137 | 159 | |

*) So kleine Füllungen sind bei den niederen Dampfdrücken des Enddruckes wegen nicht zulässig.