

Einfluss der Dampfvertheilung auf den Gang der Maschine.

Allen bisher vorgenommenen Betrachtungen wurde eine tadellose Dampfvertheilung zu Grunde gelegt; nun soll der Einfluss untersucht werden, welchen eine Abweichung der wirklichen von den theoretischen Dampfdrucklinien in Diagrammen auf die Ruhe des Maschinenganges übt.

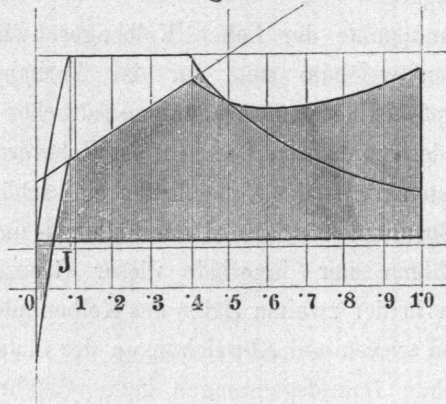
Vom Standpunkte der hohen Kolbengeschwindigkeit allein betrachtet, von welchem stets nur das Vorhandensein eines größeren Dampf- als Massenbeschleunigungsdruckes verlangt wird, bietet der Vorderdampf, resp. dessen freier Ueberdruck, eigentlich nur in der ersten Hälfte des Kolbenlaufes ein sachliches Interesse dar, und die Spannungen während der Füllungs- und Expansionsperiode benöthigen nur innerhalb dieser Grenze verfolgt zu werden, indem in der zweiten Hälfte des Kolbenhubes die Massen arbeitsabgebend wirken und Abweichungen der thatsächlichen von den theoretischen Dampfspannungen keine Gefahr, trotz hoher Geschwindigkeit keinen Stoß mehr bedingen. Doch soll im Folgenden diese Grenze „halber Hub“ außer Acht bleiben, nachdem doch die Gleichmäßigkeit des Ganges und der Eintritt rechtzeitiger Druckwechsel daran hängt.

Hier sollen nur normale Einzylindermaschinen als Grundlage der Betrachtungen dienen. Die Anwendung der Erkenntnisse auf Zwillings- und Verbundmaschinen ist nach dem Vorhergehenden leicht, nachdem ein richtiger Gang solcher Maschinen einen solchen jeder ihrer Hälften verlangt.

Die Anfangsspannung.

Für die Ruhe des Ganges ist es eine unbedingte Nothwendigkeit, dass schon zu Beginn des Hubes eine hohe Anfangsspannung hinter dem Kolben herrsche, wenn er selbst mit hoher Geschwindigkeit arbeiten soll. Denn würde in Folge zu kleiner

Fig. 50

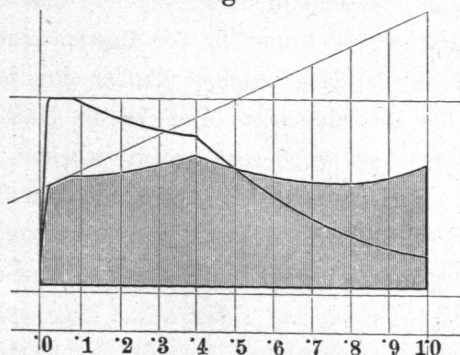


Voreilungen, langer Dampfwege etc., der Druck erst spät seine ganze Höhe erreichen wie in Fig. 50, und hätte man die Geschwindigkeit unter Voraussetzung des senkrechten Anstieges der Drucklinie zu Beginn des Hubes eingeleitet, so würde die zur Massenbeschleunigung nöthige, aber vom Dampfe nicht gebotene Kraft vom Schwungrade und durch die Kurbel und das Gestänge entnommen, und es müsste jener Stoß erwachsen, der im Vorhergehenden bereits gewürdigt wurde und dessen Eintrittsort hier wie am Punkte des Zug- und Druckwechsels im Schaubild Fig. 14 mit *J* bezeichnet, zu ersehen ist.

Solche Dampfdiagramme kommen aber selbst bei langsam gehenden Maschinen sehr häufig vor, und wenn dabei die Erfahrung entstand, dass bei Ueberschreiten einer gewissen, noch immer mäßigen Geschwindigkeit der Gang unruhig und stoßend wird, so trägt nicht die Geschwindigkeit, sondern stets die Steuerung daran die Schuld.

Dabei wachsen noch die beiden stoßweckenden Factoren mit größer werdender Geschwindigkeit gleichzeitig und reichen sich gleichsam die Hände. Nicht nur der Beschleunigungsdruck wird größer, sondern auch der Anfangsdruck tritt verzögert ein und

Fig. 51



verbleibt langhin unter der Höhe der Kesselspannung (insbesondere in Maschinen ohne Compression), wenn die Weite der Dampfwege nicht genügend bemessen (worüber Abschnitt VI handelt), oder das lineare Voreilen für die Geschwindigkeit zu klein ist.

So wurde der Schieber des Donauschiffes „Szobb“ auf 3 mm lineares Voreilen gestellt, aber als man die Maschine angehen ließ, wurde jeder Hubwechsel von einem solchen Stoße begleitet, dass nach wenig Huben ernstlich Sorge für die Fortdauer der Maschine entstand. Sie wurde nun abgestellt, der Schieber auf $5\frac{1}{2}$ mm Voreilen gerichtet und die Maschine ging tadellos. Doch

so oft man des Versuches wegen auf 3 *mm* zurückging, traten gleichzeitig die Stöße wieder in's Gestänge.

Nun kann allerdings ein nicht absolut senkrecht, sondern leise gekrümmtes oder gebrochenes Ansteigen der Linie der Anfangspressung doch die feinste Bedingung des ruhigen Ganges einer Maschine enthalten, welche nicht mit dem Maximum ihrer Geschwindigkeit arbeitet. Ist nämlich am todten Punkte erst ein Theil des Dampfdruckes im Cylinder und dieser Theil gerade so groß, als zur Beschleunigung der Massen langt (siehe Fig. 51, Ecke links unten), so kommt am todten Punkte nicht ein Gramm vom gesammten Dampfdrucke auf den Kurbelzapfen; die Bewegung beginnt ohne alle Pressung in dem Gestänge, und der steigende Dampfdruck im Cylinder bringt in die Massen einen von Null anhebenden Druck oder Zug, welcher offenbar ohne jeden Anprall, ohne Stoß in die Maschine tritt. Dies ist die Ursache, warum manche Maschinen so wunderbar weich arbeiten. Wenn der Hindruck und der Herzug an den Zapfen mit dem freien Drucke Null beginnen, gleichmäßig bis zu ihren Hauptwerthen steigen und ohne Sprung wieder bis auf Null sinken, so wird die Maschine gleichsam gefedert, weich und ruhig selbst dann arbeiten, wenn auch die Lagerschalen etc. etwas Luft haben.

Wenn aber der Anfangsdruck kleiner als der zur Beschleunigung der Massen nöthige Druck wird, welcher, wie wir wissen, meist mehrere Atmosphären $\left(\frac{F}{f} = 1, 2, 3 \text{ Kil. per } 1 \text{ c}^2\right)$ verlangt, wenn die Linien der Anfangsspannungen noch so steil, wenn sie nicht mindestens so hoch senkrecht ansteigen, dass Gegen- und Massendruck von ihnen überholt sind, so muss durch einige Zeit die Kurbel das Gestänge treiben, und wenn der Dampfdruck dann auch noch so rasch nachkommt, so tritt dennoch und sicher der Stoß ein, sowie die Widerdrücke im Gestänge auf einander treffen.

Diese Empfindlichkeit der Maschine für die rasche Einleitung des Dampfdruckes erkennt man aber nicht ohne Beachtung der Massendrucke, und hat man dann durch eine halbwegs befriedigende Steuerung der Maschine einen erträglich ruhigen Gang gegeben, was bei kleinen Geschwindigkeiten ($\sim 1\frac{1}{2} m$), wo die Beschleunigungsdrücke klein sind, keine Kunst ist, und treten dann Stöße auf, wenn man jene Geschwindigkeit überschreiten will, dann bricht man den Stab über die höhere Geschwindigkeit und glaubt, man urtheile gerecht — man urtheilt aber nur blind.

Wir gewinnen aber mit diesem dem Indicator-Diagramme eine ganz neue Seite ab; es gibt uns nicht nur ein Bild und Maß der auftretenden Arbeit, sondern auch ein Maß der zulässigen Geschwindigkeit. Und darum werden vorgeschrittene Maschinenfabrikanten durch die Erfahrung allein geführt, leichter zur Steigerung der Kolbengeschwindigkeit schreiten als andere, weil bei ihnen die häufigere Anwendung des Indicators gesündere Steuerungen zur Folge hat.

Das sicherste Mittel um unmittelbar bei Hubbeginn über eine hohe Anfangsspannung hinter dem Kolben zu verfügen, bietet sich in der Verwendung der Compression. Ohne derselben muss der durch schmale Spalte neueintretende Dampf die ausgedehnten Flächen der Canäle und sonstigen schädlichen Räume erst füllen und heizen, wobei sich seine Spannung beim ersten Beginn des Hubes zum großen Theile oder gänzlich verliert, und ein schräges Ansteigen des Druckes unvermeidlich ist. Es ist nicht denkbar, dass sich ohne Compression ein absolut senkrechter Druckanstieg bis zur vollen Kesselspannung in einer Maschine einstelle und diese daher mit halbwegs größerer Kolbengeschwindigkeit befriedigend arbeiten kann.

Ueber die Compression handelt ein eigener Theil, Seite 182 beginnend.

Die Spannung während der Füllung.

Wenn die Dampfwege zu eng oder durch zu geringe Eröffnungen der Steuerungsorgane oder den Regulator etc. gedrosselt sind, so sinkt der Druck während der Füllung, wenn auch die Anfangsspannung durch Compression und lineares Voreilen am toten Punkte glücklich eingeleitet war.

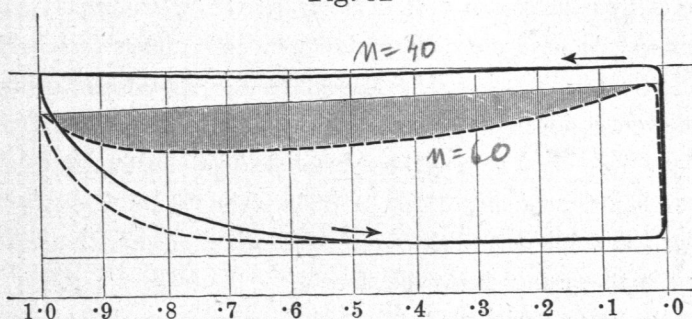
Dieses Sinken, welches von zu engen Dampfleitungen und der größeren Geschwindigkeit herrührt, die der Kolben gegen die Mitte seines Laufes erlangt (vergl. Abschnitt VI „Weite der Dampfwege“), ist dann von geringerem Nachtheil, wenn der Abschluss erfolgt, bevor der Kolben durch seine selbst wieder sinkende Geschwindigkeit gegen Ende des Hubes dem Dampfdrucke ein neuerliches Ansteigen gestattet. So in Fig. 57, wo dann die Leistungsfähigkeit mit dem Dampfverbrauche fast gleichen Schrittes niedersteigt.

Wenn jedoch die Erhebung des Druckes gegen Ende des Hubes wirklich eintreten sollte, wie es in Maschinen mit hoher Füllung möglich ist, dann würde der Dampfverbrauch in einem rapiden Verhältnisse steigen, ohne selbst bedeutend von effectiver Mehrarbeit begleitet zu werden. Denn am Ende des Hubes erschiene der Cylinder mit hochgespanntem Dampf gefüllt, während der Kolben in seinen Mittellagen nur geringen Drücken ausgesetzt war.

So zeigte sich der Vorgang z. B. im Dampfzylinder eines Bessemer Gebläses, dessen Dampfdiagramm Fig. 52 vorführt.

Wir liessen die Maschine mit 40 und mit 60 Umdrehungen laufen, und ohne dass am Einströmventile oder irgendwo in der Dampfleitung oder Vertheilung etwas geändert wurde, senkte sich die Drucklinie aus der gezogenen in die punktirte Höhe*). Die Geschwindigkeitsänderung wurde der Maschine dadurch ermög-

Fig. 52



licht, dass der Wind einmal in einen Windkessel, und das andere Mal in's Freie geführt wurde.

*) Der starke Gegendruck, welcher dort die gehinderte Dampfausströmung dem Anfangsdrucke bei Beginn des Hubes entgegenstellt, ist bei der Natur solcher direct wirkenden Gebläsemaschine nothwendig, bei welcher zu kleine Schwungradmassen und schwache, zitternde Schubstangen ein Aufsichern der Arbeit des Einströmdampfes im Schwungrade verwehren. Da hierbei die Gegenpressung auf den Gebläsekolben Anfangs gleich Null ist, dann im Maße des Kolbenweges zunimmt, und erst im halben Laufe (bei 1 Atm. Winddruck) die Ventile aufschlägt und constant bis zum Hubende bleibt, so ist in einer Steuerung, welche vorerst die Arbeit des Einströmdampfes zur Ueberwindung des Dampfgegendruckes verwendet, diesen in gleichem Maß sinken lässt, als der Winddruck steigt, und erst bei halbem Kolbenlaufe eine freie Ausströmung gewährt, allerdings ein Mittel gefunden, auch ohne jede Schwungradwirkung einen falsch-prächtigen Gleichgang zu erreichen, indem Kraft- und Widerstandsarbeit in jedem Augenblicke gleicher Größe sind. Selbstverständlich muss aber die Dampfökonomie in solchen, mit Vollfüllung und ohne Compression arbeitenden Maschinen, wozu auch viele direct wirkenden Dampfpumpen gehören, eine vielfach ungünstigere als bei Expansionsmaschinen mit kräftig schwingenden Massen und Schwungrade sein, wie auch die stoßfreie Geschwindigkeit und hiermit die Leistungsfähigkeit in niedersten Höhen verbleibt.

Das im Cylinder gegen das Hubende vorhandene Dampfgewicht bleibt, wie man der Figur entnimmt, für die einzelne Füllung fast völlig gleich, ob die Maschine mit geringer Belastung und größerer Umdrehungszahl, oder mit höherer Belastung und langsam geht. Die geleistete Arbeit ist aber im ersteren Falle kaum zwei Drittel so groß, und der schraffierte Theil der Fläche stellt den unmittelbaren Verlust an Arbeit vor, welchen bloß die engen Canäle oder die nicht ganz öffnenden Schieber verschulden.

Wenn also bei vielen Maschinen die Erfahrung gemacht wurde, dass sie bei größerer Geschwindigkeit wohl mehr Dampf verbrauchen, ohne dem entsprechend mehr zu leisten, wie es bei obiger Maschine der Fall ist, so trägt nicht die Geschwindigkeit, sondern die Art der Dampfvertheilung, die Enge der Dampfwege oder die Steuerung daran die Schuld.

Bevor man daher die Zahl der Arbeitsumdrehungen einer Maschine steigert, soll sie immer mit dem Indicator auf die genügende Weite ihrer Dampfwege untersucht werden, denn sonst könnte man sie leicht schlechter und schwächer machen.

Außer den engen Canälen kann auch die Steuerung durch zu geringe Eröffnung oder durch schleichenden Schluss bei der Absperrung dieses Sinken des Dampfdruckes verschulden. Insbesondere sind es die Zwei-Schiebersteuerungen, bei welchen der Expansionschieber den Durchlassecanal des Grundschiebers langsam verengt und nur allmähig schliesst. Eine kleine Excentricität des Expansions-Excentors mag wohl scheinbar für alle Füllungen ausreichen und den Schluss des Durchlassecanales erzielen; aber dieser Schluss wird nur schleichend erfolgen, und die sich zögernd schliessende Durchlassspalte wird auf langem Wege hin wohl eigentlich nimmer offen, aber auch noch nicht geschlossen genannt werden können, wobei der gedrosselte Dampf die Spannung nicht hält. Man darf sich nicht bescheiden, am verlangten Punkte zu schliessen, sondern muss trachten, vor dem Schlusse die Canäle

möglichst lange offen zu halten und sie dann rasch zuschliessen, was, abgesehen von Ausklinkemechanismen, nur durch große Excentrität der Expansions-Excenter erreicht wird.

Ueberhaupt müssen schnellgehende Maschinen große Excentricitäten und weite, kurze Canäle bekommen, wenn keine Drosselung der Einströmung stattfinden soll. Ueber die nöthigen Canalweiten handelt Abschnitt VI. In gleicher Weise wie zu enge Canäle, wirkt aber auch jede Regulirung der Maschine mittelst des Einströmventils oder eines Drosselregulators.

Jede Verengung der Dampfwege bringt also ein fortschreitendes Sinken der Dampfspannung während der ersten Hälfte des Kolbenweges mit sich, und dies wird auch auf die Grenze der zulässigen Kolbengeschwindigkeit nicht ohne Einfluss verbleiben.

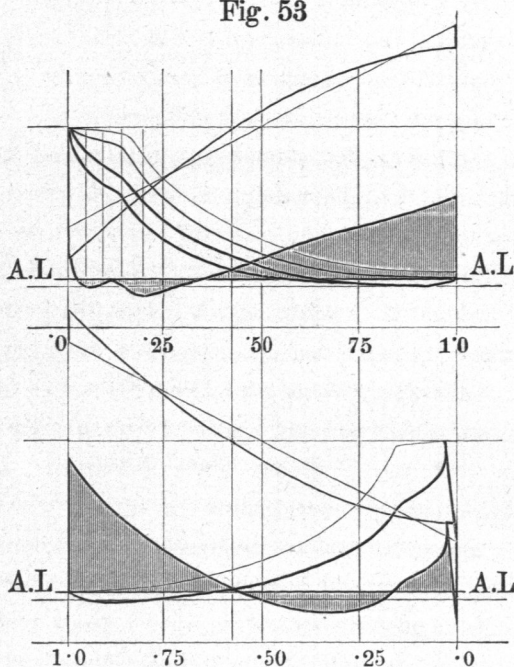
Der Dampfdruck kann nämlich durch Drosselung soweit niedergebracht werden, dass er, ungeachtet er wohl am todten Punkte zur Massenbeschleunigung ausreichte, dies im ferneren Verlaufe des Kolbenweges nicht mehr vermag, worauf dann Stöße im Gestänge auftreten, welche dem viermaligen Druckwechsel bei jedem Kolbengang entsprechen. Da eine starke Drosselung stets nur bei wenig belasteter Maschine vorkommt, sind die Stöße wohl nicht sehr arg und erscheinen in ihrer gehäuften Zahl oft nur als Unruhe oder als Gerassel, wie es oftmals beim Abstellen bereits entlasteter Dampfmaschinen zu beobachten ist, bei welchen das Schwungrad die Geschwindigkeit noch hält.

Das Auftreten solcher Stöße wird in beschleunigter Weise dann wahrzunehmen sein, wenn die Füllung auf wesentlich weniger als auf ein Halb eingestellt ist, indem dann der Dampfdruck mit dem Beginne der eigentlichen Expansion rascher sinkt, als es der Drosselung allein zukommt.

In Fig. 53 ist solch ein Fall gezeichnet, bei welchem unter gleicher Geschwindigkeit und bei gleicher Spannung im Dampfrohr der Maschinengang unruhig werden muss, wenn eine Ent-

lastung den Regulator zu Spiel bringt oder mit dem Einströmventile reguliert wird. Dies erklärt auch die Abneigung vieler Maschinisten, eine von Hand einstellbare Steuerung ausgiebig zu benutzen und auf kleine Füllungen zu gebrauchen, und selbst Locomotivführer gehen nicht leicht auf sehr hohe Expansion.

Fig. 53



Im Allgemeinen kann man sagen: Schnellgehende, mit Drosselung zu regulierende Maschinen verlangen nahezu halbe Füllung für verlässlich stoßfreien Gang.

Ist aber der Dampfdruck an und für sich gering, und selbst am toten Punkte nur knapp zur Ingangsetzung der Massen ausreichend, wie bei den Niederdruckzylindern der Verbundmaschinen oder den Hochdruckzylindern der sogenannten Schnellläufer, so ist jede Drosselung der Einströmung wegen der Senkung der Füllungsspannung gefährlich und eine Drosselregulierung zu vermeiden.

Die Expansionslinie.

Unter der Annahme, dass die Spannungen des expandirenden Dampfes einfach dem Mariotte'schen Gesetze folgen, erhält man eine Curve, welche in der Mehrzahl der Fälle jener ziemlich nahe kommt, welche der Indicator schreibt und deren Ordinaten den thatsächlichen Spannungen entsprechen. Die Annäherung der theoretischen an die wirklichen Spannungen erscheint nicht allgemeiner oder besser, auch wenn ein anderes Dampfspannungsgesetz zu Grunde gelegt würde.

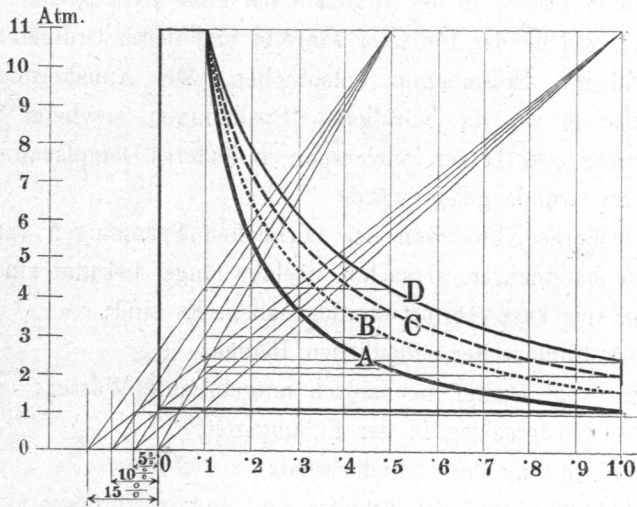
Größeres Abweichen der wirklichen Spannungen von der Mariotte hat mehrere Ursachen, welche längst bekannt sind und die hier nur kurz erörtert werden sollen. Es sind:

- a) der Einfluss der schädlichen Räume;
- b) das vom Dampf mechanisch mitgebrachte Wasser;
- c) der Niederschlag in der Füllungszeit;
- d) die Heizung der Cylinderwände;
- e) Abkühlungen, Undichtheiten und andere Einflüsse.

a) Die schädlichen Räume. Bei einer mit Vollfüllung und ohne Compression arbeitenden Maschine wäre der Name „schädlich“ für jeden außerhalb des Kolbenweges, aber innerhalb des Dampfabschlussorganes gelegenen Raum im strengsten Wortsinne und ohne jede Milderung zutreffend. Er bedeutet dabei directen Dampfverlust, Abkühlfläche und Verzögerung des Druckanstieges. Vortheile wären mit ihm, mit Ausnahme der Sicherheit gegen Wasserschläge oder gegen das Anstoßen des Kolbens an den Cylinderdeckel, keine verbunden.

Bei Verwendung der Expansion und Compression verringert sich aber der sonst durch ihn bedingte directe Dampfverlust und dies selbst bis nahezu Null, wenn letztere bis zur Höhe der Anfangsspannung getrieben wird. Da er nun allein die Compression ermöglicht und damit den Gleichgang der Maschine zu steigern erlaubt, verdiente er insbesondere vom Standpunkt hoher Kolben-

Fig. 54



geschwindigkeit und so lange er nur mäßige Größe besitzt eine gemilderte Bezeichnung.

Durch den schädlichen Raum wird die Expansionslinie gehoben, indem der ihn füllende Dampf nach Abschluss der Füllung theilweise in den Cylinder tritt und an der Expansion theilnimmt.

Zeichnet man in Fig. 54 die Expansionslinie erst ohne Rücksicht auf schädlichen Raum nach dem Mariotte'schen Gesetze (A) und dann unter Annahme von 5, 10 und 15% als Volumen der Dampfwege etc. als die darüber liegenden Curven B, C und

D, so ergibt sich in deren Ueberragungen gegen *A* das Maß jener Arbeiten, welche von dem Dampfe in den schädlichen Räumen herrührt.

Ohne Verwendung der Compression wären diese, u. zw. insbesondere bei hochexpandirenden Maschinen, wahrhaft schädlich, wie die folgende aus dem Diagramm Fig. 54 u. a. berechnete Zusammenstellung von Gewinn und Verlust ergibt:

Schädlicher Raum	0	5	10	15 Percent
bei ·10 Füllung				
Verhältniss der Arbeit	1	1·28	1·5	1·68
Verhältniss des Dampfverbrauches .	1	1·5	2·0	2·5
Dampf per Stunde und Pferd z. B.	7·5	8·78	10	12·2 Kil.

Für größere Füllungen werden die Verhältnisse relativ günstiger:

bei ·5 Füllung				
Verhältniss der Arbeit	1	1·017	1·025	1·035
Verhältniss des Dampfverbrauches .	1	1·1	1·2	1·3
Dampf per Stunde und Pferd z. B.	11·8	12·6	13·8	14·8 Kil.
bei Vollfüllung (Arbeit stets gleich)				
Dampfverbrauch	1	1·05	1·1	1·15
Dampf per Stunde und Pferd z. B.	20	21	22	23 Kil.

Wenn sich nun auch der directe Dampfverlust durch die schädlichen Räume mittelst der Compression bis zur vollen Anfangsspannung größtentheils vermeiden lässt, so ergeben sich doch wieder andere Nachtheile hiedurch. Nicht nur dass die Compression aus den Gründen, welche Seite 97 unter *h*) erörtert wurden, nicht bis zur vollen Höhe steigen soll, wird selbst deren für eine höchste Gleichmäßigkeit der Drehkraft nöthige Einstellung dann schon schwierig, wenn die schädlichen Räume sehr groß sind, wie dies insbesondere bei Kolbensteuerungen vorkommt. Hier muss die Ausströmung frühzeitig geschlossen, und ein langhin wirkender Gegendruck geduldet werden, der selbst die Leistungsfähigkeit der Maschine empfindlich schwächt. Solch eine Maschine

muss daher größere Abmessungen erhalten, und wird schwerer und theurer als eine gleich starke Concurrentin mit kleinerem schädlichem Raum.

Hievon abgesehen, ist aber der schädliche Raum auch noch wegen seiner großen Oberfläche immer schädlich, und die Abkühlfläche, welche sich dem Füllungsdampfe und der Compression darbietet, und der hieraus erwachsende Verlust weitaus größer, als es den Volumverhältnissen nach scheint.

Der durch ihn bedingte Druckanstieg wird immer bereits im theoretischen Diagramme seinen Ausdruck finden und in den Constructionen oder Specialrechnungen für die Kolbengeschwindigkeit berücksichtigt werden müssen.

Wenn dies hier bisher für die allgemeinen Formeln nicht geschah, so ward hiedurch nur dem Gebot der Einfachheit und Uebersichtlichkeit gefolgt. Nach der Rankine'schen Construction der Expansionslinie ist auch nicht die mindeste Schwierigkeit oder Mehrarbeit mit dem Einbezüge der schädlichen Räume in das Studium der Geschwindigkeitsverhältnisse einer Dampfmaschine verknüpft.

b) Das vom Dampfe mechanisch mitgebrachte Wasser schwimmt in demselben so lange gleichsam leblos, als es seine Temperatur beibehält. Sinkt aber diese in Folge der Expansion, so treten hier alle Erscheinungen des plötzlich entlasteten Wassers, welches wir für die Kessel so fürchten, wenn auch nur in nachsteigender und nicht plötzlicher Weise auf, und wie kurz die Zeit eines Hubes auch sein mag, die spontane Dampfentwicklung des mitgerissenen und entlasteten Wassers hebt den Druck.

Wir haben leider bis heute noch kein genügendes Mittel, den Wassergehalt eines Maschinenbetriebsdampfes selbst nur mit annähernder Genauigkeit directe zu messen.

c) Der Niederschlag in der Füllungszeit. Das in der Füllungsperiode an den Cylindern aus dem frischen Dampfe condensirte und während der Expansion und der Ausströmung wieder verdampfende Wasser übt einen größeren Einfluss auf den Gesamtverbrauch, als man lange Zeit angenommen hat.

Je größer der Wärmeunterschied zwischen den, insbesondere während der Ausströmung abgekühlten Cylinderwandungen und dem frisch eintretenden Dampfe ist, also je kleiner die Füllungen, je langsamer der Kolbengang und je tiefer die Ausströmtemperaturen, also die Umstände sind, welche die Abkühlung der Innenflächen bedingen, ein desto größerer Betrag des pro Hub einströmenden Kesseldampfes entsinkt demselben sofort bei seinem Eintritte als Niederschlagswasser. Dessen Menge erhöht den thatsächlichen Dampfverbrauch oft auf das $1\frac{1}{2}$ -, ja 2fache des nützlichen Betrages.

Bei hoher Füllung, großer Geschwindigkeit und hoher Ausströmtemperatur, z. B. in den Hochdruckcylindern der Verbundmaschinen ist dieser Niederschlag gering, und dieser vermag während der Expansionszeit entweder gänzlich oder doch zum größten Theile wieder zu verdampfen.

Eine Mantelheizung unterstützt dieses Verdampfen und liefern die Kessel an und für sich trockenen Dampf, so kann am Hubende selbst gar kein Wasser mehr in den Cylindern vorhanden sein.

Die Expansionslinie steigt nun in Folge dieses Nachverdampfens, und thatsächlich zeigen die aus den Indicator diagrammen nachgerechneten Gewichte des in einem Cylinder enthaltenen Dampfes meist einen Zuwachs gegen das Hubende zu.

Ein Abfallen der Drücke des expandirenden Dampfes und eine daraus erwachsende Gefahr für die zulässige Kolbengeschwindigkeit ist daher unter solchen Verhältnissen, und insbesondere bei den Verbundmaschinen, welche stets mit nicht ganz kleinen

Füllungen und getheilter Temperaturdifferenz arbeiten, nicht zu gewärtigen.

Anders stünde es bei kleinen Füllungen und niederen Auströmtemperaturen in Eincylindermaschinen.

Abgesehen von dem Falle, welcher schon bei der sinkenden Einströmlinie (Seite 168) betrachtet ist, bei welchem das Hinzukommen des Druckabfalles durch die eigentliche Expansion (Fig. 53) den gefährlichen Druckunterschied verschärft, kann bei hochexpandirenden Maschinen der Einfluss der abkühlenden Cylinderwände sich über die eigentliche Füllungszeit hinaus noch erstrecken und zu Beginn der Expansion den Dampfdruck rascher fallen machen, als es der Mariotte entspricht.

Später steigt allerdings die Drucklinie durch Nachverdampfen wieder an, aber wäre etwa die Maschine auf ein theoretisches Minimum der Füllung bei maximaler Geschwindigkeit Gl. (9) und (10) (Seite 60—61) gebaut, so könnte die Abweichung der wirklichen von der vorausgesetzten Expansionslinie nun umso mehr gefährlich werden, als jetzt der Druckwechsel nicht mehr in der Nähe des todtten Punktes, sondern bei jener erhöhten Geschwindigkeit platzgreift, welche der Kolben in der Nähe des halben Hubes annimmt.

Auch durch eine schleichend schliessende Steuerung wird die Expansionslinie tiefer gerückt, als es der sonstigen Voraussetzung entspricht.

d) Die Heizung der Cylinderwände hebt stets die Expansionslinie und kann daher für hohe Kolbengeschwindigkeit niemals nachtheilig sein.

Anders steht es allerdings bezüglich des ökonomischen Effectes, über den nur angedeutet werden soll, dass dann die Heizung vortheilhaft wirkt, wenn sie alles Wasser, welches vom Kessel mitgebracht wird oder sich während des Dampfeintrittes

an den Wänden des Cylinders und der schädlichen Räume condensirt, noch vor der Zeit der beginnenden Ausströmung wieder zu verdampfen vermag. Allerdings verringert sie bereits die Menge des Niederschlages, und ist daher von unzweifelhaftem Vortheile bei trocken einströmendem Dampf; kommt aber nasser Dampf aus den Kesseln, oder ist die Heizung überhaupt nicht im Stande, die Cylinderwände vor dem Austritte des Dampfes aus der Maschine trocken zu bringen, so wird sie nur unökonomisch wirken, denn sie gibt Verdampfwärme an die rückbleibende Wassermenge ab und erzeugt noch Dampf während der Ausströmung. Dabei kann viel Heizdampf verschwendet werden, weil feuchte Wände unter geringem Drucke rasch abdampfen, viel Wärme aufnehmen (und abstoßen) und trotzdem nicht heisser werden, als es der Temperatur der Ausströmungsspannung entspricht. Auch eine Dampfkesselwand wird nicht wesentlich heisser als das Kesselwasser. Vermag aber die Heizung die heissen Wasser in der Maschine rechtzeitig zu verdampfen, so wird der Wärmeverlust in der Ausströmzeit dabei verschwindend gering verbleiben, indem die trockenen Cylinderwände an den wie Luft schlecht wärmeleitenden, trockenen Dampf nur wenig Wärme abgeben.

Eine zu ausgiebige Heizung wäre dagegen, und zwar hauptsächlich durch die Strahlungsverluste nach Außen wieder schädlich. Erwartet man daher bereits trockenen Einströmdampf, so ist der von vielen Fabriken, insbesondere für Verbundmaschinen bereits praktisch gefundene Vorgang: jeden Cylinder mit seinem eigenen Füllungsdampf zu heizen, völlig gerechtfertigt. Die Heizung soll dabei hauptsächlich die Deckel und schädlichen Räume treffen, und insbesondere dann nicht fehlen, wenn kleine Füllung und hohe Compression verwendet wird.

Auf eine sicher wirkende Entwässerung aller Heizräume ist strenge Bedacht zu nehmen.

Ist aber nasser Dampf zu erwarten, wie solcher von angestrengten Kesseln mit kleiner Wasserspiegelfläche, niederem Druck oder langen Dampfrohrleitungen herrühren mag, so soll, wie dies bereits erörtert wurde, die Mantelheizung gänzlich entfallen. Sie würde zu ihren sonstigen nicht abzuleugnenden Nachtheilen, wie schwierigere und leicht Ausschuss gebende Gussstücke, theuere Herstellung und insbesondere der verringerten Betriebsicherheit durch die stete Gefahr des Vorkommens von Rissen oder Undichtheiten, nur noch einen erhöhten Gesamtaufwand von Dampf oder Kohle erbringen.

e) Andere Einflüsse auf die Höhe des Dampfdruckes in der Expansionsperiode. Undichtheiten der Kolben und Steuerungsorgane etc. sind bei hoher Kolbengeschwindigkeit von geringerem Belange, als bei langsamem Gange. Bei letzterem und in Maschinen mit großem Hub und Condensation kann aber die Abkühlung so weit gehen, dass dadurch der Druckerhebung wegen des schädlichen Raumes und des mitgebrachten und nachverdampfenden Niederschlagwassers völlig Einhalt gethan wird.

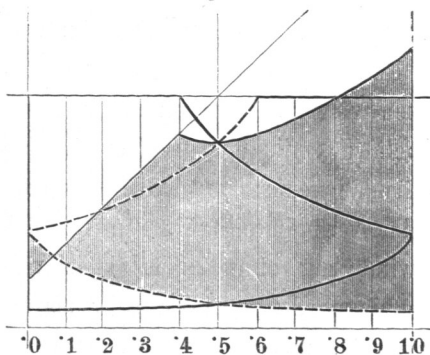
Beträchtliche Undichtheiten kommen in einer gut ausgeführten und gut gehaltenen Maschine nicht vor, und gewöhnlich spricht der helle Glanz der Cylinder, Kolbenringe und Schieberspiegel oder das gleichmäßige Aussehen der Ventilsitzflächen in beredter Weise für die Verlässlichkeit der Abschlüsse.

Beträchtliche Abweichungen der Indicatorlinie von der Mariotte lassen aber stets das Vorhandensein wesentlicher Undichtheiten oder Fehler in der Maschine mit vollster Sicherheit behaupten. Diese können, abgesehen von den oben erwähnten Theilen, auch in verborgenen Gussfehlern in den Dampfwegen, undichten Abschlüssen an den Dampfmänteln, geöffneten Kernlöchern an Kolben oder Cylinderdeckeln u. A. beruhen, was sich durch eine Dampfprobe oder eine innere Untersuchung bald feststellen lässt.

Die Ausströmung.

Ist die Ausströmung gehindert, so verbleibt ein höherer Gegendruck im Cylinder und der freie Dampfdruck auf den Kolben sinkt. Hierdurch wird der Geschwindigkeit eine vorzeitige Grenze gesetzt, denn die Differenz des Vorder- und Gegendampfes gibt das Maß für den stoßfreien Anhub der Massen.

Fig. 55



Der positive Gegendruck, zu kleines lineares Voreilen in der Steuerung und zu enge Leitungen werden hier zu betrachten sein.

Der Gegendruck verbleibt insbesondere bei Verbundmaschinen oft in beträchtlicher Höhe; aber auch bei Eincylindermaschinen kommt der Fall, wie er in Fig. 55 gezeichnet ist, häufig vor. Es ist nicht zu viel, wenn behauptet wird, dass die gute Hälfte aller gewöhnlichen Marktmaschinen und Pumpen und Windwerksantriebe etc. mehr oder weniger an diesem Mangel leiden, welcher bei

spitzem Uebergang der Expansions- in die Ausströmungslinie selbst auf die Spitze getrieben erscheint. Dass man bei solchen Maschinen mit der Geschwindigkeit nicht steigen darf, ohne Stöße wachzurufen, lehrt ein Blick auf die Figur, welche in der Druckschlinge links den Mangel umschliesst. Aber meist wird der Geschwindigkeit die Schuld an diesen Stößen beigezählt, und sie verdammt, während die Steuerung sie trägt, welche aber beibehalten bleibt.

Nun kommt es aber häufig vor, dass am todten Punkte weder genügendes Einströmen auf der Vorderseite, noch genügendes Ausströmen auf der Gegenseite platzgreift, was zur Folge hat, dass solch eine Maschine nur bei ganz geringen Geschwindigkeiten eben noch erträglich geht, welche dann als „erfahrungsmäßige“ hochgehalten wird. Es soll das Zerrbild gar nicht hergezeichnet werden, welches entstehen würde, wenn die Verhältnisse von Fig. 50 und Fig. 55 vereint würden, obgleich sie gar nicht selten zusammen vorkommen.

Bei den Hochdruckcylindern der Verbundmaschinen ist die Sache aus dem Grunde weniger gefährlich, als bei diesen des im Niederdruckcylinder verfügbaren geringen Dampfdruckes halber die Kolbengeschwindigkeit ohnedies so klein verbleiben muss, dass der Beschleunigungsdruck nicht mehr als die verfügbaren $\sim 1-2$ Atm. freien Anfangsdruckes beansprucht und ein solcher sich auch im Hochdruckcylinder trotz des hohen Gegendruckes stets vorfindet. Eincylindermaschinen, welche für hohe Kolbengeschwindigkeiten gebaut werden sollen, und die Niederdruckcylinder der Verbundmaschinen im Allgemeinen verlangen aber ein sorgfältiges Beachten des Gegendruckes, der bereits beim ersten Beginne der Ausströmung auf seiner möglichsten Tiefe anlangen soll.

Nun kann allerdings aber hier wieder eine der feinsten Bedingungen eines weichen, völlig drucklos anhebenden Ganges auf-

treten oder eingeführt werden. Wird nämlich die Steuerung derart gestellt, dass die Differenz vom Einströmdampf und Gegenspannung genau die Größe des zum Anheben der Massen nöthigen Druckes erreicht, so tritt der Fall wieder ein, der bereits Seite 162 gewürdigt wurde. Er entspricht allerdings nicht dem Maximum der Geschwindigkeit, gestattet dafür aber etwas Luft zwischen den Zapfen und Schalen*).

Während der Ausströmperiode kann der Gegendruck auch bei ganz freiem Rohr gegen die Mitte des Kolbenlaufes etwas steigen, und zwar aus dem gleichen Grunde, als der Druck des Einströmdampfes dort sinkt, wenn nämlich die Dampfwege zu

*) In dem Dampfdiagramme (Fig. 56) einer untersuchten Maschine ist die Linie der Beschleunigungsdrücke unter Berücksichtigung der endlichen (fünffachen) Kurbelstange eingetragen, und man findet, mit dem Zirkel in der Hand (weil 10 mm-Ordinate = 1 Atm.), dass bei

$$p_1 - p_4 = \frac{F}{f} \left(1 + \frac{r}{L} \right) = 1.3,$$

d. i. bei $\frac{F}{f} = q_1 = 1.08$, bereits das Maximum der Geschwindigkeit, nicht für die zugehörige Maschine, aber für ihre Steuerung erreicht ist.

Nun ist nach Gleichung (7) . . . $q_1 = \frac{F}{f} = \frac{1}{2} \frac{P}{f \cdot l} \cdot v^2$,

und weil der Kolbenhub dieser Maschine $l = 0.635$ m, das Gewicht der hin- und hergehenden Theile $P = 240$ Kilogr. und die freie Kolbenfläche $f = 960$ cm² beträgt, so ergibt die Gleichung

$$1.08 = \frac{1}{2} \frac{240}{960 \cdot 0.636} v^2$$

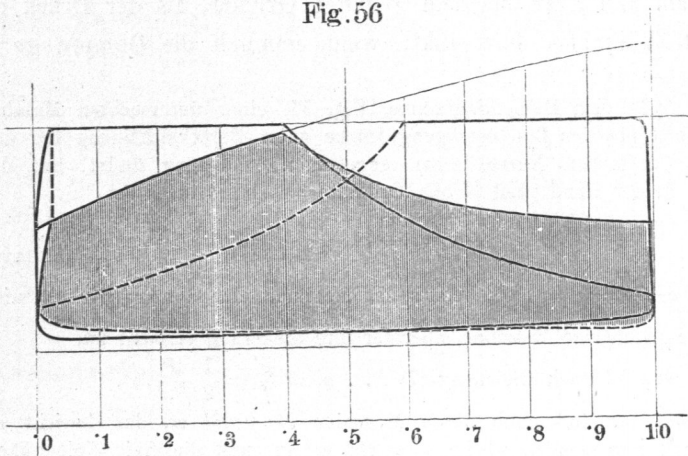
die zulässige Kolbengeschwindigkeit $v = 2.35$ m per Sec. und die Zahl der zulässigen Umdrehungen $n = 111$ per Minute.

Die Maschine arbeitet mit 100 Umdrehungen und ihr Gang ist ohne Vergleich weicher und besser, als er früher bei derselben Steuerung bei 60 Umdrehungen war, was allerdings auch vom Schwungrade, hauptsächlich aber von dem, von Null ansteigenden Drucke auf die Zapfen herrührt.

Ohne die gewiss nur geringen Unvollkommenheiten im Dampfdiagramme könnte die Zahl der Umdrehungen $\left(\frac{F}{f} = 2.3 \right)$ auf 160 per Minute gesteigert werden (hiefür auch die übrigen Abmessungen als genügend vorausgesetzt), ehe bei gleichbleibendem Dampfdrucke Stöße zu erwarten wären.

eng sind. Auch wenn zwei Dampfstrahlen sich treffen, wie unter dem Blasrohre vieler Locomotiven und in den Ausströmrohren von Zwillingswalzwerks-Maschinen kommt die Erscheinung der in der Mitte ansteigenden Gegendrucklinie vor. Dies wird aber in der Regel (nicht auf die geleistete Arbeit, welche dadurch stets verringert wird, sondern auf die zulässige Geschwindigkeit) von wenig Einfluss sein, und nur bei sehr kleinen Füllungen oder wenn eine bestehende Maschine rascher gehen soll, wird der Möglichkeit dieses Ansteigens gedacht werden müssen. Die Druckerhebung

Fig. 56



der Ausströmlinie der Hochdruckdiagramme der Verbundmaschine ist ebenfalls ohne hiehergehörigen Einfluss, indem die Verringerung des freien Druckes in der Nähe des halben Kolbenlaufes, wo die Massen bereits nahe an ihrer größten Geschwindigkeit angelangt sind, und keine weiteren Beschleunigungsdrücke mehr benöthigen, in all diesen Fällen belanglos bleibt.

Schließlich muss noch betont werden, dass in Maschinen mit anfänglich hohem Gegendruck derselbe auch im weiteren Verlaufe nicht mehr so tief sinkt als dann, wenn er durch großes, lineares Voreilen und sonst günstige Bedingungen bereits am

totden Punkte zu tiefst abfallen kann. In Condensationsmaschinen wird öfter durch die Art der Einspritzung, durch eine geschlossene Wand fallenden Wassers der Dampfweg theilweise gesperrt oder zu wenig Wasseroberfläche geboten, daher eine Gegenspritzung besser als Querspritzung oder ein Ein- oder Ueberlauf wirkt. Zu lange, winkelige oder zu enge Einspritzleitungen oder die Möglichkeit von Luftwirthschaften im Condensator verschlechtern ebenfalls das Vacuum, rücken die Gegendrucklinie und insbesondere deren Anfang hoch und setzen daher der sonst möglichen Kolbengeschwindigkeit eine vorzeitige Grenze.

Die Compression.

Bei Füllungen gegen oder über 0·5 des Kolbenweges wird die Arbeit der Dampfmaschinen desto unruhiger, je schneller sie gehen. Die Ursache hiefür liegt in dem Einflusse der Gestängsmassen, welche einen Theil von der Dampfarbeit in der ersten Hälfte des Kolbenlaufes zu ihrer eigenen Beschleunigung beanspruchen und zurückbehalten, um ihn in die zweite Hubhälfte hinüber zu tragen. Nachdem aber bei hoher Füllung in dieser zweiten Hälfte auch eine bedeutende Dampfarbeit mit zu übertragen ist, so häufen sich diese Effecte, was nicht nur eine weit stärkere Beanspruchung der einzelnen Theile, sondern auch einen ungleichförmigen Gang der Maschine zur Folge hat.

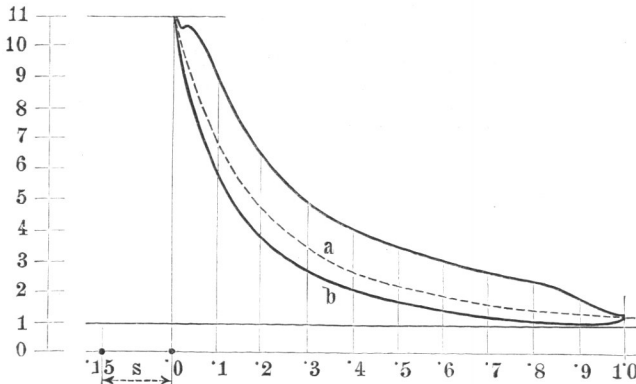
Dazu kommt noch ein lästiger Umstand. Alles Gestänge ist noch im letzten Momente des Schubes starken Drücken ausgesetzt, welche bei halbwegs hohen Füllungen und Geschwindigkeiten den Dampfdruck allein weit überragen. Mit diesen Drücken treten aber Längenveränderungen und überhaupt Deformationen im Balken und in allen Gestängen und Theilen der Maschine auf, welche sich bis in die Fundamente erstrecken. Da nun aber Alles mit dem Momente, mit dem Schlage gänzlich von der höchsten Belastung bis Null entlastet wird, mit dem die Kurbel durch den todten Punkt geht, so müssen Erzitterungen und Stöße in Folge dieser plötzlichen Entlastungen des elastischen Materiales geweckt werden, denn eine plötzliche Entlastung wirkt genau so wie eine plötzlich aufgelegte Last*).

*) Bei Rohrproben brechen öfters die Rohre im Momente der Entlastung.

Nun findet sich aber in der Compression des abziehenden Dampfes ein herrliches Mittel, den Massen gegen Ende des Hubes einen Theil oder die Fülle ihrer innewohnenden Arbeit zu nehmen und in Gestalt von Wärme für den nächsten Hub aufzubewahren. Will man die Entlastung des Gestänges genau am todten Punkte erzielen, so braucht die Compression nur so geregelt zu werden, dass ihr Enddruck gleich der Summe von Enddampfdruck plus Endmassendruck wird, d. i. dass

$$p_4 = (p_3 + q_1).$$

Fig. 57

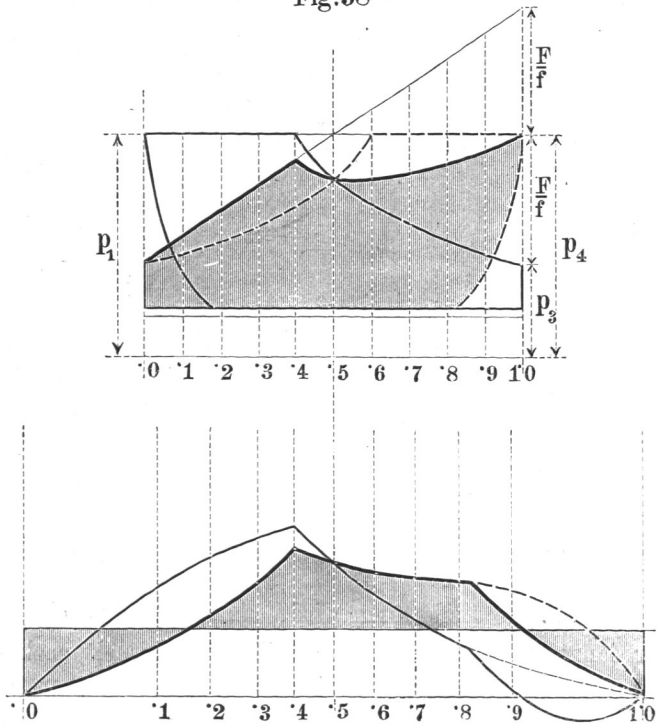


Diese völlige Entlastung wird, als von einem elastischen Polster langsam eingeleitet, indem ihr Gegendruck nach einer Compressioncurve steigt, welche mit Rücksicht auf die Größe der schädlichen Räume (ungefähr) dem Mariotte'schen Gesetze folgt. Und folgt sie ihm auch nicht, so kann man doch mit dem Indicator an der Maschine stets den verlangten Enddruck herstellen.

In den Figuren 58 und 59 und ihren beigezeichneten Kurbeldiagrammen ist die zurückgehaltene Compressionsarbeit ersichtlich, indem die Drucklinien ohne Compression punktirt eingetragen wurden. Die wegfallende Fläche ist natürlich gleich der Fläche der Compressionsarbeit im zugehörigen Kolbendiagramm.

Eine geringe Ueberhöhung der Compression ist übrigens nicht schädlich, und wenn sie auch eine Zurückleitung von Arbeit aus dem Schwungrad durch das Gestänge bis auf den Kolben, und dabei einen gewissen Reibungs- und Umsetzungsverlust

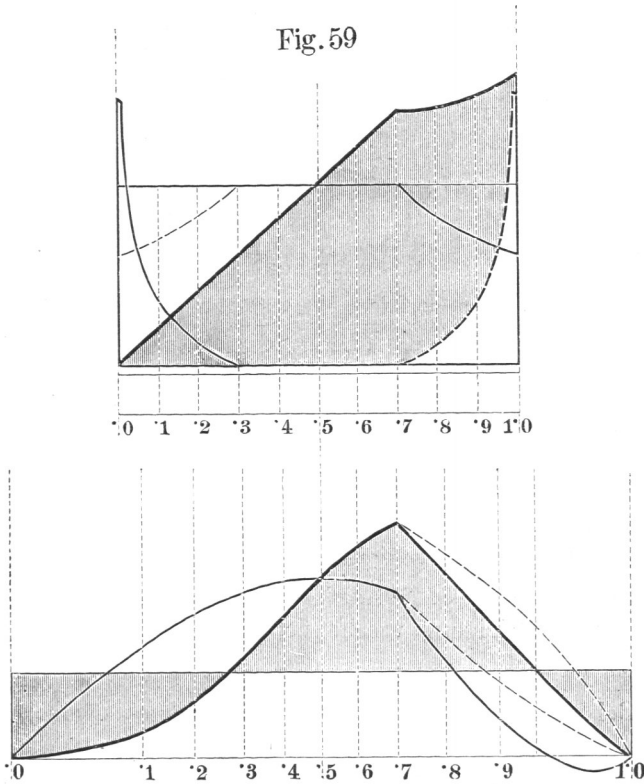
Fig.58



bedingt, so sichert sie dafür den Druckwechsel an den Schalen an völlig gefahrlosen Stellen bereits vor dem toten Punkte. Der Druckwechsel im toten Punkte ist wohl auch gänzlich ungefährlich und stoßfrei, aber wenn derselbe erst bei bereits begunnenem Hube eintreten sollte, wären Stöße und Gefahren unvermeidlich daran geknüpft, wie im Anhang IV nachgewiesen wird. Daher ist eine kleine Uebercompression zur Sicherung des stoßfreien

Hubwechsels wohl zulässig und der Empfehlung werth. Uebrigens ist der Druckwechsel vor dem todten Punkte auch bei streng auf p_4 eintreffender Compression durch die Reibungswiderstände des Kolbens und der Zapfen gesichert.

Fig. 59



Der Fig. 59 ist zu entnehmen, wie selbst eine Schlinge im Diagramm zur Ruhe des Ganges beitragen kann.

So hat man es in der Hand, die Drücke unbedingt ruhig, langsam bis zur Nulle niedersteigend, und von dort neu sich hebend in die des entgegengesetzten Sinnes umzukehren und an gefahrloser Stelle einen Moment lang weder Zug noch Druck in dem Gestänge herrschen zu lassen.

Nun ist aber mit der Compression eine Reihe von weiteren Vortheilen verknüpft, welche ihre Anwendung besonders für schnell gehende Maschinen empfehlen.

So werden die Schiebersteuerungen theilweise, und zwar gerade dann entlastet, wenn ihre Hubgeschwindigkeit die größte ist, weil die Kurbel vor dem todten Punkte, das Excenter bei 90° steht; bei Ventilsteuerungen erfolgt der Anhub der Einströmventile ohne jeden Kraftaufwand.

Die Steuerung wird daher weniger Arbeit zu ihrer eigenen Bewegung von der Gesamtleistung in Abfall bringen, weniger Abnützungen und Störungen ausgesetzt sein, und insbesondere die Excenter werden vor dem Warmgehen gesicherter bleiben als bei der Ermangelung von Compression. Auch der Eingriff des Regulators kann in einer mehr entlasteten Steuerung empfindlicher wirken.

Von Alledem und auch den bedeutenden Vortheilen abgesehen, die schon Prof. Zeuner nachweist, dass durch die Compression allerdings die effective Leistung der gleich großen Cylinderfläche kleiner, der Wirkungsgrad aber höher wird, gibt es aber noch zwei Hauptrücksichten, welche für eine nicht zu geringe Compression sprechen:

Bei schnell gehenden Maschinen wird es nämlich schon schwer, gleich zu Beginn des Hubes den vollen Druck in den Cylinder zu bekommen, indem der einströmende Dampf, dem auch die ganze Canalbreite oder Ventilhubhöhe noch nicht geöffnet ist, die schädlichen Räume füllen und wärmen muss, welche übrigens bei rasch gehenden Maschinen auch weiter und umfangreicher sind, als bei solchen mit langsamem Gang. Die Folge solch unvollkommener Einströmung wäre dann jenes schiefe Ansteigen der Linie des Anfangsdruckes, dessen Gefahr bereits bei Fig. 50 erhellt.

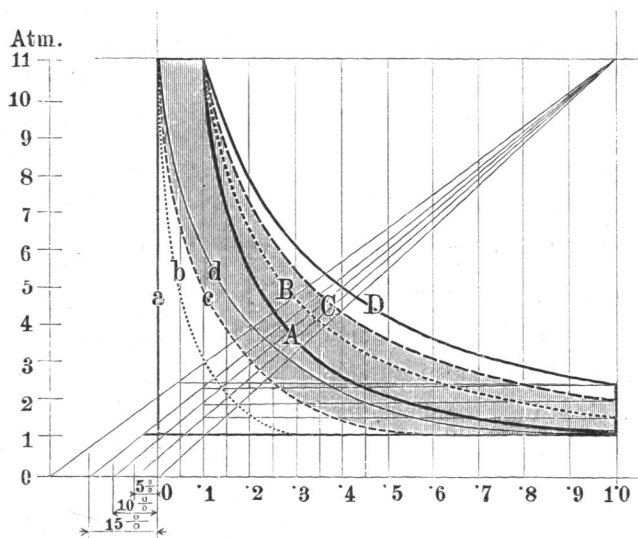
In der Compression hat man aber das Mittel, jenen Einfluss der sonst wahrhaft schädlichen Räume fast gänzlich aufzuheben. sie mit hochgespanntem Dampf zu füllen, ihre Wände, welche sich während der Ausströmung abkühlten, wieder zu erwärmen und selbst bei mäßigem Voreilen die hohe Anfangsspannung hinter dem Kolben zu erreichen. Dass die sonst ausfallende Dreiecksfläche eine Arbeit darstellt, welche rein verloren geht; dass sich die Dampfspannung meist auf dem ganzen Wege der Füllung nicht mehr zu erheben vermag und unter der Spannung im Schieberkasten bleibt, wenn sie nicht bereits am todten Punkte ihre volle Höhe erreicht; dass dann die Maschine keineswegs jene Leistungsfähigkeit besitzt, welche man ihr zutraut; dies sind Missstände, welche aber unser Interesse hier weit weniger erregen, als die Erkenntniss, dass solch ein schiefes Ansteigen die zulässige Geschwindigkeit ganz bedeutend beschränkt, dass es aber durch die Compression ganz gewiss zu vermeiden ist.

Durch die Compression wird ferner dem Dampfverlust, welchen die schädlichen Räume sonst bedingen und bei Fig. 54 erörtert wurde, wirksam Einhalt gethan. Von diesem Standpunkte wäre selbst die Erhöhung der Compressions- bis zur Anfangsspannung gerechtfertigt und zeichnet man zu den Linien der Fig. 54 nun in Fig. 60 diese höchst zulässigen Compressionslinien *a*, *b*, *c* und *d* für die schädlichen Räume 0, 5, 10 und 15%, so ergeben sich planimetrisch gleich große Flächen zwischen *A* und *a* und den übrigen zusammengehörigen Curven, z. B. *C* und *c*, welche schraffirt ist. Werden nun durch solche Hohecompression die schädlichen Räume völlig mit Dampf gefüllt, so verschwindet ihr Consum aus dem theoretischen Diagramm und der sichtbare Dampfverbrauch bleibt sich gleich, wie groß immer der schädliche Raum innerhalb jener Grenzen auch sei, welche noch Vollcompression gestatten.

Wird dabei nun aber auch gleiche Arbeit geleistet, so würde der Begriff schädlicher Raum gänzlich unberechtigt werden, wenn nicht die Nebenerscheinung der vergrößerten Abkühlflächen, also des aus dem Diagramme nicht ersichtlichen Dampfverbrauches, erübrigen würde.

In der Fig. 60 wurden die Compressionslinien *b*, *c* und *d* nicht nach der einfachen Mariotte, sondern nach einem mit

Fig.60



dieser und der Adiabate mittleren Gesetze $p v^{1.2} = k$ eingetragen, welches häufiger Wirklichkeit entspricht*).

*) Würde die Betrachtung unter Zugrundelegung der Mariotte als Gesetz der Compressionslinie vorgenommen worden sein, so würde allerdings das Ergebniss wesentlich ungünstiger erscheinen. Hiernach wäre der Verlust im schädlichen Raume theoretisch nur dann allein aufzuheben, wenn sein und der Füllungsdampf zusammen genau bis zum Gegendrucke expandirt.

Dass aber die Mariotte hier eine falsche Grundlage wäre, ergibt sich aus jedem Indicatorgramm einer Maschine mit großem schädlichen Raum.

Mit der Compression kann aber auch zu weit gegangen werden. Von vornherein muss jedes Ueberschreiten der Kesselspannung mit ihr vermieden werden, und sollte wie in Fig. 59 solch ein Ueberschreiten durch die Geschwindigkeit verlangt sein, so wäre diese Geschwindigkeit oder die anderen Bedingungen der überhöhten Compression selbst zu vermeiden, weil sonst die Festigkeit der sämtlichen Theile der Maschine überangestrengt wird.

In den Locomotiv- und Walzwerks- oder anderen auf hohe Kolbengeschwindigkeit zu bauenden Eincylinder- oder Zwillingsmaschinen und in den Niederdruckcylindern der Verbundmaschinen ist es oftmals möglich, eine Compression bis zur Druckhöhe des Einströmdampfes durch die Massenwirkung allein zu decken. Herrschten, abgesehen vom Gegendrucke, die Gleichungen: Massendruck = Compressionsdruck, Compressionsdruck = Einströmdruck, oder $q_1 = p_4$ und $p_4 = p_1$, also auch $q_1 = p_1$, so sagt dies, die Maschine geht mit dem Maximum der Geschwindigkeit, bei welcher die Gestängsmassen anfangs den vollen Dampfdruck zu ihrer Ingangsetzung beanspruchen, daher umgekehrt auch bei ihrem Ausschwingen üben. Der Compressionsdruck wird jetzt durch die ausschwingende Masse allein verrichtet und seine Arbeit passirt gar nie die Kurbel oder deren Zapfen,

Frägt man nämlich, bei welcher Entfernung l , vom Ausgangspunkte die Compression beginnen müsse, um bei einem schädlichen Raum s von einem Gegendrucke p_0 ($= 1.1 a$) zur Anfangsspannung p , (z. B. $= 11 a$) zu erreichen, so lautet die Antwort für . . . $s = 5$ 10 15%

nach der Adiabate: $p_0 (l, + s)^{1.2} = p, s^{1.2} \cdot l,$ = .29 .58 .87 . l

während die Mariotte: $p_0 (l, + s) = p, s \cdot l,$ = .45 .90 1.35 . l

ergeben würde.

Nun ist Fig. 57 ein einer Maschine mit 15% schädlichen Raumes thatsächlich entnommenes Diagramm, und man bemerkt, dass die Compression wohl bis zur Anfangsspannung reicht, aber nicht bei dem unmöglichen Werth $l, = 1.35 l$. sondern erst hinter dem begonnenen Rücklauf anhebt. Mit dem ist die Nichtzulässigkeit der Mariotte (a) als Compressionslinie wohl erwiesen. Die sich mehr eindruckende adiabatische Compression (b) verbraucht aber weniger Arbeit zur Rückgewinnung des Hochdruckes als sonst angenommen wird.

auf welchem der übrige Dampf auch nie plötzlich, sondern stets nur langsam steigend und erlöschend drückt.

Aus Tabelle I und II ergeben sich die Verhältnisse, unter welchen die höchsten Geschwindigkeiten auftreten können. Die Compression ist dabei stets bis zur Höhe der Anfangsspannung zu treiben.

Eine Walzwerkmaschine von $v = 4 \text{ m}$ und $p_1 = 5 \text{ Atm.}$ und ein Niederdruckcylinder mit $p_1 = 1.25 \text{ Atm.}$ bei $v = 2.8 \text{ m}$ sind ganz normale Verhältnisse und vertragen und verlangen eine Höhe des Compressionsdruckes bis zur Höhe der Füllungsspannung.

Bei den übrigen noch langsam gehenden Hochdruckmaschinen und allen Hochdruckseiten der Verbundmaschinen sind aber die sämtlichen Vortheile der Compression nicht gleichzeitig und rein benützbar. Im Allgemeinen sind hier die freien Anfangsdampfdrücke weitaus größer, als zur Ingangsetzung der Massen nothwendig ist $[(p_1 - p_0) > q_1]$, daher auch die Compression (p_4) nicht voll zur Höhe des Einströmdampfes steigen darf, wenn sie von den ausschwingenden Massen allein gedeckt werden soll.

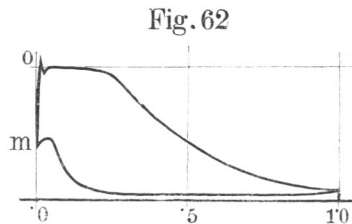
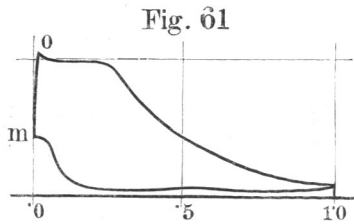
Schwillt die Compression zu wesentlich größerer Höhe, so bedingt sie ein Zurückleiten von Arbeit aus dem Schwungrade her und wäre der dabei entfallenden Reibungsverluste wegen — und da der Dampf nie absolut trocken und die Wände nicht wärmedicht sind, daher sich auch der erwartete ökonomische Vortheil nie vollständig einstellen kann — von diesen Standpunkten aus übertrieben und schlecht.

Nebenher mag bemerkt sein, dass sich auch die Kurbel leicht lockert, wenn ihr Keil durch die abwechselnden Drücke während des Vorwärtstreibens und der Rückleitung zu starker Compressionsarbeit nach beiden Seiten hin beansprucht wird. Daher eignen sich gekröpfte Wellen für schnellgehende Maschinen mit hoher Compression besser als aufgezoogene Kurbeln. Auch die Verschraubung der Schwungradnabe an einem Kreisflansch der

Welle statt der normalen Aufkeilung, welche oftmals an besten Maschinen zu finden ist, gehört hierher.

Bei weit getriebener Compression mischt sich endlich noch eine Verlustquelle ein, welche allerdings öfter durch den Indicator zu erkennen ist, aber doch stets, auch ohne sich grell zu verrathen, vorkommt und daher die reine Vollcompression dann nicht empfehlen lässt, wenn sie zur Deckung der Massendrucke nicht benöthiget wird.

Diese Erscheinung, welche selbst die Oekonomie der Maschinen mit maximaler Kolbengeschwindigkeit, also mit Vollcompression herabsetzt, und das Verbundmaschinensystem, wo sie nur getheilt vorkommen kann, mit rechtfertigt, ist die Abkühlung durch die Wände des Cylinders und der schädlichen Räume. Diese,



während der Ausströmung theilweise abgekühlt, gestatten eine verlustlose Compression nur bis zu Spannungen, welche sich in der Nähe ihrer erübrigten Temperatur bewegen.

Steigt mit zunehmender Spannung die Temperatur des in Compression befindlichen Dampfes über die Temperatur der Umfassungswände, so muss eine Wärmeabgabe an dieselben, eine Umwandlung von Arbeit in Wärme stattfinden, welche den ferneren Anstieg mäßigt oder verwehrt. Bei dem ungünstigen Verhältnisse der stark entwickelten Oberflächen zum geringen Inhalte bleibt die Compressionsdruckhöhe daher oftmals von einem gewissen Punkte an constant oder fällt selbst ab (Fig. 61 und 62, Punkt *m*), wenn die Abkühlung rascher wirkt, als der sich verzögernde Kolbengang. Oftmals, und insbesondere bei ungeheizten Cylindern

und Deckeln, mag es daher aus der Dampfwolke geradezu in Strömen „regnen“, und der thatsächliche Dampfverbrauch steigt hoch über den „sichtbaren“ aus einem theoretischen Diagramme.

Die Wärme, welche dabei an den Wänden erwächst, ist allerdings nicht gänzlich verloren und sie muss, wenn nicht durch die Compression erzeugt, dem einströmenden Dampfe entnommen werden. Es leuchtet aber ein, dass dieses Letztere mit weniger Verlusten verbunden ist, als wenn erst Arbeit aus dem Schwungrad hereingeholt und am Wege einer Wasserfabrication unter Reibungs- und Nutzeffectsabfällen jene Wärme erbracht wird, welche doch nur dem Kessel entstammt und vom Einströmdampfe direct an diese Wände gegeben werden kann. In letzterem Falle werden diese Abkühlungsverluste aber auch an und für sich geringer sein, weil der heisseste Dampf nur geringere Zeit lang an den Wänden liegt.

Eine übertriebene, d. h. über die Höhe des aufzufangenden Massendruckes weit hinaus gesteigerte Compression ist daher verwerflich. Bis zur Höhe des Massendruckes soll sie aber stets angewendet werden, weil sie den Gang der Maschine ruhig gestaltet, das Auftreten des vollen Dampfdruckes am todten Punkte sichert, den Dampfverlust durch die schädlichen Räume großentheils deckt und mit keinen Rückleitungsverlusten und anderen die Maschine verderbenden Einwirkungen verknüpft ist.

Ein mäßiges Uebersteigen des Compressions-Enddruckes über den Massendruck ist gestattet, obgleich sie den Druckwechsel bereits etwas vor dem todten Punkte veranlasst, was nicht gefährlich ist, dagegen aber dessen gefährlicher Verspätung, d. i. Eintritt nach dem todten Punkte, beim Hubbeginne sicher vorbeugt. Abgesehen von der zu erwartenden Ersparniss an Dampf wird auch den kleinen unvermeidlichen Schwankungen von Spannung und Geschwindigkeit damit Rechnung getragen, und ein leichter Gang der Steuerung und leichter Eingriff des Regulators erzielt.

Die Regulirung des Ganges.

Schwankt oder verändert sich die Belastung einer Maschine, so muss dem entsprechend auch die vom Dampfe zu leistende Arbeit vergrößert oder verringert werden, um den Beibehalt der gleichen Umdrehungszahl zu wahren.

Bei ganz constantem oder sich nur selten änderndem Betrieb, z. B. dem einer Lastwinde oder Pumpe, kann der hiezu nöthige Eingriff in die Maschine von der Hand des Wärters aus geschehen; normale Fabrikmaschinen aber, welche fast mit jedem Hub eine andere Belastung zu bewältigen haben, verlangen hiezu einen selbstthätigen Regulator.

Diese Regulirung des Ganges kann bekanntlich auf zwei Wegen erfolgen, und zwar:

Entweder durch das Einströmventil oder eine vom Regulator bewirkte Drosselvorrichtung,

oder durch eine von Hand aus oder mittelst des Regulators bewirkte Verstellung einer Expansionssteuerung.

Der erstere Vorgang ist der ältere und einfachere, der zweite verlangt eine etwas complicirtere Vorrichtung und verständigere Wartung, und ist daher für kleine und rohere Maschinen nur selten benützt. Aber selbst für große Maschinen ward die selbstthätig wirkende Expansionssteuerung erst in neuerer Zeit und hauptsächlich durch das befruchtende Vorbild Corliss' ausgebildet, und gelangte erst in den Jahren nach 1870 zu weiterer Herrschaft.

Die Regulirung des Ganges oder der zu leistenden Arbeit der Dampfmaschinen durch Aenderung der Füllung mit der Hand oder mittelst automatischen Expansionsvorrichtungen wurde wohl einzig und allein wegen der damit angestrebten höheren Dampfökonomie so allgemein eingeführt. Doch nicht damit ward der glänzende Unterschied der älteren Maschinen gegen jene der Gegenwart erreicht, sondern durch eine ganz andere Erscheinung, welche sich der „Erfahrung“ unvermuthet, aber gleichzeitig mit den Expansionssteuerungen ergab: Die Kolbengeschwindigkeit konnte mit den neuen Steuerungen wesentlich höher werden, ohne Stöße in den Maschinen wachzurufen. Früher gingen die Maschinen, wie seit Watt's Zeiten, mit $1\frac{1}{2}$ bis höchstens 2 m Kolbenweg per Secunde. Jedes Ueberschreiten dieser Grenzen brachte die Gefahr von Stößen und Brüchen mit sich und verstieß gegen die „Erfahrung“.

Der Grund dieser Stöße war nicht erkannt. Man stieg wohl mit dem Dampfdruck, und auch die Ausführung der Maschinen ward durch die fortschreitende Entwicklung der Werkstatteinrichtungen wesentlich verbessert, aber obgleich diese beiden Factoren eine Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit gestattet hätten, verblieb doch die Geschwindigkeit des Ganges in den alten „erfahrungsmäßigen“ Grenzen, und damit blieben auch die Maschinen groß und schwer.

Höhere Kolbengeschwindigkeiten benöthigen zu Beginn des Hubes einen ganz bestimmten hohen Dampfdruck zur Ingangsetzung der Gestängsmassen. Vermag der einströmende Dampf, etwa in Folge seiner niedergedrosselten Spannung, diesen Druck nicht zu bieten, so sind Stöße in den Zapfen und dem Gestänge der Maschine unvermeidlich, wie bereits vorne, unter „Grenzen der Geschwindigkeit“, gezeigt wurde.

Daher können höhere Kolbengeschwindigkeiten nicht unter drosselnden Regulirvorrichtungen platzgreifen, sondern verlangen

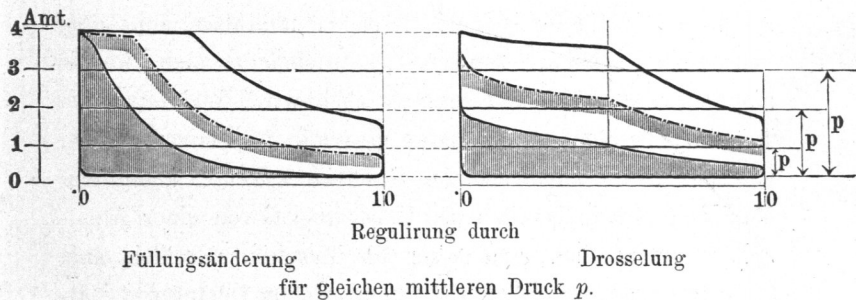
Regulatoren, welche die Füllung beherrschen und dabei stets gleich hohen Dampfanzugsdruck gewähren.

Der Unterschied in der Wirkung der durch Drosselung oder durch Expansionsänderung regulirten Maschinen ist bekanntlich derart, wie Fig. 63 darstellt, welche keiner weiteren Worte bedarf.

Nun findet sich in der früheren Auflage dieser Studien vom Jahre 1871, als die selbstthätigen Expansionssteuerungen noch selten vorkamen, bereits darüber Folgendes:

„Dass mit den höheren Dampfdrücken, wie sie schon lange und häufig angewendet werden, doch die Maschinen-

Fig. 63



geschwindigkeit nicht gestiegen ist; dass trotz des Beispiels der Locomotiv- und selbst einzelner Walzwerksmaschinen die „Erfahrung“ keine höhere Geschwindigkeit als circa 2 *m* zuliess, und dass mit dem unsere Maschinen seit Jahren schwerer gebaut und Hunderttausende unfruchtbar ausgegeben worden sind — ist mit die Folge der Unsitte, die Normalgeschwindigkeit mit dem Dampfeinströmventil und nicht mit der Expansionsvorrichtung zu halten. Diesen Weg zeigen wir den Wärtern eigentlich selbst, und insbesondere bei jenen Maschinen, welche mit variabler Expansionsvorrichtung versehen sind, durch die nebenher angebrachte Verbindung des Centrifugalregulators mit dem Drosselventil an, denn nur selten

und erst in neuerer Zeit findet man ausnahmsweise einen Regulator in die Steuerung eingreifen. Viele Maschinen haben aber gar keine verstellbare Expansionsvorrichtung.“

„Wenn aber der Gang der Maschine mit dem Dampfventile geregelt wird, so kann es leicht vorkommen, dass, wenn die nöthige Arbeitsleistung so weit sinkt, dass beispielsweise eine Atmosphäre Ueberdruck im Schieberkasten zur Geschwindigkeitserhaltung bei gleichbleibendem Füllungsverhältniss ausreicht, wirklich das Ventil so weit geschlossen wird, die hohe Füllung aber beibehalten bleibt.“

„Wenn dieser Druck von einer Atmosphäre aber nicht zur Ingangsetzung der Massen vom todten Punkte aus genügt, so werden Stöße entstehen, deren Schuld aber nicht dem gedrosselten Dampf, sondern der vielleicht noch immer mäßigen Geschwindigkeit zugeschrieben wird. Wenn man die Tabelle I betrachtet, so findet man mit dem ersten Blicke, wie die heute angewendeten Geschwindigkeiten kaum den Maximalgeschwindigkeiten des Ueberdruckes von einer Atmosphäre entsprechen, und daher die Maschinen freilich ohne Stoß arbeiten können, ob sie von normalem Dampf von z. B. 5 Atmosphären, oder von gedrosseltem mit kaum einer Atmosphäre Ueberdruck durchströmt werden. Wenn dies auch die Wartung bequem macht, so vertheuert es aber die Anlage, und die Ersparung in wegfallenden Expansionsvorrichtungen wurde durch große Maschinendimensionen, schwerere Schwungräder und Transmissionen vielfach überzahlt. Eine Maschine mit hoher Geschwindigkeit verträgt keine oder nur geringe Drosselung mit dem Einströmventil, verträgt kein Sinken der Spannung im Kessel, und ihre Regulirung darf nur von der Füllung abhängen. Dann braucht man sich aber auch nicht an die „erfahrungsmäßige“ Grenze zu binden, welche,

wie gesagt, gerade die Verhältnisse für eine Atmosphäre Ueberdruck herausgefunden hat, sondern kann Geschwindigkeiten einführen, welche weit höher, als die bis jetzt verwendeten sind, wie oben gezeigt wurde.“

Diese damals (1871) ausgesprochene Erkenntniss hat sich seither als volle Wahrheit erwiesen und ist Gemeingut geworden. Seit dieser Zeit bürgerten sich nun die vom Regulator beherrschten Expansionssteuerungen immer mehr ein und verdrängten, wenigstens an den Großmaschinen, die frühere Drosselregulirung fast gänzlich. Mit der Einführung der selbstthätigen Expansionssteuerung stieg aber die Kolbengeschwindigkeit, und während in den Maschinen der Wiener Weltausstellung 1873 noch $1.8 m$ mittlere Geschwindigkeit herrschte und keine Maschine mit mehr als $2.1 m$ lief, erbrachten dieselben Aussteller für die Wiener Gewerbeausstellung 1888 bereits $2.5 m$ als mittlere ($3.5 m$ als höchste) Geschwindigkeit an gleich starken und für gleiche Zwecke bestimmten Dampfmaschinen.

In der Pariser Weltausstellung 1889 arbeiteten aber solche nun schon mit $\sim 4.0 m$ Kolbengeschwindigkeit, und die Frankfurter Ausstellung 1891 zeigt $2.96 m$ Geschwindigkeit als Mittel (4.3 und $4.5 m$ als höchste) und es ist zweifellos, dass der Anstieg in dieser Richtung fort dauern wird.

Dabei sind immer große Fabrikantriebsmaschinen gemeint, welche den höchsten Anforderungen an Dauerhaftigkeit, Betriebssicherheit und Oekonomie entsprechen müssen.

Die Regulirung des Ganges aller dieser Maschinen, welche mit gegen früher bereits auf's Doppelte gestiegener Kolbengeschwindigkeit wirken, erfolgt aber ganz ausnahmslos durch die selbstthätige, veränderliche Steuerung, durch Aenderung der Füllung und nirgend mehr mit einer Drosselung des Einstromdampfes. Ueberall kommt, ob die Belastung groß oder klein sei, (nahezu) die volle Kesselspannung als Anfangsdruck in den

Cylinder, wie es für den Erhalt eines stoßfreien Ganges die Grundbedingung ist.

Das Gleiche gilt bezüglich der Schiffsmaschinen und Locomotive, deren Steuerung wohl von Hand eingestellt wird, aber doch mit der Coulisse nur auf die Füllungsgröße wirkt. Hier sind mittlere Kolbengeschwindigkeiten von 5·5, ja von 6·7 *m* per Sec. bereits im laufenden erprobten Dienst.

Maschinen aber, deren Gang durch Drosselung des Dampfes regulirt wird, wie es an Locomobilen und anderen Kleinmaschinen noch meist gebräuchlich ist, verharren in der niederen, „erfahrungsmäßigen“ Geschwindigkeit, und werden darin auch so lange verbleiben, bis auch für sie eine einfache selbstwirkende Expansionssteuerung erfunden sein wird.

