

## **Herstellung richtiger Dampfvertheilung.**

Bei der Betrachtung des Einflusses der Dampfvertheilung auf die Möglichkeit hoher Kolbengeschwindigkeit ergab sich die Grundbedingung: gleich bei Beginn des Hubes einen kräftigen Ueberdruck auf der arbeitenden Kolbenseite zur Wirkung zu bringen. Zu diesem Zwecke muss, bei entsprechend vorhandener Dampfspannung, die Einströmung der GröÙe und Zeit nach genügend offen und die Ausströmung des Gegendampfes ungehindert sein.

Der hohe Anfangsdruck am todten Punkte wird durch die Compression, der niedere Gegendruck durch starke Expansion leichter ermöglicht.

Dieselben beiden Factoren, Compression und hohe Expansion, sichern aber auch wie früher untersucht wurde, der Maschine einen mit möglichst gleichmäßigen Tangentialdrücken arbeitenden stoßfreien Gang; nun erleichtern sie die Erreichung des benöthigten freien Dampfdruckes; es erhellt daher, dass sich die Bedingungen hoher Kolbengeschwindigkeiten in den Dampfmaschinen ungezwungen vereinigen.

Die hiezu nöthige richtige Dampfvertheilung hängt von der den Dampfwegen und den Organen für deren Eröffnungen, der Steuerung ab, welche nun betrachtet werden sollen.

---

## Die Dampfwege.

Die Dampfwege kommen betreffs ihrer Weite, ihrer tatsächlichen Eröffnung und ihrer Länge in Betracht. Sie werden dann als richtig zu bezeichnen sein, wenn sie gestatten, die Außenspannungen von den Ein- und Ausströmseiten unter einem kleinsten Druckverlust und sofort bei Beginn des Hubes in's Innere der Cylinder zu vermitteln und dort so lange zu erhalten, als sie geöffnet sind.

### Die Weite der Dampfwege.

Die richtige Weite der Dampfleitungsrohre und Canäle kann nur erfahrungsmäßig festgestellt werden, indem die vielen Abbiegungen, Querschnittsänderungen, Contractionen, die Reibungen und Abkühlungen etc. einen so bedeutenden Einfluss auf die Geschwindigkeit des Dampfstromes üben, dass ihnen eine strenge Rechnung unter Grundlage eines vorbestimmten Druckabfalles nicht zu folgen vermag.

Nachdem diese Einflüsse aber bei allen Maschinen gleicher Art ziemlich gleichmäßig auftreten, so lässt sich mit Manometern außen und Indicatoren an den Maschinen leicht die Grenze der Kolbengeschwindigkeit bestimmen, bis zu welcher die eben vorhandenen Rohr- oder Canalweiten ausreichen, ohne einen wesentlichen Druckunterschied zu veranlassen.

a) Dampfrohre und Schiebermaschinen. Für Dampfzuführungsrohre mittlerer Größe und für die Canäle solcher Maschinen, welche mit Muschel- oder Corliss-Schiebern gesteuert sind, zeigt sich nun, dass eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von 30 *m* per Secunde eben als Grenze für einen noch kaum merklichen Druckabfall, d. i. von je höchstens  $\cdot 1$  Atm. zwischen Anfang und Ende der Leitung erscheint.

Bei weit offenem Kesselventil zeigt ein Manometer dabei am Ende einer selbst ziemlich langen Rohrleitung einen fast constanten Druck, der höchstens  $\sim \cdot 1$  Atm. schwankt und geringer als im Kessel wird; und seitens der Maschine ergibt der Indicator selbst bei Vollfüllung eine fast horizontale Einströmlinie, deren Höhe nur gegen die Mitte des Kolbenweges zu, wo die Geschwindigkeit die mittlere überragt, um  $\sim \cdot 1$  Atm. niedriger ist, als es dem Druck im Schieberkasten entspricht. Die leise Senkung bedeutet die erreichte Grenzgeschwindigkeit. (Vergleiche Anhang XIII.)

Bedeutet:

$f$  den freien Kolbenquerschnitt,

$f_1$  den Querschnitt der Dampfleitung,

$v$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

$c$  die mittlere Geschwindigkeit des Dampfes in der Leitung,

so muss, falls keine Volumsänderung und damit kein Druckabfall, keine Senkung im Diagramme entstehen kann, die Gleichung herrschen:

Zuströmendes Volumen = verbrauchtes Volumen:

$$f_1 c = f v \quad \text{oder:} \quad \frac{f_1}{f} = \frac{1}{c} \cdot v,$$

woraus sich bei den bekannten Größen einer Versuchsmaschine, bei welcher eben die Canalweite noch ausreicht, der Grenzwert  $c \sim 30$  *m* per Secunde erheben lässt, und die Formel die Gestalt annimmt

$$\frac{f_1}{f} = \frac{1}{30} \cdot v \dots \dots \dots (18)$$

Diese Formel gibt für verschiedene mittlere Kolbengeschwindigkeiten  $v$  in Metern folgende Werthe:

Tabelle der Dampfrohrquerschnitte und der Canäle bei Schiebersteuerungen,

Mittlere Kolbengeschw. in Meter $v =$	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
$\frac{\text{Dampfweg}}{\text{Cylinderfläche}} \quad \frac{f_1}{f} =$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8.6}$	$\frac{1}{7.5}$	$\frac{1}{6.6}$	$\frac{1}{6}$

in welcher man ziemlich allgemein Bekannte finden wird, und deren Werth für  $v$  auch in der großen Tabelle I über stationäre Dampfmaschinen als Mittelwerth erscheint.

b) Locomotivmaschinen. In den Locomotivmaschinen, deren Kolben häufig mit 4—5  $m$  und mehr per Secunde arbeiten müssen, finden sich allerdings meist nur  $\frac{1}{12}$  bis  $\frac{1}{15}$  Cylinderfläche als Canalquerschnitt, was weit höhere Dampfgeschwindigkeiten als 30  $m$  per Secunde als zulässig vermuthen lassen könnte.

Tabelle II gibt die Verhältnisse der neueren Maschinen von österreichischen und anderen Bahnen. Nun ist hier jedoch zu berücksichtigen, dass bei der maximalen Geschwindigkeit nie die maximale Zugkraft beansprucht wird oder werden kann. Wo die volle Zugkraft benöthigt wird, wie beim Anstieg auf steile Rampen, gestattet man die Ermäßigung der Fahrgeschwindigkeit. Dass wegen dem verringerten Adhäsionsgewichte durch den Verticalcomponenten der Fliehkraft der Gegengewichte in den Treibrädern, die Entwicklung der höchsten Zugkraft nur bei langsamer Fahrt möglich ist, behandelt Anhang XVI, 1.

Gewöhnlich schreibt man diese Ermäßigung dem Kessel zu, der nur eine begrenzte Verdampffähigkeit besitze und den den höheren Füllungen entsprechenden Mehrverbrauch an Dampf bei gleichbleibender Zahl der Füllungen nicht zu decken vermöge. Doch tragen die zu engen Rohr- und Canalquerschnitte mit-daran

die Schuld, welche bei voller Geschwindigkeit, überhaupt nur gedrosselten Dampf hinter den Kolben zu bringen im Stande sind und daher die Reduction der Fahrgeschwindigkeit bedingen, wenn der volle Druck auf die Kolben zur Ueberwindung der Zugwiderstände benöthigt wird.

Die für 5 *m* Kolbengeschwindigkeit (80 *km* Fahrt per Stunde) mit  $\frac{1}{14}$  Canalquerschnitt gebaute Locomotive, Nr. 1 der Tabelle, kann z. B. nur bei  $v = 30 \cdot \frac{f_1}{f} = 30 \cdot \frac{1}{14} \sim 2 \cdot 1$  *m* Kolbengeschwindigkeit oder  $\sim 35$  *km* per Stunde den vollen Dampfdruck auf die Kolben erhalten und nur dabei ihre volle Zugkraft zur Geltung bringen. Eröffnen nun dabei auch noch die durch Coulissen gesteuerten Schieber die Einströmcanäle nicht vollständig sondern nur theilweise, so bleibt die Einströmspannung noch weiters unter der Kesselspannung zurück.

Dies Alles ist bei der Locomotivmaschine mit ihrer veränderlichen Beanspruchung zulässig, welche in Berg und Krümmung oft drei- und mehrmal soviel Zugkraft bieten muss, als in der ebenen und geraden Bahn. In letzterer soll sie eilen, hat aber dabei nur einen geringen Zug zu üben, wozu der volle Kesseldruck gar nicht benöthigt wird. Letzterer wird selbst nicht für die Massenbeschleunigungen beansprucht; denn selbst für 6 *m* Kolbengeschwindigkeit entfallen bei  $\frac{P}{f \cdot l} \sim \cdot 33$  *kg* laut Gleich. (7e). Seite 34 nur  $q_1 = \frac{1}{6} \cdot v^2 \sim 3$  *Atm.*, während die Kesselspannung 8—10 *Atm.* Ueberdruck beträgt.

Die engen und nicht voll sich öffnenden Canalquerschnitte der Locomotivecylinder sprechen daher nicht gegen die Richtigkeit der Formel (18). Sie erklären nur die Thatsache, dass die Locomotiven unter schwerer Zuglast verhältnissmäßig langsam fahren und fahren müssen, da ihre Canäle nur dann die volle Dampfkraft aus dem Kessel auf die Kolben zu übertragen vermögen, wenn die Geschwindigkeit bis zu jener Tiefe sinkt, welche der Formel entspricht.

c) Schiffsmaschinen. Die Schiffsmaschinen sind den stationären Dampfmaschinen darinnen ähnlich, dass sie mit stets gleich bleibender, d. i. hier mit maximaler Geschwindigkeit zu arbeiten haben. Ihre Dampfcanäle folgen daher wieder streng der Formel (18) und die mittlere Dampfgeschwindigkeit steigt nur selten über 30 *m* und ist mit höchstens 40 *m* per Secunde begrenzt, wie aus der großen Tabelle III, welche neue österreichische Schiffsmaschinen-Verhältnisse enthält, zu ersehen ist.

d) Ventilmaschinen. Die Ventil- und auch die Rohrschiebersteuerungen benöthigen weitere Querschnitte als einfache Schiebersteuerungen. Die Gründe hiefür liegen in den öfteren und jähen Richtungswechseln und den damit verbundenen Contractionen, welche sie dem Dampfstrome auferlegen, und vielleicht auch in den größeren Reibungshindernissen an den schmal eröffnenden Kanten.

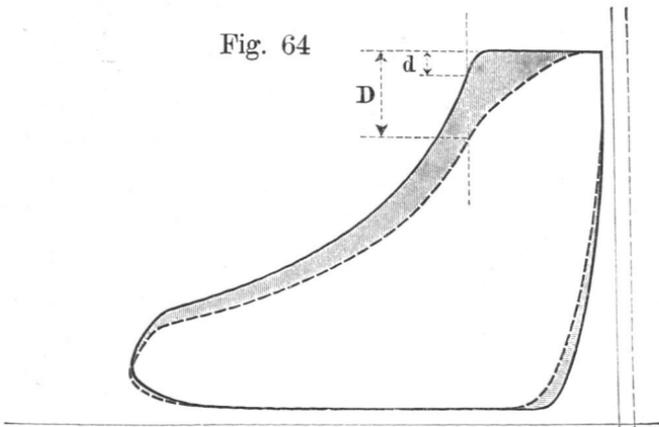
Diese Einwirkungen können nur durch größere Querschnitte oder für die Berechnung derselben, durch Einführung eines kleineren Werthes für die Dampfgeschwindigkeit auf jener verschwindenden Höhe gehalten werden, welche bei den Schiebermaschinen herrschen, und daher erscheint bei Ventilmaschinen eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von 24—25 *m* per Sec. als Grenze für die Möglichkeit einer horizontalen Einströmlinie. Das nöthige Canalweitenverhältniss wird hier

$$\frac{f_1}{f} = \frac{1}{25} \cdot v \dots \dots \dots (19)$$

Tabelle der Einströmquerschnitte bei Ventil- und Rohrschiebersteuerungen.

Mittlere Kolbengeschw. in Meter <i>v</i> =	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
$\frac{\text{Dampfweg}}{\text{Cylinderfläche}} \quad \frac{f_1}{f} =$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{16.6}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5.5}$	$\frac{1}{5}$

Wird dieses Verhältniss nicht eingehalten, so leidet, abgesehen von allem Anderen, die Leistungsfähigkeit der Maschine. Der Drosselungsverlust  $d$ , der bei dem stets etwas schleichenden Schlusse einer Meyer- oder einer Corliss-Steuerung  $\sim 7\%$  beträgt, kann sich bei einer mit gleich weiten Canälen versehenen Sulzer- oder Collmanmaschine bis  $D \sim 15\%$  und mehr senken. Die Leistungsfähigkeit der Letzteren würde dadurch bei gleichen Cylinderabmessungen etc., um den vertical schraffirten Theil des Diagrammes, Fig. 64, d. i.  $\sim 25\%$ , kleiner und die Maschine



müsste daher für gleiche Pferdestärken von vorneherein entsprechend größer gebaut werden\*).

Allerdings wird bei großen Ventilmaschinen häufig eine höhere Dampfgeschwindigkeit mit dem Bewusstsein eingeführt, dass der Drosselungsverlust entsteht. Der geringeren Leistungsfähigkeit wird dann durch eine (kleine) Vergrößerung der Cylinderdurchmesser begegnet, während doch kleinere Ventile, welche leichter herzustellen sind und dicht bleiben, gewonnen werden.

\*) Ueberdies muss auch die Compression bei Ventilmaschinen wegen der größeren schädlichen Räume von länger her ansteigen, um gleichen Druck am todten Punkte zu erreichen, was auch die Leistungsfähigkeit im Maße der horizontal schraffirten Fläche, und zwar um  $\sim 5\%$ , herabbringt.

## Kleine Füllungen.

Wenn eine Geschwindigkeit des Dampfes im Mittel von  $c = 25-30 \text{ m per Sec.}$  in den Zuleitungen einer Maschine als zulässig erachtet wird, so steigt dieselbe bis zur Höhe  $\frac{\pi}{2} \cdot c = 40$  bis  $47 \text{ m per Sec.}$ , wenn die Canäle bis zum halben Hube oder darüber hinaus eröffnet bleiben.

Es wäre nun denkbar, dass jene  $40-47 \text{ m}$  als Grund- und Grenzwert zu gelten hätten, welcher nur überhaupt nicht überschritten, aber wohl am Punkte der Absperrung erreicht werden darf, und dass daher engere Canäle gleich gute Dienste leisten, wenn nur die Füllung unter dem halben Laufe bleibt. Dies ist richtig, wenn die Voraussetzungen zutreffen. Nun erreicht aber der Kolben bei  $\cdot 12$  seines Hubes die mittlere und bei  $\cdot 3$  Hub bereits  $\cdot 91$  der maximalen Geschwindigkeit (Anhang XIV).

Alle Maschinen, welche bis oder mit mehr als  $\cdot 3$  Füllung zu arbeiten haben, und dies wird stets die Mehrzahl sein, erfahren daher unter der Annahme  $25-30 \text{ m}$  mittlerer ohneweiters fast jene  $40-47 \text{ m}$  Dampfgeschwindigkeit, welche als Grenzwert erkannt wurde. Bis hieher kann eine Verengung der Canäle nicht platzgreifen, wenn auch die Füllung nicht bis voll  $\cdot 5$  des Hubes reicht.

Bei Maschinen aber, deren Füllung  $\cdot 3$  nie überschreiten soll, oder von welchen dann nicht mehr die volle Leistung per Hub beansprucht wird, oder welche zu Zeiten, wenn sie mit höherer Füllung fahren, dies mit geringerer Geschwindigkeit thun dürfen, wie Locomotive, können die Canäle allerdings enger bemessen erhalten, wobei die Nichtüberschreitung von  $40-47 \text{ m}$  Dampfgeschwindigkeit per Secunde als Grenze zu beachten ist. Da die Kolbengeschwindigkeit an jedem Punkte der Kurbelerhebung

örtlich  $v_0 = w \cdot \sin \omega = \frac{\pi}{2} \cdot v \cdot \sin \omega$  beträgt, so muss daher die zugehörige Canalweite mindestens die freie Fläche erhalten:

$$\text{bei Schiebermaschinen} \quad f_0 = \frac{1}{47} f \cdot v_0$$

$$\text{bei Ventilmaschinen} \quad f_0 = \frac{1}{40} f \cdot v_0,$$

was sich noch schreiben lässt:

$$\text{für Schiebermaschinen} \quad \frac{f_0}{f} = \frac{1}{30} v \cdot \sin \omega \quad . \quad (18_1)$$

$$\text{für Ventilmaschinen} \quad = \frac{1}{25} v \cdot \sin \omega \quad . \quad (19_1)$$

wobei  $\omega^0$  die Lage der Kurbel bedeutet, bis zu welcher eine horizontale Admissionslinie gewünscht wird.

Für Füllungsgrenzen von	·10	·15	·20	·25	·30
ist $\sin \omega =$	·59	·71	·80	·86	·91
und Grenzwert $\frac{f_0}{f} \cdot \frac{1}{v} =$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{43}$	$\frac{1}{37}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{33}$

für Schiebermaschinen.

Wenn der Canal nicht nur für die Einströmung, sondern auch für die langwährende Ausströmung zu dienen hat, so darf er nicht nach obigem Maß verkleinert werden. Doch brauchen seine Einströmkannten nicht mehr ganz, sondern nur zur angegebenen Flächengröße eröffnet zu werden.

All diese Angaben gelten für normale Formen und Verhältnisse. Sollten, etwa bei einer neu zu erfindenden Steuerung, wiederholte Contractionen und plötzliche Richtungswechsel des Dampfstromes auftreten müssen, so wäre diesen Druckabfallsursachen durch entsprechende Erweiterung der zu bietenden Querschnitte Rechnung zu tragen. Ebenso gestattet jede Vereinfachung des Dampfweges, z. B. mit getrennten Schiebern oder in den Deckeln angebrachten Steuerungen, eine Verkleinerung der Querschnitte.

### Eröffnung der Dampfwege.

Die Erfahrung zeigt, dass in der Mehrzahl der Maschinen und insbesondere der Schiebermaschinen der Füllungsdruck schnell mit der Abnahme der Füllungslänge sinkt und ein Druckverlust deutlich sichtbar auftritt, obgleich in den Canälen noch nicht 25—30 *m*, geschweige denn 40—47 *m* Dampfgeschwindigkeit herrschten. Ja es kann selbst geschehen, dass sich ein Druckabfall bald nach Beginn des Kolbenlaufes zeigt, der später wieder verschwindet und sich die Admissionslinie erst mit der steigenden Kolbengeschwindigkeit hebt. Eigentlich hat jede Maschine die Neigung, ihre Dampfeinströmung nach den Linien *m o* der Diagramme Fig. 61 und 62 zu gestalten, was sich abgesehen von dem Einfluss der Länge der Dampfwege, auf welche gleich zurückgekommen werden soll, hauptsächlich daraus erklärt, dass die Steuerungsorgane die Canäle zu Anfang des Hubes nicht genügend schnell zur vollen Eröffnung bringen. Dies tritt insbesondere bei Schiebermaschinen mit kleinen Füllungen auf, wo entweder eine verkleinerte Excentricität wirkt oder ein zweiter Schieber zur Deckung der Durchlassspalten heranschleicht."

Während der Kolben, im Gesetze der Sinus-Ordinaten zu seinem großen Hube anspringt, folgt ihm der eröffnende Schieber, der das Maximum seiner Geschwindigkeit bereits überschritt, mit sich verzögerndem Gang. In den noch nicht voll eröffneten Canälen herrschen dann allerdings noch nicht 30 *m* Dampfgeschwindigkeit, aber an den Einströmkanten erscheinen dennoch 47 *m* und weit mehr. Bis heute erfuhr die Dampfgeschwindigkeit an den Einströmkanten unverdient geringe Beachtung. Hier wird allerdings mit zu weiten Canalquerschnitten leichter und gleichsam von selbst eine genügende Einströmfläche freigebracht werden, und die „Erfahrung“ forderte daher gleichweite Canäle, ob die Normalfüllung groß oder klein sein soll. Doch werden die Abkühl-

flächen der Canäle und der schädliche Raum hiermit unnöthig groß, und der eigentliche Zweck dennoch nur unsicher erreicht.

Eine richtige Dampfvertheilung erfordert nur so kleine Canalquerschnitte als es den Formeln (18) oder (19) als Grenzwert für horizontale Admissionslinie entspricht; sie fordert aber mit, dass an jedem einzelnen Punkte des Kolbenlaufes auch die Einströmkanten unter Berücksichtigung der zugehörigen örtlichen Kolbengeschwindigkeiten  $v_0$  den Formeln (18<sub>1</sub>) oder (19<sub>1</sub>) nach eröffnet sind, was eine mühsamere Arbeit als die einfache Canalquerschnittsberechnung erheischt. Hierzu ist es sehr wohl denkbar, dass streng bemessene Canäle mit weiteren Mündungsflächen enden müssen, deren größere Längenentwicklung unter sonst gegebenen Verhältnissen erst den Erhalt der richtigen Weite ermöglicht. Die Dampfgeschwindigkeit an den Einströmkanten oder deren örtliche Eröffnungsgröße müssen daher ebenso beachtet werden als an den übrigen Canalquerschnitten. Die Einströmgeschwindigkeit soll 40—47 *m* per Secunde nie übersteigen.

In der Zeit während die Einströmcänäle geschlossen werden, tritt immer eine Drosselung des Dampfes und daher ein Druckabfall auf. Ein schneller Schluss verkleinert diese Zeit auf ein Minimum. Mit langsamem Schluss und langhin wirkendem Druckabfall (gemischte Expansion) leidet nicht sowohl die Oekonomie der Maschinen, als deren Wirkungsgröße, wie bereits bei Fig. 64 erhellt.

Ein Gleiches wie oben gilt auch betreff der Canaleröffnungen für den Austritt des Dampfes. Nachdem dieser, wie Seite 218 begründet wird, wesentlich weitere Querschnitte verlangt, so wird auch die für die zeitlich-richtige Erreichung der freien Flächen nöthige Voreröffnung, das lineare Voreilen weitaus größer sein müssen, als für die Einströmung, was selbst bis zu bedeutendem, vorzeitigem Druckabfall am Schlusse der Expansionsperiode führen kann, siehe Fig. 57. Es bleibt dann zu ermessen, ob nicht eine kurze örtliche Erweiterung des Ausströmcanales mit später beginnendem Voreilen den nöthigen Querschnitt besser erbringen könnte, als das große Voreilen ober dem überall gleichweiten Canal.

### Länge der Dampfwege.

Bisher wurde erkannt, dass eine zu große Strömungsgeschwindigkeit in den Canälen mit einem merklichen Druckabfall verbunden ist; es drängt sich nun der Schluss auf, dass die Druckübertragung im Dampf selbst auch nur mit einer gewissen Geschwindigkeit fortschreiten kann.

Dies muss selbst für eine stillstehende Dampfsäule gelten, in welcher sich jede Druckänderung etwa mit der Geschwindigkeit des Schalles oder einem Factor mal davon, fortpflanzen wird.

Daher kann die Druckübertragung vom Schieber zum Kolben hin nicht momentan platzgreifen, sondern nur mit einer endlichen Geschwindigkeit erfolgen, und da sie dabei die endliche Länge der Canäle durchheilen muss, wird sie hiezu eine gewisse Zeit beanspruchen, deren Mangel von einem Druckabfall begleitet sein müsste.

Unter den Krümmungen und Hindernissen des Dampfweges einer Maschine haben sich aber  $\sim 40\text{--}47\text{ m}$  per Sec. als jene Grenzgeschwindigkeit herausgestellt, bei welcher sich ein Druckabfall herauszustellen beginnt. Der Schluss rückt daher nahe, dass auch ein voller Druckausgleich sich hier nur mit einer ähnlichen Geschwindigkeit fortpflanzen könne.

Untersuchen wir nun die Zeit, die dem Dampf zum Druckausgleich zwischen Schieberkasten und Kolbenraum durch die Länge der Canäle hindurch in den relativ kurzen Zeiten vor Erreichen der mittleren Geschwindigkeit, d. i. zu Anfang des Hubes, verfügbar sind, und rechnen wir hieraus, mit welcher Geschwindigkeit die Druckübertragung stattfinden müsste, um an beiden Enden des Canales gleiche Höhe zu halten, so werden wir jene Verhältnisse, unter welchen die Druckübertragung mit mehr als  $40\text{--}47\text{ m}$  stattfinden muss, als Grenzwert für den Erhalt des vollen Druckes am Kolben ansehen.

Die Zeit  $t$ , welche dem Dampfe zum steten Druckausgleich zwischen Schieberkasten und Kolbenraum geboten wird, beträgt bis zu einer Kurbelerhebung um  $\omega^0$ :

$$\frac{\text{Weg im Kurbelkreis}}{\text{Geschw. im Kurbelkreis}} = t = \frac{r \omega}{v}, \quad \text{wobei } \omega \text{ im Bogen,}$$

$$\text{oder } t = \frac{r}{w} \frac{\pi}{180} \cdot \omega^0 \quad \text{„ } \omega \text{ in Graden gilt.}$$

Unter Einführung der gegenseitigen Abhängigkeiten von  $w$ ,  $v$  und  $n$  schreibt sich die letzte Formel auch noch:

$$t = \frac{r}{90 \cdot v} \cdot \omega^0 \quad \text{oder} \quad t = \frac{\omega^0}{6 \cdot n} *).$$

Ist nun

$\lambda$  die Länge de Dampfcanales,

$c_1$  die Fortschrittgeschwindigkeit des Druckausgleiches,

so folgt daher:

$$\lambda = c_1 \cdot t \quad \text{oder} \quad c_1 = \frac{\lambda}{t}$$

$$\text{und} \quad c_1 = 90 \frac{\lambda}{r} \frac{v}{\omega^0} \quad \text{oder} \quad c_1 = 6 \cdot n \frac{\lambda}{\omega^0} \cdot \dots \quad (20)$$

Letztere Gleichung besagt, dass insbesondere bei Maschinen mit hoher Umdrehungszahl, bei „Schnelllaufmaschinen“, die Länge der Dampfwege  $\lambda$  auf's kürzeste gebracht werden muss, um selbe nicht bei Beginn des Hubes unter einem lang dauernden Niederdruck leiden zu lassen.

\*) Bis zur Erreichung der mittleren Geschwindigkeit  $v$  vergeht die Zeit:

$$t_1 = \frac{r}{w} \cdot \text{arc. sin } \frac{2}{\pi}$$

$$= \frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot v} \cdot \text{arc. sin } \frac{2}{\pi}$$

$$= .44 \frac{r}{v}$$

Diese Zeit erscheint stets sehr kurz.

Bei  $l = 2r = .5 \text{ m}$  Hub und  $v = 4 \text{ m}$  (240 Umdrehungen per Minute) wird

$$t_1 = .027 \sim \frac{1}{37} \text{ Secunde.}$$

Bis  $5^0$  Kurbelerhebung steht derselben Maschine nur  $t = \frac{5}{6 \cdot 240} = \frac{1}{288}$

Secunde zur Verfügung.

Würde in der ersteren Gl. (20) beispielsweise die Länge der Verbindungswege zwischen Dampfkammer und Kolbenfläche  $\lambda = r$  der halben Hublänge gesetzt, was für die Mehrzahl der Locomotiv- und Walzwerkmaschinen zutreffen dürfte, so ergibt sich für einzelne Kurbelerhebungen und Kolbengeschwindigkeiten folgende

Tabelle der Druckübertragungs-Geschwindigkeiten:

Kurbelerhebung $\omega^0 =$	G r a d e											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Entspricht Kolbenweg $\frac{s}{l} =$ Hub	0	·0001	·0003	·0007	·0012	·0019	·0027	·0037	·0048	·0061	·0076	·0092
Kolbengeschwind. $v = 1 m$ per Sec.	$c_1 = \infty$	90	45	30	—	—	—	—	—	—	—	—
$v = 2 m$ „	$c_1 = \infty$	180	90	68	45	36	30	—	—	—	—	—
$v = 3 m$ „	$c_1 = \infty$	270	135	90	68	54	45	39	32	—	—	—
$v = 4 m$ „	$c_1 = \infty$	360	180	120	90	72	60	52	45	40	36	32
$v = 6 m$ „	$c_1 = \infty$	540	270	180	135	108	90	77	67	60	54	49

Aus der Tabelle ist zu entnehmen, dass eine Maschine, welche mit 4—6 m Kolbengeschwindigkeit arbeiten soll, nicht leicht mehr mit gewöhnlichem Schieber, d. i. Dampfwegen, welche je eine Länge von  $\lambda = r$  der halben Hublänge besitzen, gefahrlos zu steuern ist, indem sich der volle Druck, der durch die Krümmungen des Canales mit  $\sim 45 m$  per Sec. fortschreitend angenommen wurde, nicht vor 0·5—1 Percent durchlaufenen Kolbenhubes einstellen kann, wie weit immer und wie gut voreröffnet diese Canäle auch sein mögen.

Die kleineren Kolbenwege, welche bis zur vollen Druckübertragung bei geringeren Geschwindigkeiten mangelhaft durchlaufen werden, z. B.  $\sim \frac{1}{10}$  Percent bei  $v = 2 m$ , sind wegen der

Elasticität des Materiales der Gestänge und dem Spiel in den Schalen gefahrlos. Völlig momentan kann sich aber kein Druck durch eine endliche Länge hindurch fortpflanzen, und man erkennt, dass große Geschwindigkeiten getrennte Steuerungen mit kurzen Dampfwegen verlangen, um knapp vom todten Punkte hinweg den vollen Dampfdruck erhalten und beibehalten zu können.

Der endlichen Druckfortpflanzgeschwindigkeit im Dampfe soll aber stets durch eine nicht bis zur Anfangsspannung steigende Compression Rechnung getragen werden, indem dann bei entsprechendem linearem Voreilen der Druck in dem Canal seinen Weg vorzeitig beginnen, mit dem Kolben streng am todten Punkte zusammentreffen und unmittelbar von da an mit ihm weiter-schreiten kann.

Bei Voll-Compression würde aber der Canal mit gleich-hochgespanntem Dampf als der Schieberkasten gefüllt sein, und die Vor-Eröffnung böte keine Veranlassung zum Vor-Antritte der Druckübertragung. Diese könnte daher dem Kolben, wenn er seinen Lauf beginnt, mit ihrer Geschwindigkeit nur naheilen, wobei ein Druckabfall bis zum Punkte des Einholens unvermeidlich erscheint. Eine der feinsten Bedingungen möglichst hoher Kolben-geschwindigkeit liegt daher in der Beachtung nicht-voller Com-pression.

Aehnliches gilt auch für die Ausströmung. Bei Condensations-maschinen ist häufig das erreichbare Vacuum im Cylinder wesentlich geringer als im Condensator, was trotz genügend weiter Verbindung fast immer beobachtet wird, wenn die Entfernung zwischen beiden eine größere ist. Hilfeinspritzungen nahe den Ausströmorganen und Erweiterungen der Verbindungen werden dann wohl zur Abhilfe herangezogen, jedoch das sichere Mittel ist stets nur die Nähe der beiden.

### Die Dampfrohre.

Die Dampfzuleitungsrohre erhalten den bereits angeführten Querschnitt für  $\sim 30 m$  mittlerer Dampfgeschwindigkeit. Im Allgemeinen kann derselbe eher kleiner als jener der Steuerungswege sein, weil in letzteren die Abbiegungen und Contractionen etc. eine größere Weite rechtfertigen; im Rohr strömt auch der Dampf stets im gleichen Sinne, während in den Canälen der Schiebermaschine fortwährende Bewegungsumkehrungen stattfinden.

Die Betrachtung über die Druckübertragungs-Geschwindigkeit kann hier entfallen, da in der Dampfleitung eine beständige Strömung herrscht. Durch die Steuerung periodisch unterbrochen, gestaltet sich die Strömungsgeschwindigkeit wohl ungleich, wobei sich aber bei dem elastischen Dampfe die Geschwindigkeiten in Druck und Wärme hin- und zurückübersetzen, wie es dem Wogen entspricht, ohne dass innewohnende Energie dabei entfällt.

Selbst eine gehäufte Zahl von Zwischenventilen schadet dabei nicht. Für elektrische Centralen und andere Verbindungen mehrerer Maschinen mit mehreren Kesseln, wobei die beliebige Kuppelung Bedingung ist, werden in neuerer Zeit die Dampfleitungen in einem geschlossenen Ringe gelegt, welcher zwischen je zwei Ausmündungen von den Kesseln her und Abzweigungen zu den Maschinen hin ein Durchgangsventil enthält. Diese Anordnung, welche jedes beliebige Stück der Rohrleitung während des ungestörten Fortbetriebes der ganzen Anlage auszuschalten gestattet und besser als eine doppelte Leitung ist, nöthigt den Dampf zum Durchgang durch eine große Zahl von Ventilen; nichtsdestoweniger ist aber kein bemerkbarer Druckabfall damit verbunden, wenn nur jeder der sämtlichen Querschnitte genügt.

In engen Dampfrohren muss wegen den ungünstigeren Reibungsverhältnissen die Geschwindigkeit ermäßigt werden. Beiläufig mag die Regel gelten:

$$c = 2.5 \sqrt{d},$$

wobei  $c$  die Dampfgeschwindigkeit in Meter per Secunde,  
 $d$  den Rohrdurchmesser in Millimeter bedeutet.

Tabelle der Dampfgeschwindigkeiten in engen  
 Rohren.

Rohrdurchmesser $d =$ Millimeter	25	50	80	100	150
Dampfgeschwindigkeit $c =$ Meter per Secunde	12	17	22	25	30

Unter diesen Verhältnissen wird kein nennenswerther Druckabfall selbst bei Hunderten von Metern langen Dampfleitungen wahrnehmbar. Die große Länge schadet nur durch die damit erscheinende große Abkühlfläche, d. i. den der Condensation entsprechenden Verlust an Dampf. Es muss daher in solch einer Leitung ein größeres Dampfvolumentreten als der eigentlichen Nutzlieferung zukommt, d. i. als die Leitung an ihrem anderen Ende verlässt. Erst wenn der Condensationsbetrag so hoch würde, dass am Beginne der Rohrleitung eine wesentlich höhere Geschwindigkeit als die normale herrschen müsste, würde ein Druckabfall auftreten.

Ein guter Wärmeschutz der Rohre wirkt daher hauptsächlich gegen den Verlust an Dampfmenge, ist aber meist unnütz gegen Verlust an Druck\*).

\*) Ein Rohr von 150 mm Weite kann bei  $c = 30$  m per Stunde 1900 m<sup>3</sup> Dampf liefern, welcher bei 5 Atm. Druck  $\sim$  5000 Kil. wiegt. Condensirt 1 m<sup>2</sup> geschützte Rohroberfläche per Stunde 2 Kil. Dampf und besitzt das Rohr 100 m Länge (50 m<sup>2</sup> Oberfläche), so condensiren sich dabei erst  $\sim$  100 Kil., d. i.  $\sim$  2%, um was die Eintrittsgeschwindigkeit höher als jene am Ende wird.

### Die Ausströmcanäle und Ausströmröhre.

Würde der Dampf in den Cylindern stets genau zur Höhe des Gegendruckes expandiren, d. h. jedes Diagramm in eine Spitze enden, so wäre kein rechter Grund vorhanden, die Ausströmquerschnitte anders als jene der Einströmungen zu bemessen.

Nun muss aber, schon der Regulirfähigkeit wegen, auf einen größeren End- als Gegendruck Bedacht genommen sein. Dies setzt einen plötzlichen Druckabfall, also eine Volumsvergrößerung des Dampfes beim Beginne der Ausströmung voraus. Die Ausströmung hat daher einem größeren Dampfvolumen als die Einströmung zu genügen und daher principiell weitere Querschnitte als diese zu erhalten.

Bei den Schiebermaschinen, deren Canälen für die Ein- und für die Ausströmung zu dienen haben, aber nur für die erstere richtig bemessen sind, kann sich die Volumsvergrößerung erst in dem Abgangsrohre vollenden und den Gegendruck im Cylinder wohl mäßigen, aber nie dem Außendrucke so nähern, als es bei völlig getrennten Canälen geschieht.

Die Erfahrung zeigt nun, dass die Querschnitte der Ausströmungen für hochexpandirende, d. i. Maschinen mit niederem Enddruck,  $\sim 1.5$ mal so groß sein sollen, als jene der Einströmungen. Die mittleren Dampfgeschwindigkeiten sollen daher (scheinbar)  $\sim 20$  — bei Corliss-Schiebern etc. — und  $\sim 16$  *m* bei Ventilmaschinen nicht überschreiten. Maschinen aber, welche mit hoher oder fast Vollfüllung arbeiten müssen, verlangen noch weitere Ausströmquerschnitte, deren Maß sich nach der zu erwartenden Volumsvergrößerung des Dampfes, also seiner Spannung zur Zeit der Entlastung, richten wird.

Wegen der Druckübertragungsgeschwindigkeit vom Cylinder in's Rohr sind auch hier kurze Canäle bei großen Kolbengeschwindigkeiten angezeigt und Drosselungen an den Kanten

der Steuerungsorgane mit gleicher Sorgfalt zu vermeiden, wie bei jenen für die Einströmung.

Wenn in der Auspuffleitung nirgends eine Querschnittverengung vorkommt, so kann dieselbe anstandslos Hunderte von Metern Länge besitzen, ohne dass diese einen im Diagramm wahrnehmbaren Einfluss auf die Höhe des Gegendruckes oder sonstwie übt. Lange Dampfheizungen können daher ohne Weiteres vom Auspuffe betrieben werden, wenn nur in den Vertheilventilen etc. keine Drosselungen vorkommen.

Auch Druckvorwärmer und Wasserabscheider können ohne jeden merkbaren Widerstand eingeschaltet werden, wenn den Contractions an den Theilungs- und Richtungsänderungsstellen entsprechend durch örtliche Erweiterung der Querschnitte Rechnung getragen wurde.

Die Zusammenführung zweier Dampfströme, wie bei Locomotiv- und anderen Zwillingsmaschinen, erbringt leicht eine bedeutende Hebung des Gegendruckes im halben Rücklauf, wenn ein Dampfstrom den Weg des anderen sperrt. Daher sind hier nur tangirende Zusammenführungen mit entwickelten Trennungszungen und eine entsprechende Erweiterung der Rohrleitung angezeigt.

Bei Schnellaufmaschinen findet man sogar häufig langhin oder bis selbst zu den Mündungen getrennte Ausströmrohre für jede Kolbenseite.

Oefter kommen bei schnellgehenden Maschinen Beschwerden der Nachbarschaft über angeblich solch stoßenden Gang von Maschinen vor, dass selbst in beträchtlicher Ferne Thüren und Fenster erklimren oder sonst die Nachtruhe gestört wird. Dies rührt aber häufig vom Auspuffe allein her, der insbesondere dort, wo große Maschinen innerhalb eines Häuserblockes stehen, die ganze Luftmasse der Umgebung in's Pulsen bringt, selbst wenn der Auspuff hoch über den Dächern mündet. Eine Kerzenflamme vor einer kleinen Oeffnung (Schlüsselloch) eines geschlossenen

Gemaches pendelt dann wie ein Hubzähler im Tacte des Maschinen- ganges und verräth die Schwankung des Luftdruckes, welche insbesondere durch ihre physiologische Wirkung belästigt. Wenn aber der Grund erkannt ist, ergibt sich deren Behebung durch die Gestaltung des Auspuffes zu einem constanten Strom.

Der abziehende Dampf soll immer durch tiefliegende Canäle aus den Cylindern entweichen, um die Condensationswässer von selbst mitzunehmen. Dies wird dann mitgeführt, auch wenn sich das Rohr später nach aufwärts biegt. Condensationswasser-Ablass- wechsel an den Cylindern werden von den Wärtern meist halb offen eingestellt, wodurch viel Dampf verloren geht.

Bei langwährender Compression, wie solche durch große schädliche Räume bedingt wird, ist die Tieflage der Ausström- canäle für die Abführung der Condenswässer nicht ohne weiters ausreichend, und Sicherheitsventile oder Bruchplatten finden sich hier dann vor, wenn nicht etwa die Ausströmorgane für den Nothfall eine Abhebung von ihren Sitzen zulassen.

Auspuffrohre aus dünnem Blech sind nicht nur durch das Dröhnen lästig, sondern werden öfter vom äußeren Luftdrucke plattgedrückt, indem sich ein örtliches Vacuum in denselben einstellen kann, trotzdem sie, wenige Meter fern, mit offenem Querschnitt in die Atmosphäre münden. Dieser Erscheinung wegen, welche mit einem Erweis für die nur endliche Druck- übertragungsgeschwindigkeit abgibt, müssen sie daher in den Wandungen so stark gemacht werden, dass sie 1 Atm. Außendruck zu widerstehen vermögen.

Es ist zu bedauern, dass noch kein Mittel gefunden wurde, um die bedeutenden Wärmemengen, welche der selbst fernhin so willig auspuffende Dampf oder die Condensationswässer entführen, im Allgemeinen gesammelt und nutzbar gemacht werden können. Die Erfindung von Wärmeaccumulatoren thut Noth!

---

## Die Steuerung.

Die Steuerungen von Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit sind principiell nur insofern von jenen unterschieden, welche für mäßige Geschwindigkeiten dienen, als sie weitere Dampfwege zu beherrschen haben und eine bestimmte Compression gewähren müssen.

Beides ist mit Ventilen und mit Schiebern möglich.

### Ventilsteuerungen.

Für Maschinen, welche trotz hoher Kolbengeschwindigkeit aber in Folge eines langen Hubes doch nur mit mäßigen Umdrehungszahlen per Minute arbeiten, wird die Ventilsteuerung in Mitteleuropa von vielen Fabriken mit Vorliebe benützt.

Unter hohen Dampfdrücken sind nämlich die Schieber, und insbesondere die kleinen Schieber der Corliss- und anderer getrennt construirter Steuerungen einem starken Verschleiss ausgesetzt und deren andauerndes Dichthalten scheint Vielen nur unsicherer als mit Ventilen erreichbar. Letztere benöthigen auch nur einen kleineren Hub zur vollen Eröffnung und haben nach der Eigenschaft des Kreises: einen kürzesten Umfang bei gegebener Fläche zu besitzen, meist selbst trotz Doppelsitzes eine geringste Länge, an welcher ein dampfdichter Schluss erzielt werden muss. Sie sind leichter in Gewicht und Herstellung, benöthigen bei halbwegs merklicher Compression keiner weiteren Entlastung und lüften sich dennoch mit geringem Widerstand; sie haben die Neigung von selbst zu schließen, was die äußere Steuerung erleichtert,

gewähren alle Vortheile der getrennten Steuerungen bezüglich richtiger Querschnitte, gleicher Dampfvertheilung und selbst während des Ganges stellbarer Aenderung von Voreilung und Compression, und noch manch andere, nicht hierher gehörige Rücksicht und selbst örtliche Mode half zu ihrer Verbreitung.

Alle diese Vortheile sind aber mit dem Nachtheil großer schädlicher Räume erkaufte, welche hier ungefähr doppelt so groß als bei getrennten Flach- oder Corliss-Schiebern sind. Dies rührt hauptsächlich von der Nothwendigkeit der Ueberführung der kreisrunden Ventilquerschnitte in die lang gestreckten Rechteckformen der Dampfwegmündungen an den Cylinderenden her, aber auch die Rücksicht auf die Contractionen der mehrfach abgelenkten Dampfströme verlangt an und für sich weitere Querschnitte.

Diese und die Nachtheile der größeren schädlichen Räume sind bereits im Früheren besprochen.

Ventilsteuerungen sind nur bis ungefähr 100 Touren per Minute verlässlich. Ausnahmen kommen wohl vor, erheischen aber besondere Aufmerksamkeit.

#### Schiebersteuerungen.

Für hohe Tourenzahlen haben sich bis heute nur die Steuerungen mit hin- und hergehenden oder schwingenden Schiebern bewährt.

Normale Muschelschieber. Bei hohen Dampfspannungen müssen die Rückenflächen von Muschelschiebern schon möglichst klein gehalten werden, um zu hohe Auflagdrücke und daher ein schnelles Verreiben ihrer Spiegelflächen und das Heissgehen der Excenter hintanzuhalten. Dies ist ein Hauptgrund, der die Locomotivsteuerungen, d. i. die Größe ihrer Dampfcanäle so beschränkt, wie Seite 204 erwähnt wurde, und auch die Verwendung von halbwegs höher gespannten Dämpfen für die Niederdruckcylinder

der Verbundmaschinen im Falle der Noth verwehrt, wenn solche mit Muschelschiebern versehen sind. Bei großen Maschinen werden auch die hin- und hergehenden Massen solch eines Schiebers und seines starken Gestänges bedeutend groß und da deren Schwerpunkt, sowie die Ebenen der nicht sicher berechenbaren Reibungswiderstände unmöglich mit dem Angriffspunkte der bewegenden Kraft zusammenfallen können, so ergeben sich Neigungen zum Kippen und Zwängen der Schieber innerhalb ihrer Führungsleisten und daher principielle Hindernisse für einen zwanglosen Lauf.

Normale Muschelschieber sind daher nur für kleine Maschinen verwendbar. Der Angriff der Schieber mittelst Rahmen ist dabei besser als jener mittelst Anker.

Getrennte Schieber. Getrennte Schieber bieten vor Allem den Vortheil der kürzesten Dampfcanäle, d. i. der kleinstmöglichen schädlichen Räume. Der Verderb ihrer Spiegelflächen unter hohem Dampfdrucke ist dabei nicht mehr so nahe gerückt als bei den normalen Schiebern, da sie verhältnissmäßig große tragende Laufflächen erhalten können; ihre Massen und die der einzelnen Gestängstheile werden kleiner und öfters gleichzeitig nach entgegengesetzten Richtungen bewegt, was Alles der Sicherheit und der Ruhe des Ganges zu Gute kommt. Auch die Anfertigung und Nachschau, und hauptsächlich die Einstellung gleicher Dampfvertheilung an beiden Kolbenseiten, trotz der endlichen Längen von Schub- und Excenterstangen, eine nachträgliche Aenderung von linearem Voreilen für die Ein- und Ausströmung, die Regelung der Compression und alle solche Arbeiten sind leichter an getrennten Schiebern mit ihren gegenseitig unabhängigen Kanten zu vollführen, als an einer gemeinsamen Muschel.

Beim einfachen Flachschieber kommt aber die Neigung zum Kippen desselben wieder vor, indem die Schieberstange nicht gleichzeitig in die Ebene der Masse und jener der Reibungs-

widerstände angreifen kann. Ein federndes Abbiegen der Schieberstange, Klemmungen und ungleiche Abnützungen der Schieberflächen sind leicht die Folge davon.

Beim Corliss-Schieber greift wenigstens die frei eingelegte Drehstange mit einem Kräftepaar an, wodurch jeder schädliche Einfluss auf die Schieberflächen entfällt; die Drehstange nützt sich dabei wohl in ihrem äußeren Führungsauge und in der Stopfbüchse ab, aber der dampfdichte Schluss an den inneren Kanten der Steuerungen bleibt unberührt davon.

Getrennte Schieber erscheinen daher in Form der Corliss-Schieber und nicht als Flachschieber am besten.

Entlastete Schieber. Unter den Entlastungsconstructions sind gegenwärtig die Rohrschieber am meisten verbreitet. Sie wirken dabei meist wie mit getrennten Canälen, und gewähren eine andauernde, mit keiner Verschlechterung durch Abnutzung etc. verbundene Entlastung, da der Angriff der Schieberstange genau im Mittelpunkt der Massen und Widerstände erfolgt. Um selbst den kleinen Seitenkräften Rechnung zu tragen, welche durch nicht genaues Zusammenfallen der Gehäusebohrung mit der Stopfbüchsenaxe, ungleichem Anziehen der Stopfbüchsen-schrauben oder selbst ungleicher Schmierung der Laufflächen entstehen, sollte die Schieberstange nicht völlig steif, und auch nicht so mit dem Rohre verschraubt sein, sondern gelenkig angreifen.

Die Schieberstange kann hierbei verhältnissmäßig dünn ausfallen, da der Schieber bei normalem Stand völlig entlastet ist, und nur der Druck zu seiner Ingangsetzung und Beschleunigung den Massendruck verlangt und abgibt. Dieser ist aber selbst bei großen Maschinen in Folge der dünnwandigen Rohrform nur klein, und beträgt z. B. bei einem Schieber von 10 Kil. Gewicht und 60 mm Ausschlag bei 180 Touren nach der Formel

$F = \frac{1}{180 \cdot g} P \cdot l n^2$ , nur 22 Kil. als Maximaldruck, welcher völlig centrisch wirkt.

Die Schieberstange kann aber nicht nur, sondern sie soll auch dünn sein, damit sie beim mindesten Beginn eines Verreibens, etwa in Folge ungenügender Schmierung des Schiebers, dies durch ihr Erzittern anzeigt, und sich eher abbiegt und die Maschine zum Stillstand bringt, ehe das Verderben an den Laufflächen eintritt. Letzteres brächte wenige Secunden später doch den Stillstand mit sich, würde aber eine langwierige Reparatur erheischen, während eine verbogene Schieberstange bald wieder gerade zu richten oder zu ersetzen ist.

Die Kolbenschieber bedingen bei all ihren großen Vortheilen doch zwei Nachtheile, und zwar große schädliche Räume und großen Oelconsum. Die schädlichen Räume werden noch größer als bei den Ventilsteuerungen und steigen bis über 15% des vom Kolben durchlaufenen Volumens hinan. Die Einstellung richtiger Compressionen wird daher schon schwer und die Leistungsfähigkeit der Maschine sinkt mit der für die Compression benöthigten, langhin gesperrten Ausströmung. Letztere muss meist schon vor dem halben Rücklauf geschlossen werden, was der großen inneren Deckung wegen sehr große Schieberwege, also große Excenter bedingt. Zu große Compression bei ganz kleiner Füllung oder zu geringe Compression bei höheren Füllungen machen sich hier widerwärtig bemerkbar, und selbst mancher Ausweg, wie z. B. Bohren von Löchern in dem Mantel des Rohrschiebers, wird hier versucht.

Von allen Schieberentlastungen ist aber dennoch die Rohrschieber-Construction die beste und verlässlichste. Die Entlastungen ebener Schieberplatten sind wohl mannigfaltig erdacht und erprobt worden, aber keine Form erreichte einen durchschlagenden Erfolg.

Rotirende Schieber. Rotirende Schieber und Hähne bewährten sich bis heute nicht. Schuld daran dürfte, abgesehen von der stets das Oel abstreifenden Arbeitsweise, hauptsächlich die noch der nöthigen Höhe ermangelnde Werkstättentechnik sein, welche weder das Material so beherrscht, dass die Wärmedehnungen bis auf Hundertstel-Millimeter oder noch strenger ringsum gleich auftreten, noch die Bearbeitung bis zu diesen Genauigkeiten bringt. Ja die Mehrzahl der Werkstätten begreift noch gar nicht die Nothwendigkeit solcher Feinheiten und ermangelt der Instrumente, um sie zu messen. Sonst wären rotirende Steuerungen, insbesondere bei hohen Tourenzahlen, die am meisten der Natur gemäßen.

#### Allgemeines.

Den folgenden Betrachtungen ist, der einfachen Ausdrucksweise wegen, die Schiebersteuerung zu Grunde gelegt; die Schlüsse gelten aber auch in sinngemäßer Anwendung für Ventile und Hähne.

Ist eine Maschine mit den weiten Canälen ausgestattet, so müssen diese auch benützt werden, und die Steuerung muss derart eingerichtet sein, dass während eines großen Theiles der Füllung keine Verengung durch die Schieber selbst entsteht.

Dies kann nur durch große Excenter erreicht werden, deren Hub größer ist als die Summe von Canalbreite und äußerer Deckung; denn dann überstreift die Schieberkante die innere Canal-kante, und dessen Querschnitt bleibt lange frei. Große Excenter öffnen und schließen aber auch bei gleicher Füllung und gleichem Voreilen die Canäle schneller, als es kleineren Excentern möglich ist.

So eignet sich für eine schnellgehende Maschine, und insbesondere wenn sie nicht mit sehr kleinen Füllungen, großen schädlichen Räumen, welche hohe Compression verlangen, oder höchst vollkommener Dampfvertheilung arbeiten soll, das Steuerungs-

system mit einem Schieber ganz gut, nur muss dessen Hub größer als sonst gemacht oder ein Canalschieber verwendet werden.

Bei Zweischiebersteuerungen wird man denselben Grundsatz, die Canäle möglichst lang ganz offen zu halten, wieder beachten müssen, und insbesondere ist es die Dampfabspernung, welche nicht schleichend, sondern so rasch erfolgen soll, dass man im Diagramm die beginnende Drosselung nicht merkt. Daher soll auch das Expansions-Excenter einen großen Hub erhalten, und wo möglich so gekielt sein, dass es im Momente des Absperrens sich nicht in oder noch vor seiner todten Lage befindet, wo es vom Vertheilschieber nur überholt wurde; im Gegentheile soll der Voreilwinkel derart gewählt sein, dass der Abschluss mit großer relativer Geschwindigkeit erfolgt, was dann geschieht, wenn bei Beginn der Expansion der eine Schieber im Hin- der andere im Hergange begriffen ist, d. h. das eine Excenter die todte Lage bereits überschritten hat, während das andere sich ihr noch nähert. Dies ist nur in der Nähe der von vornherein bestimmten Normalen, und nicht etwa bei allen Graden der Füllung möglich.

Scheut man sich die großen Hube einzuführen, so kann man die bekannten Hilfseinströmungen und Gitterungen der Schieber benützen, deren Anwendung noch nicht so häufig ist als sie es verdienen würden. Allerdings verlangt deren Herstellung eine wesentlich schwierigere Arbeit als einfache Platten, und ist deren Verwendung bei kleinen Geschwindigkeiten und engen Canälen, bei kleinen Schiebern mit kurzem Hub nicht so Bedürfniss wie bei großen Geschwindigkeiten.

Die Voreilungen. Das lineare Voreilen kann nur mit dem Indicator richtig gestellt werden. Sowohl die äußere als die innere Voreröffnung der Canäle wird im Allgemeinen desto größer sein müssen, je höher die Kolbengeschwindigkeit steigt, indem sowohl der Einströmdampf eine gewisse Zeit zur Füllung der schädlichen Räume benöthigt, als auch der expandirende Dampf rückwärts

schon umgesteuert werden muss, während sein vorderer Theil dem Kolben noch nachstürzt. Diese Voreröffnungen sollen so eingestellt werden, dass sie im Diagramm nicht wahrnehmbar sind, was bei höheren Geschwindigkeiten leichter zu erreichen ist als beim langsamen Gang. Bei höheren Geschwindigkeiten kommen nämlich in Folge der endlichen Druckübertragungsgeschwindigkeit alle Veränderungen in der Dampfvertheilung etwas verspätet in die Erscheinung des Diagramms, und ein Blick in die Fig. 89 zeigt, wie die beim langsamen Gange deutliche Sichtbarkeit des constanten Voreröffnens einer Ausströmung sich allmähig dem steilen Abfallen nähert, wenn die Geschwindigkeit steigt.

Die Erfahrung zeigt, dass die innere Voreröffnung  $\sim \cdot 3 - \cdot 5$  Canalbreite betragen soll, um weder einen Entfall an Expansionsarbeit noch einen Gegendruck bei Beginn der Ausströmung zuzulassen.

Das äußere lineare Voreilen wird meist auf  $\cdot 1 - \cdot 2$  des Canalquerschnittes vorgenommen. Beide Voreröffnungen sind aber mit dem Indicator in jedem einzelnen Falle richtig zu stellen. Im Allgemeinen können die Voreröffnungen desto kleiner sein, zu je tieferem Enddruck die Expansion reicht und je höher die Compression steigt.

### Die Deckungen.

Werden große Excenter angewendet, dann wird für ein bestimmtes äußeres Voreilen und eine bestimmte Normalfüllung die äußere Ueberdeckung groß, und weil das innere Voreilen gleich dem äußeren mehr der Differenz der Deckungen ist, so kann die innere Deckung nicht mehr so klein bleiben, als sie bei Steuerungen langsam gehender Maschinen mit kurzem Schieberhube und kleiner äußerer Deckung war. Wird die äußere Deckung groß, so muss auch die innere Deckung wachsen, damit die Differenz den Werth  $\sim \cdot 3$  Canalbreite weniger dem äußeren Voreilen beibehält.

Mit der Vergrößerung der inneren Deckung kommt aber die Compression in's Spiel. Für kleine Geschwindigkeiten und bei verschwindender Kleinheit der schädlichen Räume eignet sie sich nicht, denn wenn in Folge kleiner Dampf- und kleiner Massendrücke ihr Widerstand nicht gleichsam von der einen auf die andere Kolbenseite überwunden wird, so muss die Kurbel treibend in das Gestänge greifen, und, statt selbst getrieben zu werden, einen Theil der Arbeit zurückgeben, den sie eben empfing. Für große Geschwindigkeiten, bei welchen die weiteren Querschnitte der Dampfwege auch größere schädliche Räume erbringen, ist aber die Compression aus den bereits mehrfach erörterten Gründen wie geschaffen, und sie dürfte eine der Hauptursachen sein, warum sich in der Locomotivmaschine, wo sie mit der Coulissensteuerung unvermeidlich verbunden auftrat, die hohe Kolbengeschwindigkeit schon so lange und gut bewährt hat. Die Schieber schnellgehender Maschinen verlangen daher eine große innere Deckung.

Gesonderte Ausströmschieber. Wenn man kleine Füllungen anwenden will und das Vertheilcenter derart stellt, dass es schon bei einem kleinen Kolbenweg den Canal weit öffnet (wo dann eine zweite Vorrichtung den Schluss der Einströmung schneller herbeiführen muss als es durch dasselbe Excenter geschehen könnte), so gibt ein kleiner Voreilwinkel und kleine Ueberdeckung am besten das verlangte lineare Voreilen und die rasche Eröffnung des Dampfweges; denn je steiler die Lage des Excenters ist, desto rascher geschieht der Schieberhub.

Dann wird aber das innere lineare Voreilen kleiner; denn dies ist bekanntlich nur um die Differenz der Deckungen größer als das äußere Voreilen. Ist nun die äußere Deckung klein (und eine größere Deckung müsste für gleiches Voreilen mit langsamerer Canaleröffnung und größerem Hub erkauft werden), so wird auch die Differenz und mit ihr das innere Voreilen selbst

dann noch klein, wenn selbst die innere Deckung gleich Null gemacht wurde.

Die Summe der inneren und äußeren Deckung gibt aber das Maß der Compression, und ist die äußere Deckung klein und die innere gleich Null, so entfällt jede Möglichkeit, eine sich nur bemerklich machende Compression einzuführen.

Ohne bedeutende Voreröffnung der Ausströmung und ohne Compression ist es aber nicht möglich, jene hohen freien Anfangsüberdrücke auf der Kolbenfläche zu erzeugen, welche für hohe Kolbengeschwindigkeit nothwendig sind, und daher sollen Maschinen, welche bei kleiner Füllung mit bedeutender Geschwindigkeit arbeiten müssen, gesonderte Ausströmschieber erhalten, wenn die Dampfvertheilung auf's Vollkommenste sein soll.

Werden gesonderte Ausströmschieber verwendet, so geht die sonst nöthige Muschelform in die Form einer einfachen ebenen Platte über, welche an und für sich leichter in Gewicht und Herstellung ist, und dem Dampfstrom weniger plötzliche Richtungsänderungen auferlegt. Auch lassen sich die für die Ausströmung nöthigen weiteren Querschnitte hier unter Einem berücksichtigen.

#### Die Regulirung der Füllung.

Feste Excenter. Feste Excenter unter unveränderlicher Verbindung mit einem oder mehreren Schiebern passen für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit nicht, denn sie gestatten keine Regulirung der Füllung. Maschinen mit solcher Ausstattung könnten nur durch Drosselung auf ihrer bestimmten Geschwindigkeit gehalten werden, was bekanntlich hier verpönt ist. Höchstens dürften Maschinen mit ganz bestimmt constanter Belastung oder bei übermäßig hohem Dampfdruck derart gesteuert werden.

Von den gesonderten Expansions-Regulirvorrichtungen, welche außerhalb der eigentlichen Steuerung, gleichsam oder öfter thatsächlich als Zugaben vor der Dampfkammer wirken, soll hier gänzlich abgesehen werden. Dies sind nur Nothbehelfe für alte Maschinen.

## Expansions-Steuerungen.

Aus dem Heer der Steuerungen, welche eine Veränderung der Füllung während des Ganges ermöglichen, sollen nur einige herausgegriffen und vom Standpunkte der hohen Kolbengeschwindigkeit kurz betrachtet werden. Die Constructionsprincipe sind als bekannt vorausgesetzt.

Zweischieber-Steuerungen. Diese sind heute im Allgemeinen wenig mehr verwendet, indem die Zahl ihrer dicht zu haltenden und sich reibenden Flächen doppelt so groß ist und doppelt so viel Störungen drohen als bei einfachen Schiebern.

Die Meyer-Steuerung kann wohl sehr vollkommen ausgeführt werden und wirken. Nur ist ihre Einstellung durch den Regulator complicirt und kann nicht schnell genug erfolgen. Sie eignet sich nur für die Stellung von Hand aus, und daher nur für ziemlich gleichbleibende Arbeit.

Die Rider-Steuerung ist schlecht. Denn bei längerem Gleichgang nützen sich Riefen und Stufen an den nicht überstreifenden Flächen ein, welche dem Regulator einen oft unüberwindlichen Widerstand entgegensetzen.

Anschlag-Steuerungen. Fareot- und ähnliche Knaggen sind bei den Schleuderwirkungen höherer Geschwindigkeiten zu unverlässlich. Auch die meist excentrischen, d. i. nicht im Mittelpunkt der Massen und Widerstände angreifenden Anschläge sind verwerflich.

Schleifbogen-Steuerung. Von der Locomotive her ist die Coulisse bestens bekannt. Sie eignet sich mehr für Handeinstellung als für den Regulator, auf dem sie, in Folge von auftretenden Componenten jener Kräfte, welche zur Schieberbewegung nöthig sind, veränderliche Rückwirkungen übt. Für Umsteuerung auf Vor- und Rückwärtsgang gibt es nichts Besseres.

Corliss-Steuerungen. Hier sind stets getrennte Ein- und Auslassorgane für jede der beiden Kolbenseiten vorhanden, und der Schluss der Einströmung wird durch das Ausklinken der zugehörigen Steuerstange eingeleitet und von einer nun frei werdenden Federkraft besorgt. Dies ist die heute am meisten verwendete Form für Expansionssteuerungen großer Maschinen. Der Zeitpunkt der Auslösung hängt vom Stand des Regulators ab, welcher selbst keine Rückwirkung durch die Auslösung oder sonst von Seite des Gestänges erfährt oder erfahren soll. Die Zahl der Umdrehungen der Maschine ist aber mit ungefähr 100 per Minute beschränkt, da sonst die Aus- und Wiedereinklinkungen leicht versagen, und auch Schleuderwirkungen und Rückbliebe der Federwirkungen auftreten. Bei Corliss-Drehschiebern bleiben die schädlichen Räume klein ( $\sim 3\cdot5\%$ ) und für Maschinen von langem Hub oder große Maschinen überhaupt ist keine bessere Expansionssteuerung bekannt.

Aus dem befruchtenden Vorbilde Corliss entwickelten sich eine Reihe anderer für Ventilsteuerung umgeänderter Untersysteme, die häufig zwangsläufig, d. i. ohne Einklinkungen von Federn, aber doch stets vom Stand des Regulators abhängig und innerhalb der vorgesteckten Grenzen trotz größerer schädlichen Räume ( $\sim 7\%$ ) hochbefriedigend wirken.

Corliss- wie Ventilsteuerung passt aber nur für Maschinen, welche weder höhere Tourenzahlen noch die allergrößte Gleichmäßigkeit der Geschwindigkeit bei wechselnder Last zu gewähren haben. Denn der Regulator ist, wenn er einmal ausgeklinkt oder sonst den Schluss der Ventile gestattet hat, während des weiteren Verlaufes des Hubes gänzlich ohne Einfluss auf die Maschine. Erst beim nächsten Hube kommt er wieder in Verband mit ihr, und kann daher nicht kontinuierlich, sondern nur absatzweise und nachhinkend regulieren.

Für Füllungen über  $\sim 40\%$  sind ferner zwei einfache Excenter oder anderweitige Zugaben an Steuerungsorganen nöthig; denn ein einziges, normal gekeiltes Excenter zieht von diesem Punkte an alles Gestänge in die Gegenrichtung früherer Bewegung. Was also bis dahin die auslösende Lage nicht erreichte, erreicht sie auch später nicht mehr. Bei zwei Excentern kann aber eines für die Einstromung bis zu beliebiger Füllungslänge vorgreifen, während das zweite für die Ausstromung dient.

Verdrehbare Excenter. Steuerungen, welche die Füllung durch Verdrehen der Excenter ändern, gibt es schon lange.

Die Einstellung durch die Hand ist hiefür gänzlich aufgegeben, da Zweischiebersteuerungen dafür geeigneter und besser sind. Letztere belassen nämlich die Voreinstromung und alle Ausstromungsverhältnisse gänzlich unberührt von der Expansionseinstellung, während sich durch die Verdrehung des Excenters Alles gleichzeitig ändert.

Für Einstellung durch den Regulator ist aber heute das System vielseitig benützt. Der Regulator läuft dabei meistens im Kreise mit, und besteht aus Schwungmassen, welche durch die Fliehkraft nach außen streben, dabei aber Federn spannen, die sie zurückführen wollen. Jeder Geschwindigkeit entspricht eine andere Gleichgewichtslage, und da das lose auf der Achse sitzende Excenter durch die Arme der Schwungmassen gehalten wird, ergibt sich eine einfache, allseitig balancirbare Construction mit den wenigsten Zwischengliedern. Selbstverständlich ist hier Alles symmetrisch anzuordnen und höchstens eine Federseite etwas zu überspannen, um todten Gang und das Schlottern zu verwehren.

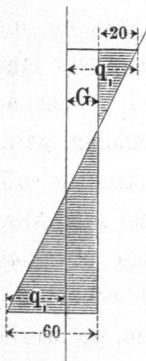
Würde man nur das Excenter einfach verdrehen, so würde sich das lineare Voreilen stets ändern, zu klein (oder selbst negativ) bei großen, und zu groß bei kleinen Füllungen sein. Um ganz oder nahezu gleiche Voreröffnung der Canäle bei den verschie-

denen Excenterlagen zu erhalten, muss sich die Excentricität mit-ändern und groß für große Füllungen werden. Dies geschieht am einfachsten dadurch, dass das Drehexcenter sich nicht directe auf seine kreisrunde Welle, sondern auf ein auf diese festgekeiltes Grundexcenter stützt, also im Zeuner'schen Schieber-Diagramm eine senkrechte Gerade als Centrallinie entsteht\*).

Mit diesen Steuerungen, die sowohl für einfache und entlastete (Kolben-) Schieber, als auch für Corliss-Schieber passt, ist wohl der Nachtheil verbunden, dass sie bei fast gleichbleibenden linearen Voreilungen mit der Veränderung der Expansion auch Veränderung der Compression mit sich bringen. Mit späterem Schluss der Einströmung wird auch die Ausströmung später geschlossen. Bei großen schädlichen Räumen und hoher Füllung kann daher nur eine zu schwache Compression eintreten, während bei kleinen schädlichen Räumen und kleinen Füllungen eine zu hohe Compression vorkommen muss.

\*) Auf der elektrischen Ausstellung 1891 in Frankfurt a. M. zeigte eine stehende Maschine mit 220 Umdrehungen von J. S. Friß Sohn,

Fig. 65



Frankfurt, eine derartige Steuerung, bei welcher der Regulator das Zwischenexcenter verdrehte und damit den gegitterten Deckschieber einer Zweischiebersteuerung beherrschte. Der Kraft für die Massenbeschleunigung des Deckschiebers von  $q_1 = 40$  Kil. und des Eigengewichtes desselben von  $G = 20$  Kil. ward durch eine am Gelenkkopf der Deckschieberstange angreifende Spiralfeder Bedacht genommen, welche in ihrer höchsten Lage mit 20 Kilogr. abwärts zog und bei der tiefsten Lage mit 60 Kilogr. nach oben drückte. Derart konnte das vom Regulator gehaltene Excenter frei von den Massendrücken und dem Gewichte des Schiebers, also fast nur mit der geringen Schieberreibung allein und constant belastet, wirken. Wie für den Dampfkolben der Anfangsdruck und die Compression, so birgt hier die Feder die Massenbeschleunigungsarbeit des Schiebers. (Fig. 65.)

Die rotirenden Gewichte drückten dabei directe, d. i. ohne Hebelübersetzung auf die radial stehenden Federn, wodurch die sonst schwer schmierbaren und sich leicht verreibenden Hebelzapfen (auf deren Druckseite auch zur Zeit der Ruhe der Druck herrscht) entfallen.

Die ganzen Bestandtheile dieser Steuerung sind während des Betriebes der Beobachtung und Wartung fast völlig entzogen. Starke und ungleiche Abnützungen werden sich daher bei schwankendem Gang der Maschine leicht einstellen, wodurch die Steuerung mehr für den unterbrochenen Dienst, z. B. einer elektrischen Beleuchtung, als für den Dauerbetrieb einer Fabrik passt.

Eine andere Erscheinung bei dieser zwangsläufigen Steuerung kann je nach dem Standpunkte als Vortheil oder Nachtheil bezeichnet werden. Dies ist die andauernde Verbindung der Schieber mit dem Regulator. Verlangsamt sich die Geschwindigkeit der Maschine zur Zeit nach begonnener Expansion, so kann der Regulator eine Nachfüllung bewirken, und beschleunigt sie sich zur Zeit der Einströmung, so öffnen sich die Canäle nicht voll.

Ja jedes Wogen des federnden Regulators kommt in den Diagrammen zum Ausdruck. Letztere werden daher oftmals zweihügelige oder bergförmige Einströmlinien und mit dem einen Dampfverlust in den entfallenden Flächen aufweisen. Durch kräftige Gewichte und Federn, gegen deren Energie die Schieberwiderstände verschwinden, und durch gute Oelbremsen, welche in den rotirenden Scheiben mit unterzubringen sind, lässt sich wohl ein unbegründetes Schwanken der Regulatorstellungen vermeiden, unter welchen insbesondere die ersten derartigen Constructionen litten. Aber gänzlich vermieden sollen solche Nachfüllungen gar nicht werden, wo es sich um die größte Gleichförmigkeit des Ganges handelt. Hier soll der Regulator jederzeit und sofort in die herrschenden Dampfdrücke greifen können, und drosseln während der Füllung, und nachfüllen, wenn auch die Expansion schon weit vorgeschritten ist.

Dadurch steigt aber der relative Dampfverbrauch und wird abhängig von der Art, dem Gleichverbleib oder dem Wechsel des Widerstandes, den die Maschine zu bewältigen hat.

Der höchste Gleichgang ist nicht mit der höchsten Sparsamkeit an Dampf gleichzeitig erreichbar, und je nachdem das eine oder das andere Ziel angestrebt wird, erscheint der andauernde Zusammenhang des Regulators mit den Schiebern als Vor- oder Nachtheil.

Eine Aenderung der Normalgeschwindigkeit während des Ganges der Maschine, was bei den Gewichtspendel-Regulatoren durch Aenderung einer centralen Belastung leicht möglich ist, ist hier bei der rotirenden Construction mit unverhältnissmäßigen Schwierigkeiten verbunden.

Schluss. Eine Steuerung, welche alle wünschenswerthen Eigenschaften vereinigt, einfach ist und völlig entlastet wirkt, kleinste schädliche Räume hat, alle Füllungsgrade bei gleichbleibendem innerem und äußerem Voreilen und gleichbleibender Compression ergibt, während des Ganges auf beliebige Geschwindigkeit einstellbar ist, welche dann vom Rückdruck-freien Regulator empfindlich aber Dampf sparend festgehalten wird, gibt es noch nicht.

Am ehesten wäre der Wunsch nach allen Füllungsgraden und dann die Einstellung auf beliebige Geschwindigkeiten während des Ganges, in gewisse Grenzen zu bescheiden. Die höchste Empfindlichkeit der Regulirung bei gleichzeitig größter Sparsamkeit mit dem Dampfe sind aber unvereinbare Wünsche.

