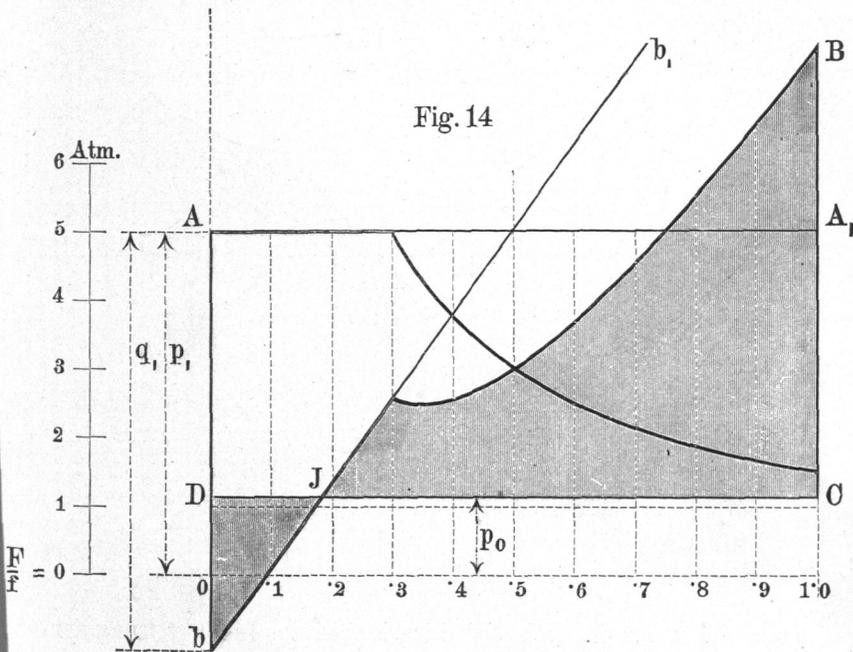


I. Schubstange unendlich lang.

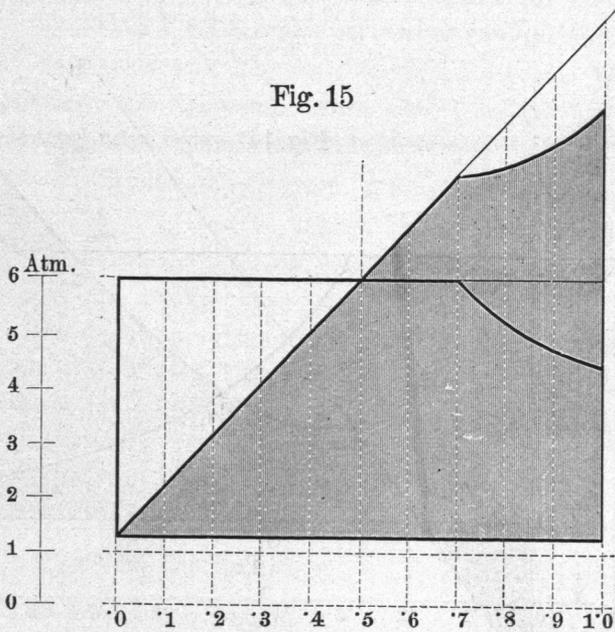
a) Das Minimum der Spannung. Der einfachste Fall wäre nun, dass der zur Beschleunigung der Massen nöthige Druck gleich bei Beginn des Hubes größer wäre, als der Dampfüber-



druck (Fig. 14). Dann wird die gleichförmig gehende Kurbel das Gestänge mit der Kraft $(q - p)$ für jede Flächeneinheit des Kolbens nachschleppen, bis der allmähig kleiner werdende und bis Null sinkende Beschleunigungsdruck vom Dampfdruck an irgend einer Stelle J in der ersten Hubhälfte überholt wird, worauf erst der Kreuzkopf- und dann der Kurbelzapfen in Folge des nun stattfindenden Druckwechsels je einen Stoß nach vorne erfährt.

Die Arbeit bDJ , welche aus dem Schwungrade in die Maschine ging, wird ihm in der Verzögerungsperiode wohl zurückgegeben, und ist in der Arbeit BCJ mitenthalten, doch wird im Punkte J , wo Zug und Druck im Gestänge wechseln, ein Stoß auftreten.

Das Maximum der Geschwindigkeit, welche von diesem Standpunkte aus nicht überschritten werden darf, tritt offenbar



dann ein, wenn der freie Ueberdruck eben zur Ingangsetzung der Massen ausreicht, wie es in Fig. 15 oder Fig. 16 der Fall ist, wenn:

$$q_1 = \frac{F'}{f} = (p_1 - p_0) \dots \dots \dots (3)$$

Nun ist aber bereits in den Gleichungen (6) und (7) der zur Ingangsetzung der Massen nöthige Beschleunigungsdruck festgestellt worden; diese Gleichungen erhalten nun zur Bestimmung der Grenzwerte nur die Form:

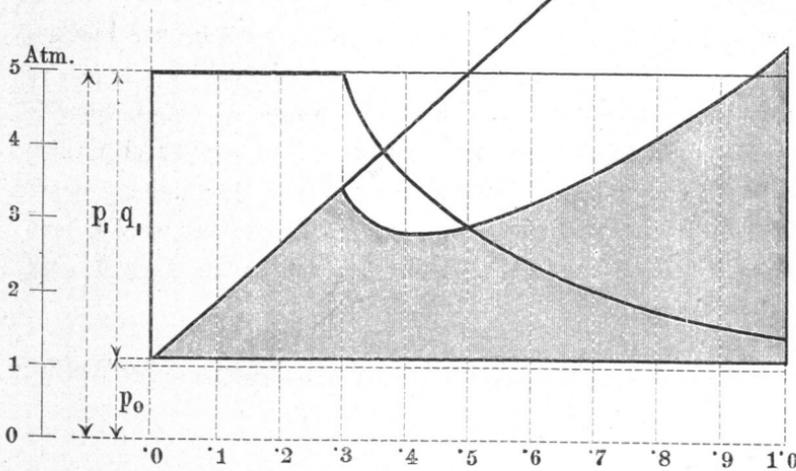
in allgemeiner Geltung: $(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{\pi^2}{2 \cdot g} \frac{P}{f \cdot l} v^2 \dots (6)$

oder für Kilogr. u. Meter: $(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{1}{2} \frac{P}{f \cdot l} v^2 \dots (7)$

Unter den Specialisirungen ergeben sich wieder nun hier als Grenzwerte bei unendlich langen Schubstangen:

- a) für kleine Hochdruckmaschinen $(p_1 - p_0) = \frac{1}{7} \frac{v^2}{l}$
Hub bis $\cdot 7 m$
- b) „ große Hochdruckmaschinen $(p_1 - p_0) = \frac{1}{5} v^2$
Hub über $\cdot 7 m$
- c) „ kleine Niederdruckmaschinen $(p_1 - p_0) = \frac{1}{10} \frac{v^2}{l}$
Hub bis $\cdot 9 m$

Fig. 16



- d) für große Niederdruckmaschinen $(p_1 - p_0) = \frac{1}{9} v^2$
Hub über $\cdot 9 m$
- e) „ Locomotive ohne Kuppelstangen $(p_1 - p_0) = \frac{1}{6} v^2$
- f) „ „ mit „ $(p_1 - p_0) = \frac{1}{4.5} - \frac{1}{3.6} v^2$
- g) „ Schiffsmaschinen, Hochdruckseite $(p_1 - p_0) = \frac{1}{4.5} v^2$
(Torpedoboote)
- h) „ „ Mitteldruckseite $(p_1 - p_0) = \frac{1}{10} v^2$
- i) „ „ Niederdruckseite $(p_1 - p_0) = \frac{1}{16} v^2$.

Diese Formeln bestimmen das Minimum des nöthigen Ueberdruckes von Seite des Dampfes auf die Kolbenflächeneinheit zu Beginn des Hubes, wobei v die mittlere Kolbengeschwindigkeit per Secunde bedeutet.

Die Formel (6) oder eine folgende lehrt, dass in einer und derselben Maschine (P , f und l constant) die Kolbengeschwindigkeit nur mit wachsendem Dampfdrucke steigen darf, ja, dass dieser nach der Form $(p_1 - p_0) = \text{Const. } v^2$ im quadratischen Verhältnisse mit der Geschwindigkeit steigen muss, wenn kein Stoß aus dem Grunde in der Maschine auftreten soll, weil zur Beschleunigung der Massen eine größere Kraft q_1 per Flächeneinheit des Kolbens benöthigt wird, als der Dampfdruck $(p_1 - p_0)$ zu bieten vermag. Dieser Umstand wurde in der Locomotivmaschine zuerst erkannt und benützt. Man ersieht aber auch, dass eine normal mit Condensation arbeitende Maschine bei gleichbleibender Kesselspannung dann zu Stößen geneigt werden kann, wenn die Condensation abgestellt und mit freiem Auspuff gearbeitet werden muss.

Schreibt man die Formel (6) durch Einsetzen des Werthes

$$v = \frac{2ln}{60}$$

$$\text{in der Form allgemein: } (p_1 - p_0) = \frac{2\pi^2}{60 \cdot 60 \cdot g} \frac{P}{f} l n^2$$

$$\text{oder für Kilogr. u. Metermaß: } (p_1 - p_0) = \frac{1}{1800} \cdot \frac{P}{f} l n^2$$

so lehrt sie, dass bei sonst gleichen Verhältnissen eine steigende Tourenzahl nur mit, u. zw. in quadratischem Verhältnisse steigendem Dampfdruck gefahrlos erzeugt werden kann (doppelte Tourenzahl verlangt vierfachen Druck), und dass eine leichte Construction d. i. ein geringes Gewicht P der hin- und hergehenden Theile der Möglichkeit hoher Geschwindigkeiten zu Gute kommt.

Ist der verfügbare freie Dampfdruck ($p_1 - p_0$) an und für sich gering, wie es beispielsweise in den Niederdruckcylindern der Verbundmaschinen stets der Fall ist, so kann eine hohe Kolbengeschwindigkeit nur durch weitgehendes Verringern der Gestängemassen ermöglicht werden. Bei den modernen, dreistufig expandirenden Schiffsmaschinen, deren letzter Kolben fast stets nur im Vacuum „watet“, aber mit 4 m Kolbengeschwindigkeit arbeiten muss, ist die Gewichtsverringerung bereits bei Kolben- und Schubstangen angelangt, welche der ganzen Länge nach durchbohrt sind und an hohlen Zapfen wirken. Alles Gusseisen ist hier durch Stahl ersetzt, denn ist, wie es thatsächlich vorkommt, der freie Dampfdruck $(p_1 - p_0) = 0.8$ Atm., so darf für $v = 4$ m Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung (7)

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2} \frac{P}{f.l} \cdot v^2$$

der Gewichtsbeitrag $\frac{P}{f.l}$ nur 0.10 Kilogr. per 1 Quadratcentim. Kolbenfläche erreichen, während er laut Tabelle (Anhang III) in stationären Niederdruckmaschinen noch immer um 0.22 Kilogr. schwankt. Bei stationären Hochdruckmaschinen ist derselbe Werth ~ 0.4 Kilogr., und man ersieht daher, wie die Verringerung des Gewichtes an jenen mit mattem Dampf betriebenen Kolben auf circa die Hälfte und den vierten Theil der Mittel- und der Hochdruckseiten eine nothwendige Bedingung für die Möglichkeit des Schritthaltens beider bildete.

Da eine weitere wesentliche Verringerung der hin- und hergehenden Massen gegen die heutigen Schiffsmaschinen-Constructionen kaum mehr denkbar scheint, so sind hier auch die Kolbengeschwindigkeiten schon an der erreichbaren Grenze angelangt. Nur wesentlich höhere Dampfspannungen können eine weitere Steigerung der Geschwindigkeit gestatten.

Von diesem Standpunkte aus soll auch das Luftpumpengestänge nicht von dem Niederdruckkolben aus betrieben werden,

wenn letzterer nahe der Grenzgeschwindigkeit wirkt. Das Luftpumpengestänge und die Masse des am Kolben anruhenden Wassers beanspruchen ebenso Beschleunigungsdrücke zur Ingangsetzung und sind ebenso zu betrachten wie die Masse des Treibgestänges, zu welcher sie einfach oder im Maße einer etwa durch Hebelwerk reducirten Antriebsweise reducirt hinzuzuzählen sind.

Nach der Gleichung für kleinere Maschinen

$$(p_1 - p_0) = \text{const.} \frac{v^2}{l}$$

erhält, dass kleine Maschinen bei sonst gleichen Verhältnissen nie die Kolbengeschwindigkeit größerer Ausführungen erreichen können.

Eine Eincylindermaschine z. B., welche ohne Condensation arbeitet, also einen Gegendruck von $p_0 = 1.2$ Atm. über das absolute Vacuum erwarten lässt, und welche Dampf von 4 Atm. Manometeranzeige, also $p_1 = 5$ Atm., das sind 5 Kilogr. Druck per $1 c^2$, in den Cylinder erhält, und welche eine Hublänge von 1 m hat, dürfte nach Gleichung (7b) mit

$$(5 - 1.2) = 3.8 = \frac{1}{5} v^2,$$

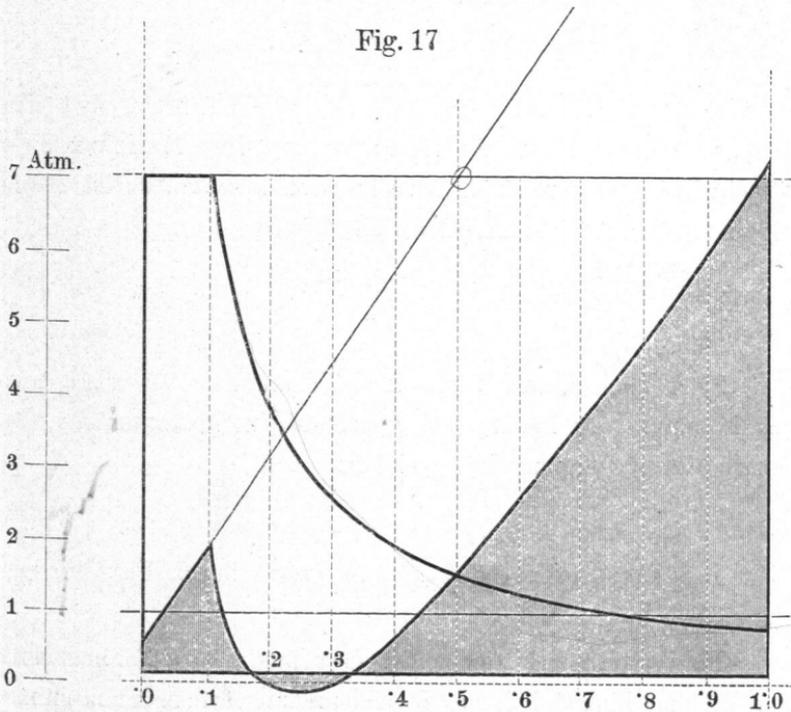
einer Kolbengeschwindigkeit von $v = 4.4$ m per Secunde, im äußersten Falle gehen.

Der gleiche Druck aber gestattet bei 0.3 m Hub, der Gleichung (7a) nach: $3.8 = \frac{1}{7} \frac{v^2}{l}$, nur eine Kolbengeschwindigkeit von 2.8 m.

Nicht nur der gerechten Vorsicht des Werthes für $\frac{P}{f}$ oder $\frac{P}{f.l}$ halber, sondern auch der endlichen Länge der Schubstange wegen, kann man diese Grenzen nicht völlig erreichen, doch wurden sie als Beispiel zur Erklärung der Formeln (6) und (7) vorläufig gesteckt.

b) Das Minimum der Füllung. Die Beschleunigung kann aber noch auf eine zweite Weise einen größeren Druck verlangen, als der Dampfdruck bietet. Wenn nämlich bei geringer Füllung der Dampfdruck rasch sinkt, wie es Fig. 17 anschaulich macht, so kann ebenfalls jener gefährliche Wechsel zwischen Zug und Druck in der Mitte des Laufes erfolgen, welcher schon oben

Fig. 17



gewürdigt wurde und welcher, da wir ihm vorbeugen müssen, der Geschwindigkeit die Grenze zieht.

Damit dieses spätere Sinken des Arbeitsdruckes nicht eintritt, muss (Anhang IV, Gleichung 9) die Füllung mindestens das Verhältniss

$$\frac{l_1}{l} = \frac{F}{8p_1 f} \left(1 + \frac{f}{F} p_0 \right)^2 \dots \dots \dots (9)$$

der ganzen Hublänge einnehmen.

Bei gegebener oder angenommener Füllung darf umgekehrt die Geschwindigkeit nicht höher steigen, als bis der Werth $\frac{F}{f}$, welchen man aus dieser Gleichung zurückrechnen kann, erreicht wird.

Wir empfehlen aber immer den Weg der Construction, wenn der Ausdruck nur halbwegs complicirt wird, wie es hier der Fall ist. (Vergl. den Schluss von Anhang IV.)

c) Die kleinste Füllung beim Maximum der Geschwindigkeit. Soll eine Maschine mit dem Maximum ihrer Geschwindigkeit dem Anfangsdrucke nach arbeiten, so ist dieses Maximum laut Gleichung (3) an die Grenze

$$q_1 = \frac{F}{f} = (p_1 - p_0) \dots \dots \dots (3)$$

gebunden.

Setzt man diesen Werth in Gleichung (9), so erhält man das Minimum der Füllung bei gleichzeitigem Maximum der Geschwindigkeit [Anhang IV, Gleichung (10)]:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{p_1 - p_0} \dots \dots \dots (10)$$

Das dabei erhaltene Diagramm wird durch Fig. 18 sinnlicht.

Es versteht sich von selbst, dass man diesen Minimalwerth der Füllung hinsichtlich der Beschleunigungsdrücke nicht immer voll ausnützen kann, indem andererseits die Füllung nie tiefer sinken darf, als dass beim Ende des Laufes der Druck des expandirten Dampfes zum Mindesten dem Gegendrucke gleich wird oder höher als derselbe bleibt, dass

$$\frac{l_1}{l} \geq \frac{p_0}{p_1} \dots \dots \dots (11)$$

sein muss, wenn die Expansion des Dampfes in der Dampfmaschine dem Mariotte'schen Gesetze folgend vorausgesetzt wird.

beuten lässt, $p_1 = 6 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 2 = 8$ Atm. über das absolute Vacuum betragen.

Dabei wird die Füllung

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{6 \cdot 8} = 0 \cdot 15 \quad \dots \dots \dots (13)$$

Dieser Fall ist in Fig. 18 gezeichnet.

Will man mit entsprechender Vorsicht zu Werke gehen, und sich diesen äußersten Verhältnissen nur bis zu einer gewissen Grenze nähern, so kann es am einfachsten dadurch geschehen, dass man den Gegendruck p_0 größer annimmt, als er in der That zu erwarten ist; dass man im Diagramm gleichsam die Gegendrucklinie (auch vielleicht mit Rücksicht auf die passiven Widerstände) höher rückt und nur diese an den gefährlichen Stellen erreichen lässt. Denn dann bleiben alle drei Punkte, an welchen die Dampfspannung während eines Hinganges unter die nöthige Höhe zu sinken droht, von gleicher Sicherheit überragt.

Die 8—9 Atm. Dampfdruck über das absolute Vacuum, welche die beste Verwendung gestatten, entsprechen 7—8 Atm. Manometerdruck, und wir sehen, wie die 10—12 Atm. Druck im Dampfkessel, mit welchen die Locomotive arbeiten, jenem günstigsten Druck und der besprochenen Sicherheit Rechnung tragend, glücklich genähert, und wie hier die Bedingungen des raschen und ökonomischen Ganges längst vereinigt sind.

Für Niederdruck- (Condensationsmaschinen-) Cylinder kann der Gegendruck $p_0 = 0 \cdot 2$ Atm. gesetzt werden. Dabei beträgt der noch allseitig ausnützbare Anfangsdampfdruck $p_1 = 6 \cdot 8 \cdot \cdot 2 = 1 \cdot 36$ Atm. absolut. Die kleinste Füllung dürfte, vom Standpunkte der Massenbeschleunigung betrachtet, gleichfalls $\cdot 15$ betragen, was wohl nie ausgenützt wird, aber doch zulässig wäre.

Im Hochdruckcylinder einer Verbundmaschine mit $p_0 = 1 \cdot 5$ Atm. Gegendruck würden wohl $6 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 5 = 10 \cdot 2$ Atm. absol. als vortheilhafte Spannung erscheinen, welche aber nur dann ausnützbare

wären, wenn der Niederdruckkolben mit jener wesentlich geringeren Geschwindigkeit gesondert arbeiten kann, welche seinem kleinen freien Dampfanzugsdruck entspricht. In Verbundmaschinen hat sich die Kolbengeschwindigkeit eben nach letzteren zu richten.

Nachdem allgemein die vortheilhafteste Spannung durch die Gleichung festgesetzt ist:

$$p_1 = 6.8 p_0,$$

so folgt für Stabilmaschinen:

Auspuffmaschinen bei dem Gegendrucke von $p_0 = 1.2$ Atm.:

$$p_1 = 6.8.1.2 \dots = p_1 = 8 \text{ Atm.}$$

Condensationsmaschinen bei dem Gegendruck $p_0 = 0.2$ Atm.:

$$p_1 = 6.8.0.2 \dots = p_1 = 1.36 \text{ Atm.}$$

als bester Anfangsdruck im Dampfeylinder.

Höhere als die hier bezeichneten Spannungen können nimmer allseitig ausgenützt werden. Sie gestatten nicht mehr ihre volle Ausbeute durch Expansion bis zum Gegendrucke herab, wenn der ganze Anfangsdruck zur Inangbringung der Massen, also Erzeugung der höchst-möglichen Kolbengeschwindigkeit, verwendet werden soll.

Niedrigere Spannungen, als die oben bezeichneten, welche zu Anfang eben für die Geschwindigkeitsvertheilung an die Massen vom toten Punkte hinweg ausreichen, können wohl voll und bis zum Gegendrucke expandirend ausgenützt werden und bringen im weiteren Verlaufe keine Störungen, kein Unterschneiden der Dampfdruckhöhe durch die Beschleunigungsdruckhöhe mehr mit sich. Da sie aber niedere Spannungen sind, kann dabei die Kolbengeschwindigkeit überhaupt nur klein und die Dampf Wirkung vom ökonomischen Standpunkte aus nur minder vortheilhaft sein.

Daher erscheint die Bezeichnung „vortheilhafteste Spannung“ für die angegebenen Grenzen des Dampfdruckes zu Recht; in der Locomotivmaschine einentheils, in den Niederdruckeylindern der Verbundmaschine andernteils, haben sie sich überdies auch als solche bewährt.