

IX. Abschnitt.

Regulierung.

149. Methoden der Regulierung der von einer Dampfmaschine geleisteten Arbeit. In jeder Betriebsmaschine sind die in derselben auftretenden bewegenden und die denselben widerstehenden Arbeiten in beständiger Veränderung begriffen. Die Ursachen dieser Veränderung und als Folge derselben die unvermeidlichen Differenzen zwischen erzeugter und verbrauchter Arbeit, selbst bei eingetretener Beharrungszustande der Maschine, liegen im allgemeinen:

a) in dem Schwanken der Triebkraft zufolge des veränderlichen Druckes auf den Receptor (Kolben) verursacht durch Drosselung, Expansion und Krompression der Arbeitsflüssigkeit, Veränderungen der Kesselspannung, Veränderungen in dem Mischungsverhältnisse von Brennstoff und Luft der Explosions- und Verbrennungsmotoren, sowie durch den Einfluß der bewegten Massen bei allen Maschinen mit absetzender Bewegung;

b) in dem Schwanken des äußeren (nutzbaren) und des inneren Widerstandes der Maschine;

c) in der Art der Kraftübertragung durch den Kurbelmechanismus bei allen Kolbenmaschinen.

Diese Veränderungen der bewegenden und widerstehenden Arbeiten äußern sich im Gange der Maschine durch stete Schwankungen der Geschwindigkeit derselben, sodaß ein fortwährend regulierender Einfluß erforderlich ist, um einen gleichmäßigen Gang der Maschine zu erzielen.

Die periodisch wiederkehrenden Veränderungen, bei Kolbenmaschinen durch den Kurbelmechanismus bedingt, gleicht man durch Vermehrung der rotierenden Massen, durch sogenannte Schwungräder aus, welche in jenen Perioden des Hubes, wo die Triebkraft den Widerstand überwiegt, durch Vergrößerung ihrer Geschwindigkeit, somit auch ihrer lebendigen Kraft, Arbeit ansammeln, um diesen Arbeitsüberschuß bei gleichzeitiger Verringerung der Geschwindigkeit, also auch der lebendigen Kraft, wieder

an die Kurbelwelle abzugeben, sobald die Triebkraft unter den Widerstand herabsinkt. Ein Schwanken der Geschwindigkeit bleibt daher trotz der Anwendung von Schwungrädern bestehen, doch kann dasselbe, d. h. das Abweichen von einer gewünschten mittleren Geschwindigkeit der Maschine, durch dieselben auf ein beabsichtigtes Maß reduziert werden.

Treten Änderungen der inneren oder äußeren Arbeit ein, indem bei ungeänderter innerer Arbeit die Widerstandsarbeit oder umgekehrt bei konstant bleibender Widerstandsarbeit durch irgend eine Ursache die innere Arbeit eine Änderung erfährt, dann ist das Schwungrad allein nur insofern imstande den Gang der Maschine zu beherrschen, daß dasselbe jedesmal einen neuen Beharrungszustand mit pro Zeiteinheit geänderter Umlaufzahl herstellt. Für Betriebsmaschinen im allgemeinen wird jedoch gefordert, daß der neue Gleichgewichtszustand bei konstant bleibender Tourenzahl erreicht werde, d. h. daß die von der motorischen Substanz im Cylinder geleistete Arbeit sich beständig der äußeren oder Widerstandsarbeit anpasse, ohne daß hierdurch die Umlaufzahl der Maschine einen einmal angenommenen oberen beziehungsweise unteren Grenzwert überschreite. Diese Aufgabe fällt den Regulatoren zu, welche dafür zu sorgen haben, daß der Motor keine anderen Gleichgewichtslagen anzustreben sucht, als diejenigen, welche dem gegebenen Tourenintervall entsprechen.

Es seien zunächst die Reguliermethoden und Regulatoren der Dampfmaschinen besprochen, während auf die Unterschiede in der Wirkungsweise und allgemeinen Anordnung der Regulatoren der Explosions- und Verbrennungsmotoren an späterer Stelle, bei Besprechung dieser Wärmekraftmaschinen, hingewiesen werden soll.

Die gewöhnlichen Reguliermethoden der Dampfmaschinen bestehen darin, daß entweder die Spannung des Dampfes vor Eintritt desselben in den Cylinder durch ein vom Regulator betätigtes, zwischen Kessel und Maschine eingebautes Regulierorgan (Drosselklappe, Drosselventil oder Schieber) beeinflußt oder bei unveränderter Spannung die Füllung des Cylinders dem jeweiligen Kraftbedarfe entsprechend angepaßt wird. Die erstere Reguliermethode, bereits von Watt eingeführt, ist auch heute noch, namentlich bei kleinen Maschinen, ihrer Einfachheit wegen gebräuchlich. In wärmeökonomischer Beziehung ist diese Reguliermethode, da der Prozeß der Dampfdrosselung thermodynamisch nicht umkehrbar ist, verwerflich, obgleich der Dampf hierdurch getrocknet beziehungsweise überhitzt, daher die Kondensation desselben bei Berührung mit den kälteren Cylinderwandungen verringert wird. Die Regulierung durch Änderung der Füllung ist im allgemeinen vorzuziehen und namentlich dann, wenn die Belastung der Maschine starken Schwankungen unterworfen ist, daher

diese Methode heutzutage fast bei allen größeren Betriebsmaschinen Anwendung gefunden hat.

150. Selbsttätige Regulierung durch Zentrifugalregulatoren.

Der Wattsche Regulator. Innerhalb weiterer Geschwindigkeitsgrenzen kann die Regulierung sowohl nach der einen wie nach der anderen Methode von Hand aus erfolgen; diese rohe Art der Regulierung eignet sich somit nicht für Betriebe, welche einen gleichförmigen Gang erfordern; dieser kann nur durch den direkten Eingriff eines selbsttätig funktionierenden Regulators erreicht werden. Die hier in betracht kommenden Geschwindigkeitsregler sind stets Zentrifugalregulatoren, deren Bewegungen nur Zentrifugalkraft und Schwerkraft beeinflussen; zwischen beiden Kräften muß für alle innerhalb der Grenzgesehwindigkeiten der Maschine in betracht kommenden Konfigurationen des Regulators Gleichgewicht bestehen; es müssen daher beide Kräfte entgegengesetzt auf das System einwirken; nur für den Ruhestand verschwindet die Zentrifugalkraft und wird daher der Mechanismus durch die Schwerkraft allein beeinflußt. Es geht daher jeder Zentrifugalregulator von dieser Lage aus und kehrt in dieselbe wieder zurück, sobald der Einfluß der Zentrifugalkraft jenem der Schwerkraft nicht mehr das Gleichgewicht zu halten vermag.

Jeder Zentrifugalregulator besteht mindestens aus zwei Massen, welche um eine von der Maschine bewegte Spindel rotieren und durch eine Gegenkraft verhindert werden wegzufiegen. Tritt eine Vermehrung der Geschwindigkeit ein, dann ist die Gegenkraft nicht mehr imstande, die Massen in ihrer vorher innegehabten Bahn zu erhalten; dieselben bewegen sich nach außen, beziehungsweise entfernen sich von der Spindel, bis die Gegenkraft soweit zugenommen hat, um der vermehrten Zentrifugalkraft Gleichgewicht halten zu können; diese Bewegung wird in geeigneter Weise auf das Regulierorgan der Maschine übertragen.

Die von Watt ersonnene, älteste Form eines Zentrifugalregulators ist der einfache konische Pendelregulator Fig. 132.

Derselbe besteht aus zwei Kugeln, welche durch Hängestangen an einer vertikalen Spindel charnierartig befestigt sind und mit derselben rotieren; die Gegenkraft bildet das Gewicht der Kugeln selbst; indem sich dieselben bei zunehmender Beschleunigung von der Spindel entfernen, sind sie gezwungen sich zu erheben. Wenn daher die Geschwindigkeit der Maschine und damit die Umlaufzahl des Regulators

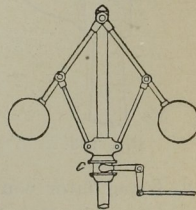


Fig. 132.

die normale Geschwindigkeit beziehungsweise Tourenzahl über- oder unterschreitet, dann bewegen sich die Kugeln aus ihrer Normallage nach außen

oder innen und übertragen diese Bewegung durch das Gestänge auf die Hülse *C*, welche ihrerseits die so erlangte auf- und niedergehende Bewegung auf das Regulierorgan weiter überträgt.

Die Kugelhängestangen können mit der Regulatorspindel entweder wie in Fig. 132 skizziert, mit gemeinschaftlichen Scharnierbolzen oder nach Art der Fig. 137 und 138 verbunden sein; Anordnungen nach Fig. 132 und 137 nennt man Regulatoren mit offenen, jene nach Fig. 138 mit gekreuzten Stangen.

151. Belastete Regulatoren. Um die Schwerkraft der Pendel (Gewicht der Kugeln) ohne Vermehrung der Masse derselben zu erhöhen, pflegt man die Regulatorhülse durch ein zentrales, längs der Spindel verschiebbares Gewicht zu belasten; diese Modifikation des Watt'schen Regulators (Fig. 133) ist unter dem Namen belasteter oder Porter-Regulator bekannt. Diese Anordnung gewährt den Vorteil größerer Leistungsfähigkeit bei geringerem Pendelgewichte, da man durch entsprechende Wahl des Hülsgewichtes jede beliebige Tourenzahl des Regulators bei ein und

derselben Konfiguration seiner Glieder erreichen kann.

Die Schwerkraft der Pendel und des Hülsgewichtes kann als Gegenkraft der Zentrifugalkraft der Pendel teilweise oder auch gänzlich (Regulatoren mit horizontaler Achse) durch Federkraft ersetzt werden. Fig. 134 zeigt als ein Beispiel den

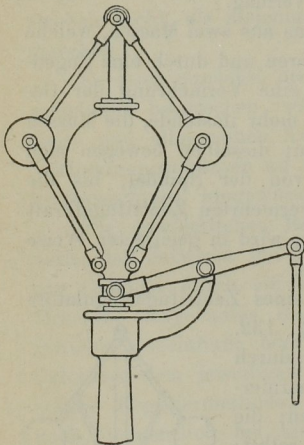


Fig. 133.

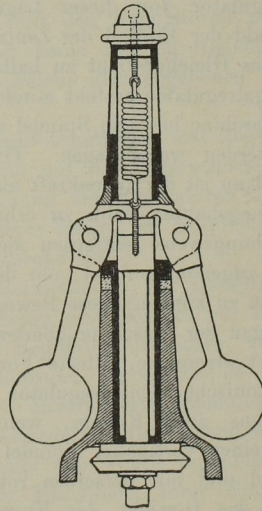


Fig. 134.

Federregulator von Tangye; die Gegenkraft wird hier zum Teil durch das Gewicht der Kugeln, zum Teil durch die Spannung einer Spiralfeder gebildet; durch die regulierbare Federspannung kann der Regulator verschiedenen Geschwindigkeiten angepaßt werden.

Fig. 135 zeigt eine andere Anordnung eines Federregulators; die

Pendel bewegen sich in einer nahezu horizontalen Bahn; die Schwerkraft derselben geht bei der mittleren, der normalen Geschwindigkeit der Maschine entsprechenden Stellung der Pendel durch deren Aufhängepunkt, hat somit nicht die Tendenz, der Zentrifugalkraft entgegen zu wirken. Die Gegenkraft ist daher in diesem Falle durch das Gewicht der Hülse und der mit derselben zusammenhängenden Konstruktionsteile (falls dieselben nicht ausbalanciert sind), sowie durch die Spannung einer Spiralfeder gebildet. Der Regulator ist im Zusammenhange mit einer Coulissensteuerung gezeichnet, wirkt also direkt auf Änderung der Füllung.

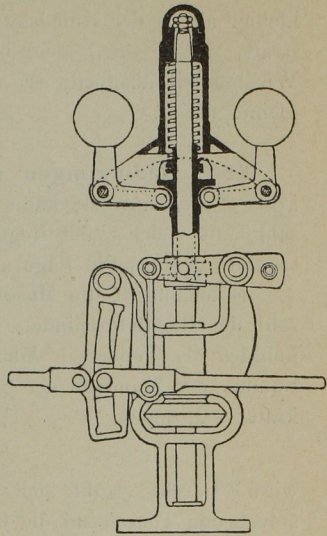


Fig. 135.

152. Die Gegenkraft. Auf welche Weise immer die Pendel in ihrem Bestreben, sich von der Drehachse zu entfernen, zurückgehalten werden, sei es durch ihr Eigengewicht, durch eine zusätzliche Belastung oder die Spannung einer Feder, erscheint es zweckmäßig, die Gegenkraft pro Pendel als eine Kraft F zu betrachten, welche im Sinne des Radius gegen die Drehungsachse wirkt. Die Größe dieser Gegenkraft F ändert sich bei einem gegebenen Regulator, sobald die Pendel ihre Lage verändern.

Würde die Bewegung der Pendel reibungslos erfolgen, dann könnte man die Gegenkraft für jede Lage derselben experimentell in der Weise ermitteln, daß man die Pendel bei ruhendem Regulator durch Federwagen in der gewünschten Position erhält; wirkt der Zug der Feder senkrecht gegen die Regulatorschnecke, dann gibt die Zugkraft derselben zugleich die gesuchte Gegenkraft der Pendel. Nachdem jedoch bei einer Bewegung der Pendel zunächst die Reibung des Gehänges in den Scharnieren überwunden werden muß, so würden sich stets zwei extreme Werte der Gegenkraft ergeben. Bei Vermehrung der Federspannung würde sich das Pendel erst dann nach außen zu bewegen beginnen, wenn die Spannung den Wert $F + f$, wenn f den Einfluß der Reibung darstellt, erreicht hat; und umgekehrt würde sich das Pendel erst dann nach innen bewegen, wenn die Spannung auf $F - f$ reduziert würde, vorausgesetzt, daß der Reibungswiderstand der Bewegung nach innen eben so groß ist, wie jener der Bewegung nach außen. Das Mittel dieser beiden extremen Werte würde die

wirkliche Gegenkraft für den Fall ergeben, daß der Einfluß der Reibung konstant bleibt.

Bei laufenden Regulatoren ist der Einfluß der Reibung im allgemeinen kleiner als in der Ruhelage derselben, der Effekt ist jedoch derselbe: die Kraft, welche die Pendel bei ihrer Bewegung nach außen oder innen in Wirklichkeit ausüben, ist vermöge der Reibung größer beziehungsweise kleiner als F .

153. Bedingungen des Gleichgewichtes. Sobald die Gegenkraft F bekannt ist, kann die Geschwindigkeit beziehungsweise Tourenzahl, mit welcher der Regulator laufen muß, damit die Pendel eine bestimmte gewünschte Lage annehmen, leicht ermittelt werden.

Bezeichne M die Masse der Pendel in kg, n die sekundliche Tourenzahl der Regulatorschnecke, r den Halbmesser der Kreisbahn des Schwerpunktes der Pendel in Metern, dann herrscht Gleichgewicht, sobald die Summe der Momente der Schwerkraft und der auftretenden Zentrifugalkraft = 0, somit

$$F = 4\pi^2 n^2 r M$$

wird. Daraus ergibt sich für die der gewünschten Konfiguration entsprechende Tourenzahl die Gleichung

$$n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{Mr}}$$

Die Reibung blieb hierbei außer Betracht; der Einfluß derselben auf die Geschwindigkeit soll im nachfolgenden untersucht werden.

154. Bedingungen der Stabilität. Wenn bei einem Regulator, abgesehen von dem Einflusse der Reibung, eine kleine begrenzte Vermehrung oder Verminderung der Geschwindigkeit über oder unter jener Geschwindigkeit, welche einer gegebenen Konfiguration desselben entspricht, eine Bewegung der Pendel um einen bestimmt begrenzten Betrag nach außen oder innen zur Folge hat, so daß dieselben eine neue Gleichgewichtslage entsprechend der neuen Geschwindigkeit annehmen, dann nennt man den Regulator stabil.

Die Eigenschaft der Stabilität bedingt, daß F bei einer Bewegung der Pendel nach außen rascher zunimmt als r , d. h. daß $\frac{dF}{F}$ größer ist als $\frac{dr}{r}$. Diese Bedingung folgt aus obiger Gleichung auf Grund der Tatsache, daß der neuen Gleichgewichtslage der Pendel ein größerer Wert der Geschwindigkeit n entspricht; würde sich F gerade proportional zu r ändern, dann würde n für alle Werte von r konstant bleiben. Dieser

Zustand würde neutralem Gleichgewichte des Regulators entsprechen; die Folgen eines derartigen Zustandes sind in § 157 eingehender besprochen.

155. Gleichgewicht des konischen Pendelregulators und Höhe desselben. Bei einem einfachen konischen Pendelregulator, welcher nur durch Schwerkraft im Gleichgewichte erhalten wird und nur durch das Pendel allein belastet ist, — ein Zustand, welcher in Wirklichkeit niemals vollkommen erfüllt werden kann, nachdem das Gewicht der Hülse und der zugehörigen Teile des Gestänges immer eine gewisse Mehrbelastung bildet, welche die Gegenkraft erhöht, — bildet F die Resultierende aus F_2 , dem Zuge in der Aufhängestange, und F_1 oder Mg , dem Gewichte des Pendels; dieses Kräfte-dreieck Fig. 139 bezieht sich auf jede der drei Anordnungen hinsichtlich der Aufhängung der Pendel Fig. 136, 137 und 138.

Bezeichne h die Höhe des Pendelregulators, das ist der Vertikalab-

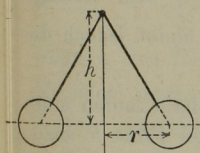


Fig. 136.

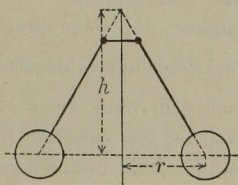


Fig. 137.

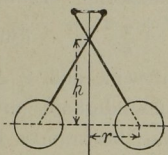


Fig. 138.

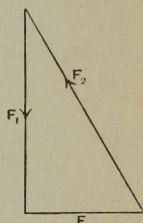


Fig. 139.

stand der Rotationsebene der Pendel von dem Durchschnittspunkte der geometrischen Achse der Aufhängestange mit der Achse der Regulatorspindel, dann verhält sich

$$F : Mg \text{ wie } r : h;$$

daraus ergibt sich

$$F = \frac{Mg r}{h} \quad \text{und} \quad n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h}}.$$

Ein Regulator dieser Art besitzt somit die Eigenschaft der Stabilität, wenn bei zunehmender Geschwindigkeit die Höhe h desselben abnimmt; diese Bedingung wird bei allen Regulatoren, welche nach Figg. 136 oder 137 angeordnet sind, erfüllt. Regulatoren nach Fig. 138 mit gekreuzten Stangen genügen dieser Bedingung nur fallweise, indem die Höhe h bei steigenden Pendeln nur dann zunimmt, wenn die Aufhängepunkte derselben nahe der Regulatorachse liegen; im anderen Falle kann bei entsprechend gewählter Lage der Aufhängepunkte h nahezu konstant erhalten werden, d. h. ein Regulator mit gekreuzten Stangen kann so an-

geordnet werden, daß er an der Grenze neutralen Gleichgewichtes steht; eine kleine Änderung der Geschwindigkeit hätte einen verhältnismäßig großen Ausschlag der Pendel zur Folge.

Bei noch größerer Entfernung der Aufhängepunkte von der Achse würde die Anordnung Fig. 138 die Eigenschaft der Stabilität verlieren; ein solcher Regulator wäre labil, daher als Regulator unbrauchbar.

156. Gleichgewicht der belasteten Regulatoren. Die vorstehenden Resultate lassen sich ohne weiteres auch auf den belasteten oder Porterschen Regulator (Fig. 133) anwenden. Bezeichne M' den Betrag der Extrabelastung pro Pendel (gewöhnlich ist M' die Hälfte der gesamten Hülsenbelastung), q das Geschwindigkeitsverhältnis der vertikalen Bewegung der Hülsenbelastung und der vertikalen Bewegung der Pendel, welches leicht durch Rechnung oder bei gegebener Konfiguration des Regulators graphisch ermittelt werden kann, dann hat jedes Pendel bei seiner Aufwärtsbewegung außer seinem Eigengewichte noch eine zusätzliche Belastung äquivalent q -mal dem Gewichte von M' zu heben. Die zusätzliche Belastung erhöht daher die Gegenkraft von dem Betrage $\frac{M g r}{h}$ auf $\frac{(M + q M') g r}{h}$. Für den Gleichgewichtszustand bleibt jedoch die Bedingung aufrecht, daß F gleich sein muß $4\pi^2 n^2 r M$.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der belastete Regulator laufen muß, um irgend eine bestimmte Konfiguration beziehungsweise Höhe h anzunehmen, ergibt somit die Gleichung

$$n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(M + q M') g}{M h}}$$

Der belastete Regulator erfordert daher bei gleicher Höhe h eine im Verhältnis $\sqrt{M + q M'}$ zu \sqrt{M} größere Geschwindigkeit als der unbelastete Regulator.

Bei der gewöhnlichen Anordnung des Porterregulators bilden die vier Glieder ein Parallelogramm (Fig. 140), daher ist die Vertikalbewegung der Hülse und des mit derselben vereinten Belastungsgewichtes zweimal so groß wie jene der Pendel, somit $q = 2$; nachdem andererseits das Belastungsgewicht auf zwei Pendel aufgeteilt ist, wird das Gewicht jedes der beiden Pendel, aber nicht die Masse desselben, um einen Betrag gleich dem vollen Gewichte der Hülsenbelastung vermehrt.

Es sei hier noch ein anderer Weg der Ermittlung der Gleichgewichtsbedingungen des Porterregulators erwähnt. M bezeichne wie früher die Masse eines Pendels und $2M'$ jene der Hülsenbelastung. Die Hülsenbelastung, deren Gewicht $2M'g$ beträgt, wird durch den Zug in den

beiden unteren Stangen Fig. 140 getragen. Aus dem Dreiecke abc Fig. 141, als Kräfte-diagramm der Hülsenbelastung, in welchem $ab = F_3$ das Gewicht dieser Belastung darstellt, ergibt sich durch die Seiten bc und ac der Zug in den unteren Stangen. Trägt man in der Verlängerung von ab die Strecke $bd = F_1$ entsprechend dem Gewichte Mg eines Pendels auf und zieht man durch d die Horizontale de , von c aus die Linie ce parallel zur Richtung der oberen oder Aufhängestange, dann bildet die Figur $ecbd$ das Polygon jener Kräfte, welche auf das Pendel einwirken und die Strecke de gibt die resultierende Gegenkraft F .

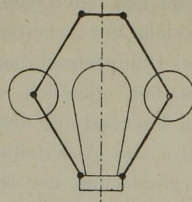


Fig. 140.

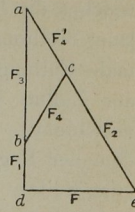


Fig. 141.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Regulator läuft, ist bestimmt durch die Bedingung, daß $4\pi^2 n^2 r M$ gleich sein muß der Resultierenden ed . Bei der gewöhnlichen Anordnung paralleler Stangen fällt ac und ce in eine gerade Linie zusammen, somit ist für diesen normalen Fall

$$ed = ad \tan \alpha \quad \text{oder} \quad F = (M + 2M')g \tan \alpha,$$

wenn α den Neigungswinkel der Stangen mit der Vertikalen bezeichnet. Nachdem andererseits $\tan \alpha = \frac{r}{h}$, geht dieser Ausdruck für F in den vorhin gefundenen über; F kann somit auf diese Weise graphisch ermittelt werden.

157. Empfindlichkeit der Regulatoren. Jede Geschwindigkeitsänderung eines Regulators äußert sich in dem Bestreben, eine Änderung in der Lage der Pendel hervorzurufen; wäre der Regulator selbst und der mit demselben verbundene Reguliermechanismus reibungslos, dann würde, die Eigenschaft der Stabilität vorausgesetzt, somit einer bestimmten Geschwindigkeit auch nur eine einzige bestimmte Lage der Pendel entsprechen. Wenn daher die Zufuhr des Dampfes einer Dampfmaschine, oder der Arbeitsflüssigkeit einer Wärmekraftmaschine überhaupt, von der Stellung der Pendel des Regulators abhängig ist, dann kann durch einen stabilen Regulator eine vollkommen gleichbleibende Geschwindigkeit der Maschine nicht erzielt werden.

Sobald sich die Kesselspannung oder der Arbeitsbedarf der Maschine ändert, ist eine Änderung in der Stellung der Pendel erforderlich, um den Zufluß der motorischen Substanz entsprechend zu vermehren oder zu verringern; die Pendel können ihre neue Lage jedoch nur behaupten, indem sie sich bleibend langsamer oder schneller drehen, als in der vorher inne-

gehabten Position. Die größte Änderung der Geschwindigkeit, welche unter der Kontrolle eines Regulators vorkommen kann, ist jene, bei welcher die Pendel aus einer Grenzlage in die andere übergehen, d. i. von jener Stellung, welche der Arbeitsflüssigkeit freien Zutritt (oder auch maximale Füllung bei Dampfmaschinen) gewährt, in jene Stellung, bei welcher der Zutritt derselben gänzlich abgesperrt ist (Nullfüllung bei Dampfmaschinen). Bei Überlastung der Maschine kann selbstverständlich, nachdem der Regulator der Arbeitsflüssigkeit freien Zutritt eröffnet hat, noch eine weitere Verminderung der Geschwindigkeit eintreten, allein die Veränderungen der Geschwindigkeit, auf welche der Regulator überhaupt Einfluß nehmen kann, liegen stets nur zwischen jenen Grenzlagen für Vollampf und Dampfabschluß. Wenn eine kleine Änderung der Geschwindigkeit genügt, eine so weitgehende Veränderung der Konfiguration des Regulators hervorzurufen, dann nennt man denselben empfindlich und mißt seine Empfindlichkeit durch das Verhältnis dieser Geschwindigkeitsänderung zur mittleren (normalen) Geschwindigkeit.

Je stabiler, desto weniger empfindlich ist ein Regulator; andererseits ist bei neutralem Gleichgewicht die Empfindlichkeit außerordentlich groß. Die Gegenkraft F ändert sich in diesem Falle in gleicher Weise wie der Halbmesser r ; die Umlaufszahl n (§ 153) bleibt daher konstant, in welcher Entfernung von der Drehachse immer die Pendel rotieren; oder mit anderen Worten, die Pendel sind, abgesehen von der Reibung, nur bei einer einzigen Umlaufszahl im Gleichgewicht und die kleinste Änderung dieser Geschwindigkeit sendet dieselben in die eine oder die andere extreme Stellung. Ein Regulator, welcher diese Eigenschaft besitzt, wird daher isochronisch genannt. Vermöge der unvermeidlichen Reibung können Regulatoren niemals vollkommen isochronisch sein, doch pflegt man vielfach Regulatoren nahezu isochronisch zu machen, indem man dieselben so anordnet, daß bei einer Bewegung der Pendel die Gegenkraft um wenig rascher zunimmt als der Halbmesser r .

158. Isochronismus des Schwerkraftregulators. Parabolische Regulatoren. Ein idealer reibungsloser Regulator, in welchem die Gegenkraft durch die Schwerkraft allein erzeugt wird, kann dadurch isochronisch gemacht werden, daß man die Pendel nicht an Fixpunkten der Regulatorspindel aufhängt, sondern zwingt, sich längs einer parabolischen Bahn, wie in Fig. 142 skizziert, so zu bewegen, daß der geometrische Ort des Mittelpunktes der Pendel eine Parabel bildet. Der Druck der Pendel gegen die Bahn ist gleich dem Zuge einer imaginären Aufhängestange PQ ; außerdem ist die Subnormale MQ , welche hier die Höhe h des gewöhnlichen Regulators bildet, konstant, in welchem Punkte immer der para-

bolischen Bahn sich P befindet. Ein Pendel, auf diese Weise zwangläufig geführt, wird bei einer bestimmten Rotationsgeschwindigkeit der Bahn im Gleichgewichte bleiben, bei der geringsten Vermehrung oder Verminderung derselben jedoch in die höchste Stellung fliegen oder in die tiefste Lage zurücksinken.

Fig. 143 zeigt die praktische Ausführung eines parabolischen Regulators. Ein wichtiges Glied desselben bildet der Luftcylinder am oberen Ende als Luftpuffer, um zu verhindern, daß die Pendel bei eintretender Geschwindigkeitsänderung heftig hinauffliegen oder herabfallen. Der Cylinder ist mit einer kleinen regulierbaren Öffnung versehen, durch welche Luft ausgetrieben oder eingesaugt wird, wenn die Pendel steigen oder fallen.

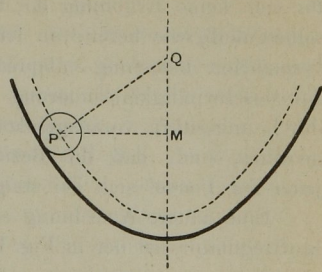


Fig. 142.

159. Angenäherter Isochronismus im Pendelregulator. Eine nützliche Annäherung an den isochronischen Zustand kann bei einem konischen Pendelregulator dadurch erreicht werden, daß man die Stangen, wie schon an früherer Stelle erwähnt, kreuzt und die Aufhängepunkte der Pendelstangen in entsprechende Entfernung von der Regulatorachse legt. Würden die Aufhängepunkte so gelegen sein, daß jeder derselben den Krümmungsmittelpunkt eines parabolischen Kurvenstückes bilden würde, welches bei jener Pendellage, welche der normalen Geschwindigkeit entspricht, mit dem Kreisbogen, längs welchem die Pendel vermöge ihrer Aufhängung sich in Wirklichkeit bewegen, zusammenfällt, dann wäre der Regulator bei dieser normalen Geschwindigkeit isochronisch. Legt man die Aufhängepunkte jedoch etwas näher an die Regulatorachse, dann sichert man eine geringe, in der Praxis jedoch notwendige Stabilität, der Regulator bleibt aber trotzdem genügend isochronisch, um sehr empfindlich zu sein.

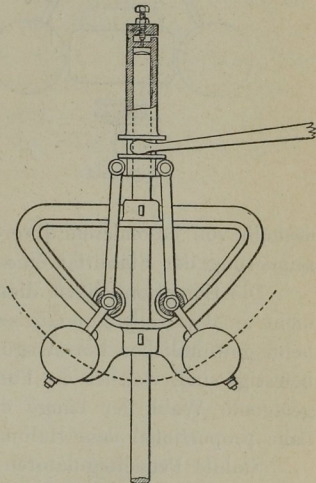


Fig. 143.

Regulatoren mit gekreuzten Stangen, eine Anordnung, welche von

Farcot herrührt, werden häufig als belastete Regulatoren ausgeführt; eine derartige Konstruktion ist in Fig. 144 skizziert.

Die Belastung eines Regulators, ob offen oder gekreuzt, ruft an und für sich keine Erhöhung der Empfindlichkeit hervor; die Tourenzahl desselben muß, wie bereits an früherer Stelle erwähnt, notwendigerweise der vermehrten Belastung entsprechend erhöht werden, doch das Verhältnis der Geschwindigkeitsänderung zur mittleren Geschwindigkeit bleibt hierdurch unberührt, vorausgesetzt, daß die Glieder des Regulators derart angeordnet sind, daß die Beziehung der Vertikalbewegung der Last zu jener der Pendel sich bei steigenden Pendeln nicht ändert.

Eine andere Anordnung eines näherungsweise isochronischen Schwerkraftregulators ist der in Fig. 145 skizzierte Pröll-Regulator; derselbe ist

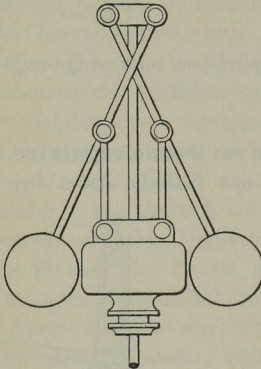


Fig. 144.

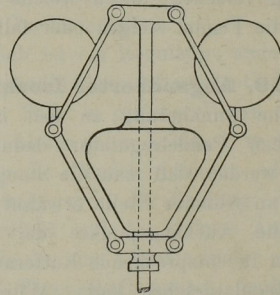


Fig. 145.

deshalb von besonderem Interesse, weil er eine andere Methode der Verminderung der Stabilität eines Pendelregulators verkörpert.

Die Eigentümlichkeit dieses Regulators besteht darin, daß die Pendel nicht an dem Gelenkpunkte zwischen der oberen und unteren Stange wie beim gewöhnlichen Porterregulator, sondern am oberen Ende eines Armes befestigt sind, welcher die Fortsetzung der unteren Stange bildet. Durch geeignete Wahl der Länge dieses Armes kann die Gegenkraft beliebig nahe proportional dem Halbmesser r der Pendelbahn gemacht werden.

Stabile Pendelregulatoren werden häufig auch indirekt in der Weise belastet, daß man das Belastungsgewicht an dem Hebel anbringt, welcher den Regulator mit dem Stützzeug des Regulierorganes verbindet; diese Anordnung gestattet zugleich, durch Verstellung des Gewichtes längs des Hebels den Regulator auf verschiedene Tourenzahlen einzustellen. Andererseits kann man dadurch, daß man den Hebel zu einem Winkelhebel aus-

bildet und die Last an demselben derart anbringt, daß der Einfluß derselben bei steigenden Pendeln geringer wird, den Regulator angenähert isochronisch machen.

160. Änderung der Empfindlichkeit bei Federregulatoren.

Wenn die Gegenkraft zum Teil oder gänzlich durch Federn erzeugt wird, wie bei den Regulatoren Fig. 134 und 135, dann ist die Spannung derselben im allgemeinen stellbar. Die Änderung der Federspannung ist ein sehr einfaches Mittel, um die normale Geschwindigkeit des Regulators geänderten Anforderungen entsprechend einzustellen; gleichzeitig kann hierdurch die Empfindlichkeit desselben beeinflußt werden. Sobald bei Federregulatoren die radiale Verschiebung der Pendel eine proportionale Änderung der Federspannung hervorruft, kann durch geeignete Wahl der Anfangsspannung jede beliebige Annäherung an den isochronischen Zustand erzielt werden. So kann z. B. bei dem in Fig. 135 skizzierten Regulator von Hartnell, nachdem sich die Pendel nahezu horizontal bewegen, die Schwerkraft derselben daher die Gegenkraft kaum beeinflußt, der isochronische Zustand dadurch erreicht werden, daß man die Feder soweit niederschraubt, daß sich die Anfangsspannung derselben zur Spannungszunahme bei steigenden Pendeln so verhält, wie der anfängliche Halbmesser der Pendelbahn zur korrespondierenden Vergrößerung desselben. Hierdurch wird F proportional zu r , daher die Auswärtsbewegung der Pendel keine Änderung der Umlaufzahl n erfordert. Jede noch weitergehende Spannung der Feder würde den labilen Zustand hervorrufen; hingegen ist eine etwas geringere Spannung der Feder notwendig, damit die Empfindlichkeit des Regulators nicht unpraktisch groß wird.

161. Bestimmung der Gegenkraft. Auf welche Weise auch die Gegenkraft F erzeugt wird, ob durch Gewichte oder Federn oder die vereinte Wirkung beider, immer läßt sich dieselbe für irgend eine Lage der Pendel berechnen. Der einfache Pendelregulator nach Fig. 133, ob belastet oder nicht, wurde bereits in diesem Sinne betrachtet. Anordnungen nach Art der Fig. 134 und 135 bieten diesfalls keine Schwierigkeiten, sobald die Steifheit und Anfangsspannung der Feder bekannt sind. Etwas weniger einfach gestaltet sich der Fall, wenn bei einem belasteten Regulator die Pendel nicht an dem Verbindungsgelenke der oberen und unteren Stangen, welche die Last tragen, sondern außerhalb desselben befestigt sind.

Wenn das Pendel mit der oberen oder Aufhängestange verbunden ist, kann dasselbe entweder, wie in Fig. 146 skizziert, auf der Verlängerung dieser Stange, oder zwischen dem Aufhängepunkte A und dem Zwischen-gelenke B befestigt sein. Man bestimmt in diesem Falle zunächst den

Zug F_1 in der Stange BC , von der Betrachtung ausgehend, daß die beiden Stangen, welche die Hülsenlast tragen, von dieser nur auf Zug beansprucht werden. Die Kräfte, welche auf die Stange ABM einwirken, das ist der Zug F_1 , das Gewicht des Pendels F_2 , sowie die Kraft F , welche auf diesem Wege bestimmt werden soll, sind im Gleichgewichte; da F_1 und F_2 bekannt sind, ergibt sich aus der Momentengleichung mit A als Drehungspunkt die Kraft F .

Ist das Pendel hingegen mit der unteren Stange, wie in Prölls Regulator Fig. 145 verbunden, dann läßt sich die Gegenkraft F auf folgende Weise bestimmen. Die Kräfte, welche für das statische Gleichgewicht des Gliedes CBM unter Bezug auf Fig. 147 in betracht kommen, sind: das halbe Gewicht F_3 der Hülsenlast als vertikale Komponente des Zuges im Punkte C ; die horizontale Komponente F_4 des Zuges

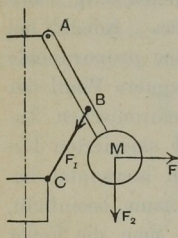


Fig. 146.

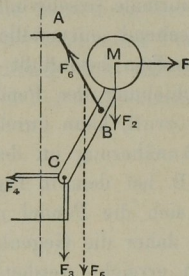


Fig. 147.

im Punkte C ; die Spannung F_6 in der Aufhängestange AB ; das Gewicht F_2 der Pendel M ; endlich die zu bestimmende Gegenkraft F . Die beiden vertikalen Kräfte F_2 und F_3 setzen sich in die Kraft F_5 zusammen; nachdem F und F_4 horizontal wirken, muß diese vertikale Kraft F_5 durch die Vertikalkomponente des Zuges F_6 der Stange AB vollständig ausbalanciert sein. Man findet daher F_6 aus dem rechtwinkligen Kräftedreieck Fig. 148, dessen Hypotenuse parallel zur Richtung von AB zu ziehen und dessen vertikale Kathete durch die Kraft F_5 ihrer Länge nach gegeben ist. Ist auf diese Weise F_6 ermittelt, dann bestimmt sich F , die gesuchte Gegenkraft, als einzige noch unbekannte Kraft, welche nicht auf den Drehungspunkt C wirkt, durch Aufstellung der auf C bezogenen Momentengleichung.

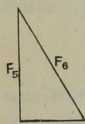


Fig. 148.

162. Einfluß der Reibung. Energie des Regulators. Die Gleichgewichtsverhältnisse eines Regulators werden durch den Einfluß der Reibung etwas verschoben. Man kann diesen Einfluß als eine Kraft f von bestimmter Größe auffassen, welche auf jedes Pendel radial, bei steigender Tendenz desselben in der Richtung der Gegenkraft, bei sinkendem Pendel jedoch in entgegengesetzter Richtung wirkt. Die Gegenkraft nimmt daher im ersteren Falle den Wert $F + f$, im anderen Falle den Wert $F - f$ an.

Entspricht somit der Gegenkraft F allein die Geschwindigkeit n (Zahl der sekundlichen Umdrehungen der Pendel), dann würde, falls keine Reibung zu überwinden wäre, die geringste Geschwindigkeitszunahme eine Änderung der Konfiguration zur Folge haben; unter dem Einflusse der Reibung ändern die Pendel jedoch erst dann ihre Lage, bis die Geschwindigkeit um den Betrag Δn zugenommen hat, welcher der Gleichung entspricht

$$n + \Delta n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F+f}{Mr}}.$$

Sinkt andererseits die Geschwindigkeit unter den normalen Wert n , welcher einer bestimmten Konfiguration entspricht, dann verhindert die Reibung das Fallen der Pendel, bis eine Verminderung der Geschwindigkeit um den Betrag $\Delta'n$ eingetreten ist, entsprechend der Gleichung

$$n - \Delta'n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F-f}{Mr}}.$$

Die Konfiguration eines Regulators bleibt daher so lange unverändert, d. h. die Pendel desselben rühren sich so lange nicht aus der einmal angenommenen Lage, bis die Geschwindigkeit um Δn über die normale Geschwindigkeit n zugenommen, beziehungsweise um $\Delta'n$ unter dieselbe gesunken ist. Der Regulator bleibt daher innerhalb der Geschwindigkeitsgrenzen $n + \Delta n$ und $n - \Delta'n$ hinsichtlich seiner Konfiguration vollkommen in Ruhe.

Aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich unter der Voraussetzung, daß Δn im Vergleiche mit n , wie es die Praxis verlangt, klein ist, der annähernd richtige Wert von Δn

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{f}{2F}.$$

Diese Veränderungen der Geschwindigkeit zufolge der Reibung sind unabhängig von den Geschwindigkeitsänderungen, welche der Regulator zufolge seines stabilen Gleichgewichts zuläßt (§ 157) und bringen es mit sich, daß ein an und für sich isochronischer Regulator nicht imstande ist, die Geschwindigkeit konstant zu erhalten.

Um den Einfluß der Reibung innerhalb mäßiger Grenzen zu erhalten, ist es nach obiger Gleichung notwendig, F im Verhältnisse zu f möglichst groß zu machen. Der Reibungswiderstand rührt theils von der Eigenreibung des Regulators in den Gelenken her, hauptsächlich aber von den Bewegungswiderständen des Regulierorganes, dessen jeweilige Lage der Regulator beherrscht, beziehungsweise des Stellzeuges bei Steuerungen mit vom Regulator betätigter Füllung. Wenn daher der vom Regulator zu überwindende Reibungswiderstand beträchtlich ist, dann muß der Regu-

lator selbst ein großes Energievermögen besitzen, d. h. mit anderen Worten, so angeordnet sein, daß er eine bedeutende Gegenkraft hervorruft. Bei einfachen Pendelregulatoren ist der einzig mögliche Weg dies zu erreichen, die Vergrößerung des Pendelgewichtes selbst. Belastete Regulatoren haben diesen gegenüber den Vorteil großer Kraftentwicklung mit verhältnismäßig kleinen rotierenden Massen. Die Erhöhung der Gegenkraft eines Regulators, sei es durch Schwerkraft, zusätzliche Belastung oder Federkraft, bringt stets eine Erhöhung seiner Energie, d. i. der Kraft in der Richtung der Hülsenverschiebung, hervor. Belastete Regulatoren sind daher auch bei gleicher rotierender Masse energischer und kräftiger, um diesen Ausdruck zu gebrauchen, weil sie mit höherer Geschwindigkeit laufen, daher eine größere Gegenkraft notwendig machen.

163. Graphische Darstellung der Gegenkraft. Untersuchungen über die Empfindlichkeit und Energie der Regulatoren werden durch die Benützung graphischer Methoden der Darstellung der Gegenkraft sehr erleichtert; eine solche Methode (nach Hartnell*) soll nachstehend erörtert werden.

Hat man F für verschiedene Pendelstellungen bestimmt, dann zeichne man eine Kurve P_1P_2 Fig. 149, deren Abscissen den Halbmessern r der Pendelbahnen und deren Ordinaten den zugehörigen Werten von F entsprechen. Um nun jene Konfiguration zu finden, die einem gegebenen Werte der Geschwindigkeit n entspricht, ziehe man durch O eine Linie OS unter einem solchen Winkel gegen die Abscissenachse, daß

$$\text{tang } XOS = 4\pi^2 n^2 M.$$

Unter Zugrundelegung derselben Maßeinheiten stellt die Abscisse OX den r -Wert, die Ordinate SX den F -Wert des Punktes S dar; wenn daher die Linie OS die Kurve der F -Werte des zu untersuchenden Regulators im Punkte P schneidet, dann ist für diesen Punkt

$$PA = F = OA \text{ tang } AOP = 4\pi^2 n^2 r M;$$

der Durchschnittspunkt P bestimmt daher den Halbmesser r jener Kreisbahn, welche die Pendel bei der gegebenen Geschwindigkeit n beschreiben. In gleicher Weise wird die Tangente des Neigungswinkels irgend einer anderen durch O gezogenen, die F -Kurve durchschneidenden Geraden OP_1 oder OP_2 gegen die X -Achse proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit jener Kreisbahn sein, welche dem Halbmesser OA_1 beziehungsweise OA_2 entspricht. Wenn daher OA_1 den Halbmesser der kleinsten, OA_2 jenen der größten Pendelbahn darstellt, entsprechend den

*) *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1882.

Stellungen für Volldampf beziehungsweise Dampfabschluß (größte, beziehungsweise Nullfüllung), dann bestimmen die Neigungen der Linien OP_1 beziehungsweise OP_2 gegen die X-Achse die ganze Reihe von Veränderungen, welche die Geschwindigkeit n infolge der Stabilität des Regulators, von dem Einflusse der Reibung abgesehen, durchläuft.

Um die Geschwindigkeitsänderungen unter Berücksichtigung der Reibung zu bestimmen, zeichnet man über, beziehungsweise unter die P_1P_2 -Kurve Fig. 150 ein Paar zusätzlicher Kurven Q_1Q_2 und R_1R_2 , die Werte $F+f$ und $F-f$ in Beziehung zu r darstellend. Die kleinste Geschwindigkeit des Regulators ist durch die Neigung der Linie OR_1 , die größte hingegen durch die Neigung der Linie OQ_2 bestimmt.

Die totale Arbeit, welche der Regulator infolge der Konfigurationsänderung vom Halbmesser OA_1 auf OA_2 , oder während der steigenden

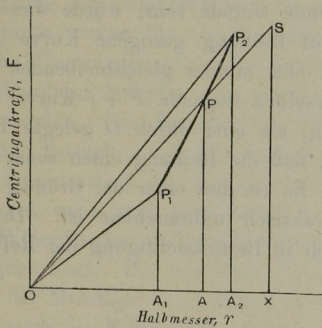


Fig. 149.

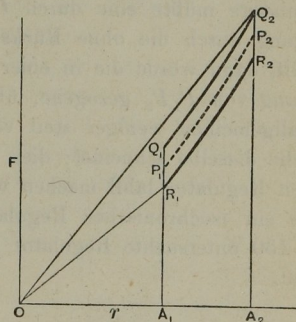


Fig. 150.

Bewegung der Pendel von A_1 nach A_2 , per Pendel verrichtet, ist ohne Berücksichtigung der Reibung gegeben durch die Fläche $A_1P_1P_2A_2$, in Wirklichkeit jedoch durch die Fläche $A_1Q_1Q_2A_2$. Andererseits entspricht die während der sinkenden Bewegung der Pendel von A_2 nach A_1 von denselben abgegebene Arbeit der Fläche $A_2R_2R_1A_1$; die Differenzfläche $R_1Q_1Q_2R_2$ wurde für Überwindung der Reibung während der Verstellung des Regulierorganes von Volldampf auf Nullampf oder die Verstellung der Steuerung von größter Füllung auf Nullfüllung verbraucht.

Die Energie des Regulators ist bestimmt durch die Fläche $A_1P_1P_2A_2$, d. i. (ohne Berücksichtigung der Reibung) die aufgenommene und abgegebene Arbeit, während sich die Pendel von einer Grenzlage in die andere bewegen. Unter der Voraussetzung, daß die Reibung keine wesentliche Unregelmäßigkeit der Geschwindigkeit hervorruft, muß diese Fläche ein Vielfaches der Flächen $P_1Q_1Q_2P_2$ beziehungsweise $P_1R_1R_2P_2$ sein. Wenn die Reibung f , wie oben vorausgesetzt wurde, den gleichen Wert für die

steigende wie für die fallende Bewegung besitzt, dann sind diese beiden Flächen einander gleich; die Konstruktion Fig. 149 ist jedoch ohneweiters auch auf den Fall anwendbar, daß der Wert von f sich mit der Bewegungstendenz ändert.

Die Eigenschaft der Stabilität fordert, daß die Neigung der F -Kurve gegen die X -Achse größer sein muß, als die Neigung irgend einer durch O gezogenen Geraden, welche die Kurve an einem Punkte innerhalb der Reihe möglicher Konfigurationen des Regulators trifft. Die in Fig. 149 gezogene Kurve entspricht somit einem stabilen Regulator, weil eine beliebige durch O gehende Linie OP weniger steil verläuft, als die Kurve selbst im Punkte P ; es wird hierdurch der in § 154 ausgesprochenen Bedingung der Stabilität, daß die Gegenkraft rascher zunehmen muß als der Radius, entsprochen. Die F - über r -Kurve eines vollkommen isochronischen Regulators müßte eine durch O gehende Gerade sein; würde diese Bedingung durch die ohne Rücksicht auf Reibung gezogene Kurve P_1P_2 erfüllt, dann würde die in einer mehr oder minder gleichbleibenden Entfernung von P_1P_2 gezogene, über derselben liegende $F + f$ -Kurve Q_1Q_2 im allgemeinen weniger steil verlaufen, als eine durch O gelegte Linie, welche dieselbe schneidet; dies besagt, daß die Reibung einen sonst neutralen Regulator labil machen würde. Es ist dies einer der Gründe, weshalb ein isochronischer Regulator praktisch unbrauchbar ist. Der in Fig. 150 untersuchte Regulator ist auch in Berücksichtigung der Reibung stabil.

165. Unstetigkeit der Regulatoren. Abgesehen von den oben erörterten Gründen ist eine geringe Stabilität eines Regulators unter allen Umständen, namentlich aber dann erforderlich, wenn eine Änderung der Geschwindigkeit einen gewissen Zeitaufwand benötigt, um auf die Zufuhr der Arbeitsflüssigkeit regulierend einwirken zu können.

Ein überempfindlicher Regulator ruft stets und zwar aus mehrfachen Gründen in der von ihm bedienten Maschine eine erzwungene Unruhe oder Unstetigkeit hervor. Sobald sich eine Änderung der Geschwindigkeit fühlbar macht, tritt zunächst eine Verzögerung der Gegenaktion der Maschine ein, so rasch auch der Regulator seine Konfiguration ändert; der Regulator ist nicht imstande, die Geschwindigkeit augenblicklich zu beherrschen, nachdem in der Maschine und zwar in den bewegten Teilen derselben, als auch in jener Dampfmenge, welche das Regulier- oder Einlaßorgan bereits passiert hat und Arbeit in der Maschine verrichtet, noch eine gewisse Energie aufgespeichert ist. Wirkt der Regulator auf ein Drosselorgan, dann bildet das Volumen des Steuergehäuses selbst nach vollständigem Schluß des Organes noch ein Dampfreservoir, welches die

Geschwindigkeit der Maschine beeinflusst; wirkt der Regulator hingegen direkt auf die Änderung der Füllung ein, dann kann, wenn die Füllung bereits beendet war, der Einfluß des Regulators erst mit dem nächsten Kolbenhube beginnen. Dieses Verschleppen der Wirkung des Regulators macht sich bei Compoundmaschinen doppelt fühlbar, weil jene Dampfmenge, welche die Kontrolle des Regulators bereits passiert hat und sich somit in der Maschine befindet, noch während der Dauer einer vollen Umdrehung Arbeit verrichtet, auf welche der Regulator gar keinen Einfluß mehr nehmen kann. Dieses Aufspeichern von Energie in einer Maschine, deren Regulator nahezu isochronisch ist, hat zur Folge, daß im Falle einer mehr oder minder plötzlichen Entlastung der Maschine die Geschwindigkeit so rasch steigt, daß der Regulator über sein Ziel hinauschießend eine Konfiguration annimmt, welche eine zu weit gehende Verminderung des Dampfzuflusses beziehungsweise der Füllung zur Folge hat. Hierdurch nimmt die Geschwindigkeit ebenso rasch wieder ab und die gleiche Überregulierung wiederholt sich in entgegengesetzter Richtung; der Regulator befindet sich somit in einem Zustande forcierten Hin- und Herpendelns. Die Tendenz der Unstetigkeit fußt somit in diesem Falle auf der Tatsache, daß die Änderung der Dampfarbeit der Änderung der Widerstandsarbeit der Maschine nicht unmittelbar folgt, sondern stets ein gewisses, wenn auch noch so kleines Zeitintervall zwischen der Änderung des Widerstandes und der korrespondierenden Änderung der Arbeit des Dampfes liegt. Ein ähnliches Zeitintervall und die daraus folgende Tendenz der Maschine zu fortwährenden Geschwindigkeitsschwankungen kann aber auch die Folge einer anderen Ursache sein, welche unabhängig von der Nachwirkung der zwischen Regulier- oder Abschlußorgan und Kolben eingeschlossenen Dampfmenge ist. Ein empfindlicher Regulator braucht mitunter, speziell bedingt durch die Art und Weise der Bewegungsübertragung auf die Maschine, eine gewisse, wenn auch geringe Zeit, um eine neue Stellung anzunehmen, wenn die Belastung der Maschine plötzlich vermindert wird; er beginnt das Drosselorgan zu schließen oder die Füllung zu beeinflussen; dies nimmt jedoch Zeit in Anspruch und inzwischen ist der Dampfzufluß außer Verhältnis groß, infolgedessen das Schwungrad die überschüssige Leistung aufnehmen muß und den Gang der Maschine steigernd beschleunigt. Während dieser Zeit hat nun der Regulator den Dampfzufluß gesteuert, die erhöhte Geschwindigkeit hat denselben jedoch in eine Position gedrängt, welche wieder eine zu weitgehende Regulierung beziehungsweise Verminderung der Dampfarbeit zur Folge hat. Es können daher auch in solchen Fällen erzwungene Geschwindigkeitsschwankungen der Maschine eintreten, welche sich in einem unruhigen, unstillen Gange derselben äußern; speziell in Maschinen, welche mit schweren Schwung-

rädern unter verhältnismäßig geringer Belastung laufen, kann diese Erscheinung häufig beobachtet werden, während dieselbe Maschine sich bei schwerer Belastung ohne fühlbare Unstetigkeit regulieren würde.

Auch durch die Reibung des Regulators und des Reguliermechanismus kann dieselbe Erscheinung hervorgerufen werden. Die Reibung hindert den Regulator, somit auch das Regulierorgan, seine Lage zu ändern, bis die Geschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade angewachsen ist oder abgenommen hat; und wenn dann die Bewegung beginnt, dann geht sie über jene Grenzen hinaus, welche einer korrekten Regulierung entsprechen; dieser Effekt wird noch gesteigert durch das Moment, welches die Pendel bei ihrer Bewegung erlangen. Oszillationen infolge des eigenen Beharrungsvermögens des Regulators können dadurch verhindert werden, daß man der Bewegung desselben einen unverändert bleibenden Widerstand entgegenstellt, welcher eine plötzliche oder zu rasche Stellungsänderung hindert, ohne jedoch die schließliche Gleichgewichtslage der Pendel zu beeinflussen. Dieser konstante Widerstand wird gewöhnlich durch eine Öl- oder Luftbremse gebildet, welche aus einem mit Öl oder Luft gefüllten kleinen Cylinder besteht, in welchem sich ein mit dem Regulator in Verbindung stehender Kolben lose, d. h. mit einem gewissen Spielraum, durch welchen die Flüssigkeit von der einen nach der anderen Seite entweichen kann, bewegt. Auf eine solche Konstruktion wurde bereits früher bei Besprechung des parabolischen Regulators Fig. 143 hingewiesen.

165. Achsenregulatoren. Namentlich bei schnellgehenden Maschinen pflegt man heutzutage mit Vorliebe Regulatoren anzuwenden, deren Pendel nicht um eine eigene vertikale Spindel, sondern direkt um die Maschinenwelle (oder Steuerwelle) beziehungsweise mit dieser, also in einer vertikalen Ebene rotieren; der Ausschlag der Pendel erfolgt also nicht, wie bei den bis jetzt betrachteten Regulatoren, in einer durch die Drehachse gehenden, sondern in einer zu derselben senkrechten Ebene. Nachdem die Antriebsexcenter auf der Maschinenwelle (oder Steuerwelle) auch in einer zu dieser senkrechten Ebene liegen, so kann die Bewegung der Pendel direkt zur Verstellung der Excenter benützt werden. Durch die hierdurch herbeigeführte Änderung der Excentrizität und des Voreilwinkels des Steuerexcenters kann die Füllung der Maschine direkt verändert werden. Man nennt solche Regulatoren Achsenregulatoren oder Flachregler.

Ein Beispiel eines solchen Regulators zeigt Fig. 151, der Regulator der Armington-Simsmaschine.

Diese Maschine ist von nur einem Schieber gesteuert, auf dessen Excenter der Regulator in der Weise einwirkt, daß die Lageveränderung

der rotierenden Massen M , M gleichzeitig Excentrizität und Voreilwinkel verstellen. Das Excenter selbst besteht aus einer inneren Excenterscheibe C , welche lose auf der Welle sitzt, und einer zweiten äußeren Excenterscheibe D , welche auf C gleitet; die vereinte Bewegung wird durch Excenterbügel und Stange auf den Schieber übertragen. Kleinere Schnellläufer sind vielfach mit Regulatoren nach Art der Fig. 151 ausgeführt.

Die Pendelgewichte der Achsenregler müssen gegenseitig so geführt werden, daß sie gleichmäßig um die Achse ausschlagen, damit sie sich gegenseitig ausbalancieren. Nachdem sich in anbetracht der zur Achse senkrechten Bewegung Gleitstückgewichte nicht anbringen lassen, so können zur Herbeiführung des Gleichgewichtes mit den Zentrifugalkräften der rotierenden Massen nur ausschließlich Federn benützt werden. Die Gleichgewichtsbedingungen sind sehr einfach, da die Arbeit der ausbalancierten Pendelgewichte gleich Null ist; die Arbeit der Zentrifugalkraft ist somit gleich der Arbeit der Federnspannung. Damit die Reibung in den Gelenken des Regulators möglichst vermindert wird, was in anbetracht der in diesen Reglern auftretenden großen Zentrifugalkräfte notwendig ist, empfiehlt es sich, die Federn so anzuordnen, daß sie die Zentrifugalkräfte direkt auffangen.

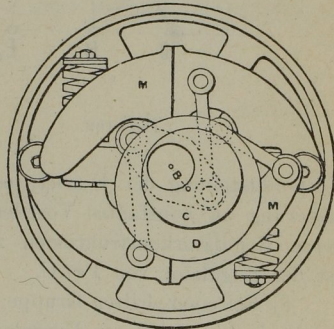


Fig. 151.

Bezüglich der Art und Weise der Verstellung des Excenters wird prinzipiell eine solche Verstellung angestrebt, bei welcher das lineare Voreilen des Schiebers konstant bleibt. Die Kurve, in welcher sich der Excentermittelpunkt in diesem Falle bewegt, ist die an früherer Stelle erwähnte, auch bei den Coulissensteuerungen angestrebte, zur Totlage der Kurbel senkrechte gerade Linie.

Nach der Art der Verstellung des Excenters lassen sich folgende Arten von Achsensregulatoren unterscheiden:

a) Solche, bei welchen das Excenter (als einfache Excenterscheibe) direkt auf der Welle verdreht wird; die Scheibe ist mit einem zweiarmigen Hebel verbunden, der zur Ausbalancierung der Pendelgewichte benutzt wird. Die Mittelpunktskurve ist somit ein zum Wellenmittel konzentrischer Kreis (Fig. 152, S. 360); das lineare Voreilen ist stark veränderlich. Es ist dies die roheste und daher am wenigsten gebräuchliche Art der Excenterverstellung.

b) Der Drehpunkt des Excenters G (Fig. 153) fällt nicht mit dem Wellenmittelpunkte zusammen, sondern liegt außerhalb desselben; das Excenter wird daher konstruktiv aus zwei Scheiben gebildet: einer inneren oder primären Excenterscheibe, welche mit der Welle fest verbunden ist und einer äußeren oder sekundären Scheibe, welche sich lose um die

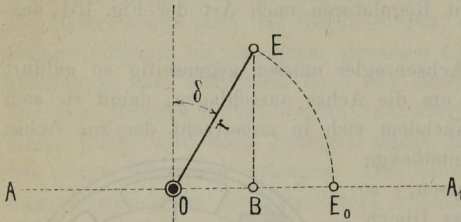


Fig. 152.

innere Scheibe dreht und unter dem Einflusse des Regulators steht. Die Mittelpunktskurve des Excenters, als Kreisbogen um den Mittelpunkt des primären Excenters beschrieben, fällt bei geeigneter Wahl der Lage des letzteren zum Wellenmittel mehr in die Richtung der Senkrechten zur Totpunktstellung der Kurbel; es ist somit eine bedeutend größere Annäherung an konstantes Voreilen erreicht. Diese Anordnung liegt mehreren Regulatorkonstruktionen zugrunde; die bekannteste unter diesen ist der Regulator von Pröll.

c) Bei einer dritten Gruppe von Regulatoren liegt der Excentermittelpunkt E der einteiligen Excenterscheibe auf einem langen Hebel GE und

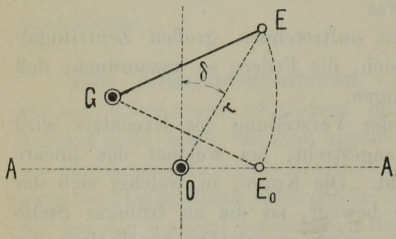


Fig. 153.

beschreibt somit einen Kreisbogen von großem Halbmesser, der infolgedessen so flach gekrümmt ist, daß er die angestrebte gerade Linie konstanten Voreilens angenähert ersetzen kann. Den Krümmungsmittelpunkt G nimmt man gewöhnlich in der der Totlage der Kurbel entsprechenden Geraden an, doch erhält man eine noch größere Annäherung an konstantes Voreilen, wenn man den Drehpunkt des Hebels von G nach G' , in die durch die Mitte von E und E_0 gezogene, zur XX-Achse parallele Gerade verlegt (Fig. 154). In diese Gruppe gehören die Achsenregulatoren der Westinghouse- und Ide-Maschine.

d) Bei der vierten Gruppe von Regulatoren werden beide Excenterscheiben so verstellt, daß der Excentermittelpunkt durch eine mehr oder weniger genaue Geradföhrung sich längs einer annähernd geraden Linie bewegt. Als ein Beispiel der Regulatoren dieser Art sei der früher besprochene Regulator der Armington-Simsmaschine genannt.

Die Achsenregulatoren unterscheiden sich insofern in ihrer Wirkungsweise von den gewöhnlichen Regulatoren, daß sie direkt auf die Verstellung des Excenters einwirken, somit nicht wie diese nur das Steuergetriebe verändern, ohne die Bewegung desselben mitzumachen. Nachdem das Excenter lose auf der Welle sitzt und nur durch den Regulator in seiner jeweiligen Stellung gehalten wird, vertritt dieser gewissermaßen den Keil des Excenters; der Regulator muß daher die sonst im Keil auftretenden, der Verdrehung des Excenters entgegenwirkenden Kräfte ersetzen. Da der Regulator jedoch kein starrer Mechanismus, sondern zufolge der in demselben wirkenden Federkräfte nachgiebig ist, werden die Excenterstangenkräfte fortwährende, wenn auch geringe Verschiebungen im Regulator hervorrufen. Die Federspannungen müssen daher so groß gewählt werden, daß durch diese Bewegungen im Regulator die Zuverlässigkeit der Regulierung sowie die Regelmäßigkeit des Ganges der Maschine nicht beeinträchtigt werden.

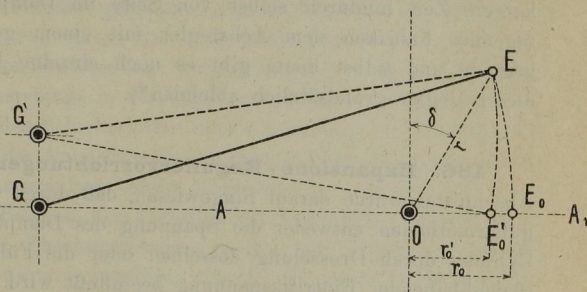


Fig. 154.

Die Flachregler gestatten, wie aus dem Gesagten hervorgeht, einen unmittelbaren Einfluß auf die zu steuernden Organe, sowie bei sachgemäßer richtiger Ausführung eine sehr energische Regelung, wie solche bei der Übertragung durch Zwischenglieder kaum in gleichem Maße erreicht werden kann. Die Entwicklung der Flachregler wurde durch die hohen Anforderungen, welche der elektrische Licht- und Kraftbetrieb an die Regelung der Kraftmaschinen stellt, ungemein gefördert, und damit auch die Vorurteile, welche lange Zeit hindurch der allgemeineren Anwendung derselben entgegenstanden, zerstreut. Diese Vorurteile seitens der Maschinenfabriken waren wohl in erster Linie dadurch begründet, daß sich die Flachregler nicht wie andere Regulatoren dazu eignen, gleichsam fabrikmäßig auf Lager gebaut zu werden, nachdem dieselben, um die unmittelbare Einwirkung auf das Steuerexcenter zu ermöglichen, mit wenigen Ausnahmen direkt auf der Kurbelwelle oder Steuerwelle (Lentzsteuerung) sitzen müssen, also von der Umlaufzahl der Maschine abhängig sind. Dieser unmittelbare Antrieb des Reglers bedingt, daß jede Änderung der für die Berechnung desselben zu Grunde gelegten Umlaufzahl entweder eine Änderung der

Federspannung, der Gewichte oder der Übertragungsverhältnisse zur Folge hat. Nun sind aber diese Verhältnisse, um eine maximale Wirkung zu erzielen, nur innerhalb enger Grenzen veränderlich; andererseits sind namentlich bei den älteren nicht vollkommen ausbalancierten Regulatoren die Gewichte der Excenter und des Gestänges von wesentlichem Einflusse auf die Umlaufszahl derselben und müssen daher bei Berechnung und Konstruktion des Reglers genau berücksichtigt werden. Flachregler lassen sich daher, da für eine bestimmte mittlere Umlaufszahl berechnet und gebaut, geänderten Tourenzahlen nur schwer oder gar nicht anpassen. Dies sowie der Umstand, daß die Ausführung der Achsenregulatoren besondere Aufmerksamkeit erfordert, hat es mit sich gebracht, daß man längere Zeit hindurch selbst von Seite im Dampfmaschinenbau hervorragender Fabriken dem Achsregler mit einem gewissen Mißtrauen begegnete und selbst heute gibt es noch einzelne Fabriken, die den Bau dieser Regler grundsätzlich ablehnen*).

166. Expansions-Reguliervorrichtungen. Zu Eingang dieses Abschnittes wurde darauf hingewiesen, daß durch die gebräuchlichen Reguliermethoden entweder die Spannung des Dampfes vor Eintritt in den Cylinder durch Drosselung desselben oder die Füllung des Cylinders bei gleichbleibender Eintrittsspannung beeinflußt wird.

Die ursprünglich von Watt eingeführte Drosselklappe besteht aus einer elliptischen, in den kreisrunden Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres schräg eingebauten Platte, welche sich um eine zur Rohrachse senkrechte Spindel dreht; je nach der Stellung dieser Klappe ist der Rohrquerschnitt entweder frei, teilweise oder gänzlich geschlossen. Die Spindel ist in direkter Verbindung mit dem Regulator, welcher somit den Durchflußquerschnitt, also auch die Spannung des Eintrittsdampfes regelt. Da die Klappe symmetrisch zu ihrer Achse angeordnet, also gegen die Wirkung des Dampfes entlastet ist, hat der Regulator außer der Eigenreibung und jener des zumeist sehr einfachen Gestänges nur die Reibung der Spindel infolge der geringen Drehbewegung derselben zu überwinden; diese Reguliermethode benötigt daher keine energischen Regulatoren.

*) Abhandlungen über Achsenregulatoren siehe: W. Lynen, *Die Berechnung der Centrifugalregulatoren*, Berlin 1895. — *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*: 1895 und 1896: M. Tolle, *Beiträge zur Beurteilung der Centrifugalpendelregulatoren*; 1898, S. 327: *Achsenregler mit entlasteten Gelenken*; 1898, S. 549: *Drehschieber- und Kolbenschiebersteuerung mit Flachreglern*; 1899, S. 65: *Die Verstellkraft der Regulatoren*; 1899, S. 506: Prof. Stodola, Zürich, *Das Siemenssche Regulierprinzip und die amerikanischen „Inertia“-Regulatoren*; 1901, S. 981: *Die Fortschritte im Baue von Flachreglern*.

Statt der einfachen Drosselklappe werden heutzutage zumeist entlastete Kolbenschieber oder Doppelsitzventile verwendet.

Wirkt der Regulator direkt auf Änderung der Füllung ein, dann ist die allgemeine Anordnung der Reguliervorrichtung in erster Linie abhängig von der Art der Steuerorgane. Bei Verwendung von Flachschiebern wird entweder der Hub des Grundschiebers bei Einschiebersteuerungen, oder jener des Expansionsschiebers bei Doppelschiebersteuerungen verstellt, oder aber die Überlappungsbreite des Expansionsschiebers derart geändert, daß hierdurch früherer oder späterer Abschluß der Kanäle des Grundschiebers erfolgt.

Als ein Beispiel der Regulierung durch Änderung des Schieberhubes dient der bereits früher namhaft gemachte Regulator Fig. 135. Der Schieber erhält seine Bewegung von einem Excenter durch Vermittelung einer um einen Fixpunkt schwingenden Coulisse; der Regulator verstellt den Angriffspunkt der Schieberlenkerstange in der Coulisse und damit den Schieberhub.

Die Veränderung des Schieberhubes durch Änderung der Excentrizität und des Voreilwinkels des Antriebsexcenters mittels Achsenregulator wurde im vorhergehenden Paragraphen bereits besprochen.

Als ein weiteres Beispiel der Füllungsänderung durch Änderung des Schieberhubes sei des Zusammenhanges wegen die seinerzeit beliebte Schlepsschiebersteuerung erwähnt; dieselbe hat heute kaum mehr als historisches Interesse. Der Expansionsschieber besteht aus zwei Lappen, welche infolge der zwischen denselben und dem Grundschieber unter dem Drucke des Dampfes auftretenden Reibung von diesem so lange mitgenommen werden, bis sie, durch einen Anschlag zurückgehalten, sich über die Kanäle des Grundschiebers hinwegschieben und diese schließen; der frühere oder spätere Schluß hängt von der Stellung des beweglichen Anschlages ab. Indem dieser Anschlag vom Regulator verstellt wird, beeinflusst derselbe direkt die Füllung.

Die Schlepsschiebersteuerung eignet sich vermöge ihrer Wirkungsweise nur für langsam gehende Maschinen; andererseits gewährt dieselbe mit Rücksicht auf das lineare Voreilen des Grundschiebers und den Umstand, daß die Füllung beendet sein muß, wenn der Grundschieber in seiner äußersten Stellung steht, nur geringe Maximalfüllungen, zwischen 30 und 40% des Cylinderhubes. Unter den Schlepsschiebersteuerungen war seinerzeit die nach ihrem Konstrukteur benannte Farcot-Steuerung die beliebteste.

Unter den Steuerungen, bei welchen die Überlappung des Expansionsschiebers durch den Regulator verändert wird, ist die bekannteste und bewährteste Konstruktion die bereits bei Besprechung der Doppelschiebersteuerungen erwähnte Ridersteuerung. Durch achsiale Verdrehung des

cylindrisch aufgerollten, trapezförmigen Expansionsschiebers wird die Distanz der Arbeitskanten verändert und dadurch, bei gleichbleibendem Schieberhub, der frühere oder spätere Abschluß der Durchflußkanäle des Grundschiebers erzielt. Diese Verdrehung besorgt der Regulator. Bei vollständig entlasteten Schiebern hat der Regulator nur die Reibung der Schieberspindel und Gestänges zu bewältigen. Ist der Schieber nicht entlastet, dann sind allerdings die Reibungswiderstände bedeutend und bedürfen einen Regulator von großem Energievermögen.

Die namentlich bei großen stationären Dampfmaschinen am weitesten verbreitete automatische Regulierung der Füllung besteht dem Wesen nach darin, daß das Steuerorgan mit dem Antriebs-elemente nicht in fortwährend zwangläufiger Verbindung steht, sondern derart mit demselben gekuppelt ist, daß eine Lösung dieser Verbindung an irgend einer Stelle des Füllungshubes möglich ist. Den Zeitpunkt der Lösung bestimmt der Regulator. Die Steuerung besteht somit aus zwei Teilen: der eine Teil bleibt mit dem Antriebs-elemente, der andere Teil mit dem Steuerorgane in unveränderter Verbindung; man nennt diese Teile auch die aktive und passive Steuerung.

Bei jeder Umdrehung der Maschine findet im allgemeinen eine einmalige Lösung und Kuppelung dieser beiden Teile statt. Die Lösung erfolgt entweder in dem Momente, in welchem das Steuerorgan seine Schlußlage erreicht, oder unmittelbar vorher, in welchem Falle das Steuerorgan unter dem Einflusse eines Gewichtes, einer Feder etc. freiläufig, also nahezu plötzlich in seine Schlußlage zurückkehrt. Man kann daher von diesem Gesichtspunkte betrachtet die Steuerungen in zwangläufige und freiläufige oder Ausklinksteuerungen unterscheiden. Die ganze große Gruppe dieser Steuerungen nennt man **Präzisionssteuerungen**.

Das steuernde Organ wird stets mit gleicher Geschwindigkeit geöffnet, ob die Füllung groß oder klein ist, und bleibt während der Admission verhältnismäßig lang geöffnet, um nahezu plötzlich zu schließen. Die Indikatordiagramme haben daher, gut funktionierende Steuerungen vorausgesetzt, nahezu horizontale Admissionslinien und scharf ausgeprägten Füllungsschluß.

Die Steuerorgane der Präzisionsmaschinen sind entweder Drehschieber oder Ventile. Die erste Drehschiebermaschine dieser Art wurde 1849 von G. H. Corliß in Providence, U. S., eingeführt*) und im Laufe der Jahre wesentlich verbessert, sowie neue konstruktive Ausführungen desselben Grundgedankens auch von anderen Konstrukteuren ersonnen wurden;

*) Corliß hatte am 10. März 1849 sein erstes Patent auf die von ihm erfundene Steuerung mit 4 getrennten Flachschiebern genommen; erst 1850 benutzte er die von Maudslay & Co. schon 1845 als Verteilschieber eingeführten Rundschieber.

diese Maschinentype in ihren verschiedenen Varianten führte lange Zeit hindurch den Namen Corlißmaschine.

Nachdem der Drehschieber (Corlißschieber, Corlißhähne) als Steuerorgan bereits im vorhergehenden Abschnitt besprochen wurde, erübrigt hier nur mehr, die Art und Weise der Einwirkung des Regulators zu erörtern.

Die Original-Corlißsteuerung und deren Varianten sind Ausklinksteuerungen. Als Beispiel sei die Spencer-Inglis-Steuerung Fig. 155 und

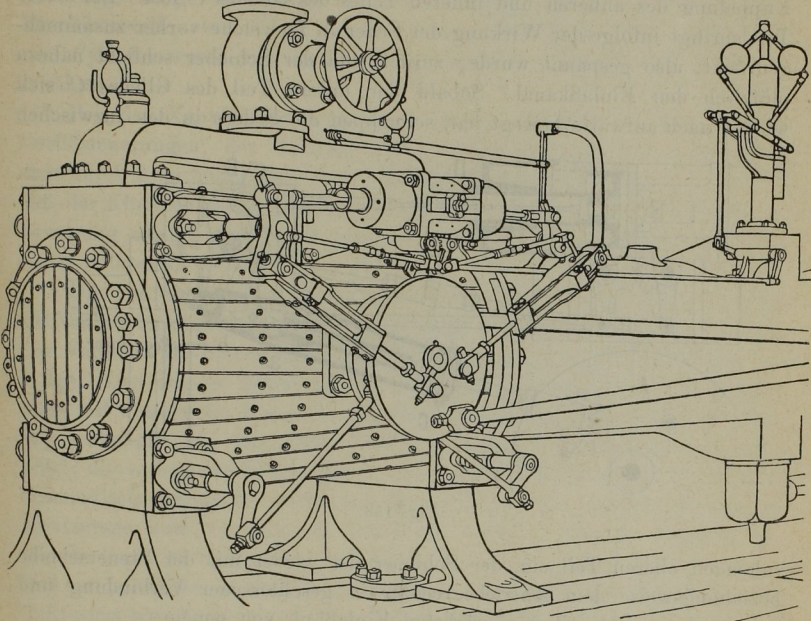


Fig. 155.

156 gewählt*). Die senkrecht zur Achse des Dampfzylinders gelagerte Steuerscheibe *A* erhält ihre schwingende Bewegung von einem Excenter der Maschinenwelle und überträgt dieselbe durch Vermittelung des Zwischenliedes *B* auf den Einlaßschieber *C*.

Die Auslaßschieber am Bauche des Cylinders sind entweder von derselben Steuerscheibe oder von einer zu dieser parallel gelagerten Scheibe mit eigenem Excenterantrieb gesteuert.

*) Spencer & Inglis in London patentierten 1868 eine Corlißsteuerung, welche A. Collmann 30 Jahre später als Grundlage zu seiner neuen Steuerung benützte.

Das Glied *C* besteht aus zwei Teilen; der eine Teil ist an den Zapfen des Schieberhebels *B* angelenkt und führt sich auf einer Stange des zweiten Teiles, welcher seinerseits an dem Zapfen der Steuerscheibe *A* angreift; beide Teile sind durch die nach innen federnden Blattfedern *aa* verbunden. Zwischen den Federn und mit dem oberen Stücke durch einen Bolzen drehbar verbunden, befindet sich ein Daumen *b*, welcher sich bei der Einwärtsbewegung des Gliedes *C* mehr und mehr aufrichtet, bis er in einem bestimmten Momente die Federn auseinander drückt und dadurch die Kuppelung des äußeren und inneren Teiles des Gliedes *C* löst. Der obere Teil springt infolge der Wirkung der Feder in *D*, welche vorher zusammengedrückt, also gespannt wurde, zurück und der Schieber schließt nahezu plötzlich den Einlaßkanal. Sobald der untere Teil des Gliedes *C* sich wieder nach aufwärts bewegt hat, schnappen die Federn in den inzwischen

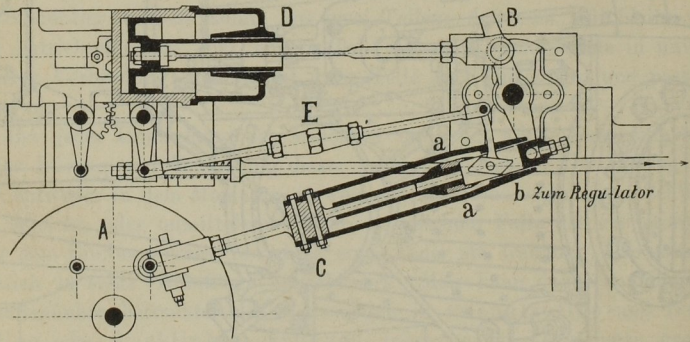


Fig. 156.

ruhenden oberen Teil ein, der Schieber ist wieder mit der Steuerscheibe beziehungsweise dem Antriebsexcenter in geschlossener Verbindung und das Spiel beginnt mit dem nächsten Einlaßhub von neuem.

Die Stellung des Daumens *b* wird vom Regulator durch Vermittelung der Stange *E* in der Weise beeinflusst, daß sich bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine der Daumen im Gliede *C* früher aufrichtet, die Blattfedern daher früher auseinanderdrückt, die Verbindung zwischen aktiver und passiver Steuerung somit löst, wenn der Kolben einen kleineren Teil seines Hubes zurückgelegt hat.

Die zweite Cylinderseite wird in gleicher Weise gesteuert und reguliert.

Die Corliß-Drehschiebersteuerungen wurden seinerzeit durch die Präzisionsventilsteuerungen verdrängt und haben erst in neuerer Zeit durch die Konstruktionen von Frikart u. a. wieder an Terrain gewonnen.

Die Ventilsteuerungen erfordern, da die Bewegung der Ventile und deren Spindeln, im Gegensatze zu der horizontalen Bewegung der Drehschieber, vertikal sein muß, einen anderen Antrieb wie diese; die steuernden Excenter (auch unrunde Scheiben für die Auslaßorgane) sitzen bei den Ventilsteuerungen liegender Maschinen auf einer zur Maschinenachse parallel gelagerten, von der Kurbelwelle durch ein rechtwinkeliges Kegeiräderpaar mit der Übersetzung 1:1 angetriebenen Steuerwelle. Bei den in neuester Zeit wiederholt gebauten stehenden Maschinen mit Ventilsteuerung erfolgt der Anhub der Ventile durch Excenter direkt von der Maschinenwelle aus. Über die Anwendung der Ventile und deren Lage zum Cylinder wurde bereits im vorhergehenden Abschnitt das wichtigste erwähnt.

Bei den Ventilsteuerungen kam zuerst, neuerdings auch bei den Corlißsteuerungen, der Grundgedanke zur Anwendung, die Ausklinkung statt durch Anordnung einer verdrängenden Knagge dadurch herbeizuführen, daß der Klinkenausschlag senkrecht zur Richtung der eigentlichen Steuerbewegung erfolge und direkt durch den von der Steuerwelle ausgehenden Antrieb bewirkt werde.

Die Einführung und Ausbildung dieser Methode der Auslösung der aktiven und passiven Steuerung hatte auch die weitere Vervollkommnung des Ventiles als Steuerorgan für Betriebsmaschinen im allgemeinen zur Folge. Den Impuls hierzu gab die Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur, mit welcher der Name des Konstrukteurs dieser Steuerungen, Brown, eng verknüpft ist. Die erste Sulzermaschine stammt aus dem Jahre 1867; die verbesserte Konstruktion vom Jahre 1873 ist in Fig. 157 (S. 368) schematisch dargestellt als Beispiel dieser Gruppe von Ausklinksteuerungen. Heutzutage sind verschiedene Bauarten, welchen derselbe Gedanke zugrunde liegt, im Gebrauche, von diesen sind jene, welche von Gebrüder Sulzer herrühren, speziell hervorzuheben, wie überhaupt diese Firma die Anregung zur Ausgestaltung der Präzisionsventilsteuerungen und speziell auch der zwangsläufigen Steuerungen gegeben hat.

Die Excenterstange ist aus zwei parallelen Schienen gebildet, deren Endpunkt e durch die um d drehbare Doppelschwinge dc geführt ist; zwischen dieser Schwinge liegt der zweiarmige Ventilhebel mit dem Drehpunkte in d . An dem Endpunkte f dieses Hebels ist die zwischen den beiden Excenterstangen situierte Zugstange fe angelenkt, welche ihre Stellung durch Vermittelung des Gliedes ge und des Hebels hg erhält; die Rundstange h wird vom Regulator gedreht und damit die Zugstange fe verstellt. Die Kuppelung dieser Stange mit der Excenterstange erfolgt durch je einen Anschlag m beziehungsweise m' . Die Kante des treibenden Anschlages m durchläuft stets in demselben Sinne eine geschlossene ellipsen-

ähnliche (da der Punkt *c* nicht in einer Geraden geführt ist) Kurve, während die Kante des getriebenen Anschlages *m'* einen Kreisbogen um den

Punkt *g*, welcher bei ungeändertem Regulatorstande festliegt, beschreibt. Die Kombination der Bewegung der Kante *m* im Sinne der Excenterstangenmittellinie und der darauf senkrechten Ausschlagbewegung ersetzt die Klinkenbewegung. So lange die Kante *m* die Kante *m'* nicht berührt, ist das Ventil und die passive Steuerung in Ruhe. Sobald die beiden Anschläge zusammentreffen, beginnt der Anhub des Ventiles; die Eröffnung dauert

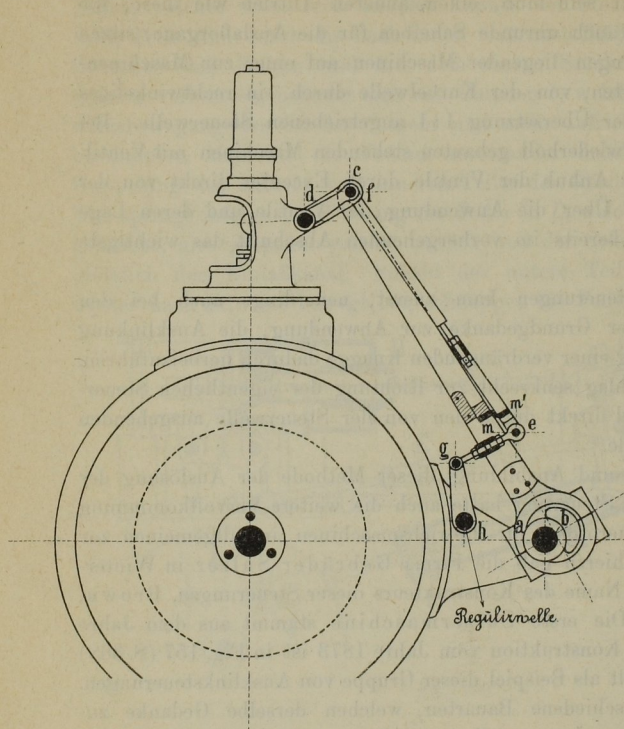


Fig. 157.

so lange wie die Berührung derselben; das Abrutschen erfolgt in dem unteren Schnittpunkte der Kurve der Kante *m* mit der Kreisbahn der Kante *m'*.

Da die Stellung der Kante *m'*, beziehungsweise die Lage der Kreisbahn derselben von der Konfiguration des Regulators abhängt, diktiert dieser die Füllung der Maschine.

Der Vorteil dieser Reguliermethode liegt darin, daß die erreichbaren Füllungsgrenzen bedeutend weiter auseinander liegen; theoretisch, ohne Rücksicht auf Voreinströmung und Vorausströmung, könnten alle Füllungen zwischen Null und Voll erreicht werden; tangiert die Kreisbahn die Bahn der Kante *m* außen, dann findet überhaupt keine Berührung von *m* und *m'*, somit keine Füllung statt; geht der Kreisbogen innen vorüber, dann

unterbleibt das Abschneiden gänzlich, das Ventil wird durch die Steuerung selbst in seine Ruhelage geführt und dann erst hebt sich die aktive Steuerung von der nun ruhenden passiven ab, um mit derselben erst nach Verlauf einer halben Umdrehung der Maschine wieder in Berührung zu treten. Zufolge der Voreinströmung und des Umstandes, daß die Füllung beendet sein muß, wenn die Ausströmung beginnt, sind die Füllungs-grenzen für Maximalfüllung in Wirklichkeit wesentlich näher gerückt.

Da der Excenterstangenpunkt *c* stets dieselbe Bewegung macht, erfolgt auch hier wie bei den Sperrklinensteuerungen die Voreinströmung immer bei derselben Kurbelstellung; ebenso wird das Gesetz für die ganze Eröffnungsbewegung durch den Grad der Füllung nicht beeinflusst; das Ventilerhebungsdiagramm zeigt für alle Füllungen dieselbe Eröffnungskurve, die Schieberellipse. Auf die Nachteile dieser Reguliermethode soll an späterer Stelle zurückgekommen werden.

Eine andere einfache Anordnung einer Ausklinkventilsteuerung zeigt Fig. 158.

Der Doppelhebel *ab* erhält in geeigneter Weise eine Oszillationsbewegung um eine im Regulatorständer fixierte Spindel und trägt an seinen Enden die beiden, um *a* und *b* beweglichen Winkelhebel.

Bei der abwärtsgehenden Bewegung von *a* setzt sich *c* auf den Hebel *d* auf, drückt denselben herunter und öffnet das Einlaßventil; in dem Maße als sich *a* nach abwärts bewegt, gleitet *c* über *d* hinweg und schnappt schließlich ab; in diesem Momente kehrt das Ventil unter dem Einflusse des Federpuffers *f* in seine Schlußlage zurück. Dieses Auslösen erfolgt früher oder später je nach der Lage eines unter dem unmittelbaren Ein-

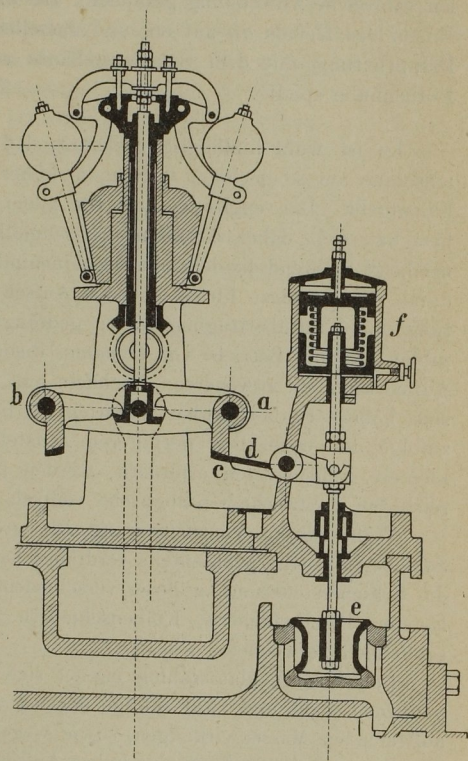


Fig. 158.

flusse des Regulators stehenden Gliedes, auf welchem der innere Arm des Winkelhebels während der Eröffnungsdauer aufruhet. Der Regulator beeinflußt daher in höchst einfacher Weise die Füllung. In gleicher Weise findet die Dampfverteilung der anderen Cylinderseite statt.

Eine spezielle Konstruktion dieser Pröllschen Reguliervorrichtung, welche den Zweck verfolgt, gewöhnliche Schiebermaschinen ohne Umbau derselben in eine automatisch regulierte Expansionsmaschine zu verwandeln, hat zahlreiche Anwendung gefunden. Bei dieser Ausführung arbeiten beide Enden des Hebels *ab* auf ein und dasselbe Expansionsventil, welches die Dampfleitung mit dem Schiebergehäuse verbindet und somit bei jedem Kolbenhube spielt.

Es ist wohl hinlänglich bekannt, daß die Anlagekosten einer Kraftmaschine um so geringer werden, je höher man mit der Geschwindigkeit hinaufgeht. Der englische und vor allem der amerikanische Maschinenbau hat sich daher beizeiten der schnelllaufenden Dampfmaschinen bemächtigt, während die deutsche Maschinenindustrie erst vor etwa zehn Jahren, durch den geradezu überraschenden Aufschwung der elektrischen Beleuchtung und Kraftübertragung hierzu gedrängt, der Erhöhung der Umlaufzahlen der zum Betriebe von Dynamos dienenden Dampfmaschinen größere Aufmerksamkeit zuwendete. Nachdem nun stehende Maschinen an und für sich höhere Umlaufzahlen gestatten als liegende Maschinen, andererseits zufolge des wesentlich geringeren Aufstellungsraumes unter Umständen kleinere Anlagekosten erfordern, werden in Deutschland sowie in Österreich für elektrische Großbetriebe vielfach stehende Maschinen gebaut.

Während die Ventilsteuerung bei großen liegenden Maschinen die Schiebersteuerung größtenteils verdrängt hat, wird bei stehenden Maschinen die Schiebersteuerung in ihren verschiedenartigen Ausführungen mit entlasteten Flachschiebern, Kolbenschiebern oder Corlißschiebern fast ausschließlich verwendet.

Für hohe Umlaufzahlen eignen sich die Ventilsteuerungen im allgemeinen nicht und zwar infolge der bei der Bewegung ihrer Einzelteile auftretenden Massenwirkungen, sowie wegen der speziell bei auslösenden Ventilsteuerungen auftretenden hohen Aufsetzgeschwindigkeiten der steuernden Flächen; auch ist die Bauart der Ventilsteuerungen zumeist vieltelliger wie jene der Schiebersteuerungen. Die Ventile haben daher als steuernde Organe bei stehenden Maschinen bis heute verhältnismäßig sehr beschränkte Anwendung gefunden*).

*) Als Beispiele neuerer stehender Großdampfmaschinen mit Ventilsteuerung seien erwähnt die Betriebsmaschinen der Berliner Elektrizitätswerke von 1500 beziehungsweise 3000 PS mit Collmann- und Sulzersteuerung, sowie die von Borsig in Berlin

Nachdem man bei älteren Ventilmaschinen mit der Umlaufszahl nicht viel über 100 pro Minute hinauskommen konnte, somit in dieser Beziehung weit hinter den stehenden Schiebermaschinen zurückblieb, war selbstverständlich die Aufmerksamkeit der Maschinenbauanstalten darauf gerichtet, durch geeignete Konstruktionen die beim Abheben und Wiederaufsetzen der Ventile bei höheren Tourenzahlen unvermeidlich auftretenden Stöße so weit als möglich zu vermindern.

Den Charakter einer Steuerung bestimmt in erster Linie die Art und Weise der Regulierung. Bei den Ausklinksteuerungen sind die erwähnten Mängel infolge des freiläufigen Schlusses schon bei geringeren Tourenzahlen unvermeidlich; solche Maschinen vertragen selbst bei sorgfältigster Ausführung nicht viel mehr als 90 bis 100 Umdrehungen pro Minute. Die Firma Gebr. Sulzer in Winterthur verwenden, wie schon an früherer Stelle erwähnt, seit neuester Zeit bei allen Großmaschinen viersitzige Steuerventile, da sie den für hohe Umdrehungszahlen wichtigen Vorteil kleiner Ventilhübe gewähren und erfahrungsgemäß weder das Einschleifen noch das Dichtthalten Schwierigkeiten verursacht. Hierdurch konnte auch mit der Tourenzahl höher hinaufgegangen werden.

Mit den sogenannten zwangsläufigen Präzisionssteuerungen, bei welchen sich die aktive Steuerung erst nach erfolgtem Ventilschluß abhebt, erreichte man eine Tourensteigerung bis 120 höchstens 130 pro Minute.

Bekanntere Konstruktionen dieser Art sind die Steuerungen von Collmann, Hartung, Sulzer, Rodovanovic u. a.

Erst in neuester Zeit wurde dem Ingenieur Lentz in Brünn eine Ventilsteuerung gesetzlich geschützt, bei der die Steuerteile in gleicher Weise wie bei Schiebermaschinen mittels einfachen Excenterantriebes, bei stehenden Maschinen von der Schwungradwelle, bei liegenden Maschinen von einer vorgelegten Steuerwelle aus, zwangsläufig betätigt werden. Bei einer stehenden 350 PS_e Verbundmaschine, welche zum Werkstättenbetriebe der Ersten Brünnner Maschinenfabriks-Gesellschaft diente, wurden bei noch vollkommen geräuschlosem Gange der Steuerung, obwohl die Maschine normal mit 200 Touren arbeitete, 320 Minutenumdrehungen erreicht. Anlässlich der Pariser Ausstellung 1900 war daselbst eine 1000 PS_e liegende Lentzsche Verbundventilmaschine ausgestellt, welche normal mit 125 Minutenumdrehungen läuft.

Das Wesen dieser Steuerung besteht darin, daß die Einlaßventile durch ein loses, verschiebbares, von einem Achsregulator hinsichtlich Vor-

für die Pariser Weltausstellung 1900 erbaute Maschine von 2500 PS mit Collmannsteuerung. Diese Maschinen laufen normal mit 105, beziehungsweise 85 und 90 Minuten Umdrehungen. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1898, 1899 und 1900.

eilwinkel und Excentrizität beeinflusstes Excenter bewegt werden; die Steuerung der Ventile gestattet außerdem zufolge einer sinnreichen Detailkonstruktion einen schnellen und dabei sanften, zwangläufigen Schluß derselben. Lentz hat somit hinsichtlich des Prinzips der von ihm angewendeten Reguliermethode auf die längst bekannte Methode der Excenterverstellung zurückgegriffen*).

Bei den vorhin erwähnten zwangläufigen Ventilsteuerungen findet kein Auslösen, sondern lediglich nur ein Verstellen eines Gliedes der äußeren Steuerung statt. Die Art und Weise der Verstellung ist durch den kinematischen Zusammenhang der Steuerung bedingt; das Verstellen selbst, welches der Regulator besorgt, soll mit der Überwindung möglichst geringer Reibungswiderstände verbunden sein.

Bahnbrechend für die Entwicklung der zwangläufigen Ventilsteuerungen war die im Jahre 1878 durch die Pariser Ausstellung bekannt gewordene Collmannsteuerung. Diese Steuerung sei daher auch als ein charakteristisches Beispiel für die Besprechung der Reguliervorrichtung beziehungsweise der Art und Weise der Füllungsänderung durch den Regulator bei Ventilmaschinen gewählt. Fig. 159 stellt die zwangläufige Collmannsteuerung für eine liegende Maschine in einigen schematischen Linien dar.

Die kurze, nach aufwärts gehende Excenterstange ist im Punkte a an den in c gelagerten zweiarmigen Hebel acb angelenkt und überträgt die Bewegung des Punktes a durch Vermittelung der Stange bde und des Wälzungshebels eh auf den Ventilhebel gf , beziehungsweise das Einlaßventil. Unter dem Einflusse dieses Gestänges allein würde das Ventil, zwangläufig gesteuert, stets dieselbe Füllung geben.

Die Änderung der Füllung wird dadurch erreicht, daß die Stange bde als Knickebel ausgeführt ist, welcher nicht nur von dem Hebel acb , sondern auch von der Auslösestange kd betätigt wird; je mehr die Stange bde im Knickpunkte d hinausgedrückt wird, desto früher weicht der Punkt e des Wälzungshebels, nachdem Punkt b stets dieselbe Bahn beschreibt, zurück, desto früher schließt das Ventil. Das Hinausdrücken des Knickpunktes d besorgt die in d angelenkte, mit ihrem Ende k hülsenartig längs der Excenterstange verschiebbare Auslösestange. Je höher der Punkt k steht, desto größer ist der Ausschlag der Excenterstange, desto mehr wird der Knickebel durchgedrückt, desto früher schließt das Ventil, und umgekehrt. Die Lage des Punktes k bestimmt der Regulator, indem er die Regulierwelle verdreht und durch Vermittelung eines Hebels und eines kurzen Lenkers die Auslösestange hebt oder herabzieht.

*) Ausführliche Beschreibung der Steuerung und des Flachreglers von Lentz siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900, S. 1449.

Der Schluß der Ventile erfolgt unter dem Einflusse des Dampfdruckes und einer Federbelastung.

Als ein weiteres Beispiel der Art und Weise, wie bei zwangsläufigen Ventilsteuerungen die Füllungsänderung durch den Regulator konstruktiv gelöst wurde, sei die Hartung-Radovanoviesteuerung, welche im Gegen-

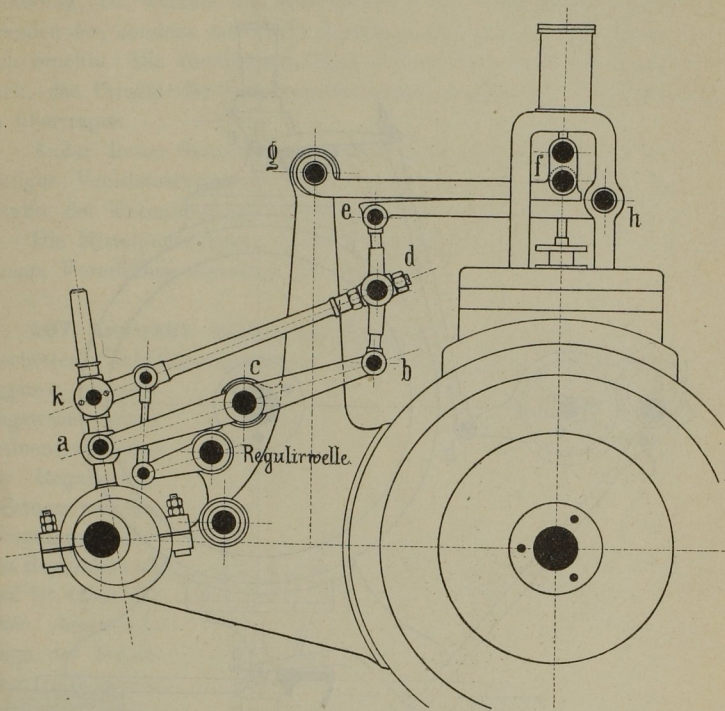


Fig. 159.

sätze zur vielgliedrigen Collmannsteuerung durch ihre außerordentliche Einfachheit auffällt, erwähnt.

Wie aus Fig. 160 und der Linienskizze Fig. 161 ersichtlich, ist diese Steuerung kinematisch identisch mit der an früherer Stelle besprochenen Lenkersteuerung von Hackworth. Die Bewegung des Excenters wird durch eine kurze, in einer stellbaren Gleitbahn geführte Excenterstange *ab*, durch Vermittelung der Zugstange *db* und des als Wälzungshebel ausgebildeten Ventilhebels *ed* auf das Einlaßventil übertragen. Der Endpunkt *b* der Excenterstange beschreibt eine Kurve, von welcher jener Teil, welcher unter dem von *d* als Mittelpunkt mit der Stangenlänge *bd*

als Halbmesser beschriebenen Kreises liegt, die Ventilerhebungskurve bildet; der über diesem Kreisbogen liegende Teil derselben wird vom Punkte *b* während der Ruhelage des Ventiles, also nach Schluß der Füllung beschrieben. Die beiden Schnittpunkte des Kreises mit der Kurve be-

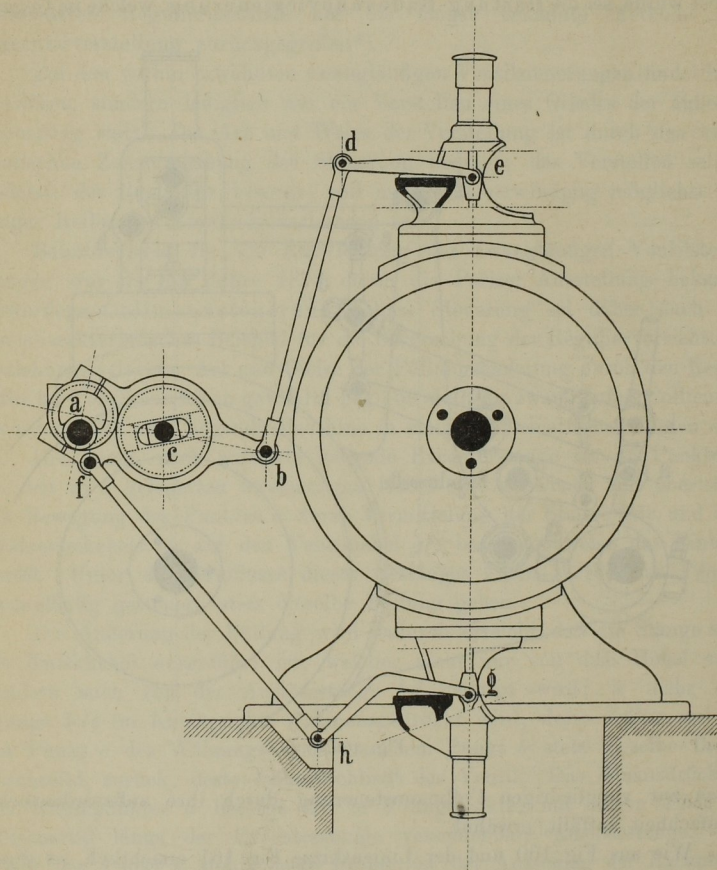


Fig. 160.

stimmen somit den Moment der Eröffnung und des Schlusses des Dampf-einlaßkanales.

Unter dem Einflusse des Regulators wird die Lage der Gleitbahn der Excenterstange in der aus Fig. 160 ersichtlichen Weise verstellt; Punkt *b* bewegt sich in einer anderen, flacher oder steiler verlaufenden

Bahn und infolgedessen fällt ein größerer oder kleinerer Teil derselben unter den von d beschriebenen Kreis. Je flacher die b -Kurve verläuft, d. h. ein je größerer Teil derselben in die Richtung der Horizontalen fällt, desto größer ist die Füllung, und umgekehrt.

Die Radovanovisteuerung ist eine Verbesserung der Original-Hartungssteuerung, bei welcher der Mittelpunkt c der Regulierwelle nicht in der Geraden ba , sondern außerhalb derselben lag, was gewisse Nachteile mit sich brachte. Die Hartungssteuerung bildete den ersten erfolgreichen Versuch, das Prinzip der Schiffsmaschinensteuerungen auf Ventilsteuerungen zu übertragen.

Außer diesen Steuerungen besteht noch eine größere Anzahl zwangsläufiger Ventilsteuerungen, welche gleichfalls den Antrieb von einem Punkte der Excenterstange unter Drehbarkeit der Führungsbahn ableiten.

Die Mittelpunktskurve dieser Steuerungen ist eine gerade Linie; das lineare Voreröffnen derselben ist konstant.

167. Indirekt wirkender Regulator. Bei den bisher betrachteten Centrifugalregulatoren hängt die Stellung des Regulierorganes beziehungsweise eines eminenten Gliedes der Reguliervorrichtung von den Konfigurationen des Regulators ab und ist daher für eine bestimmte Lage der Pendel auch vollkommen bestimmt. Bei den indirekt wirkenden Regula-

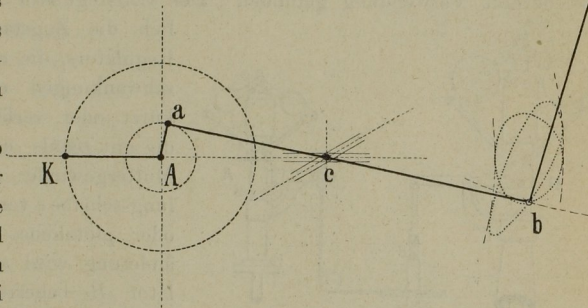


Fig. 161.

toren setzt jedoch eine Abnahme oder Zunahme der Geschwindigkeit unter oder über einen bestimmten Wert derselben, einen Reguliermechanismus in Bewegung, dessen regulierender Einfluß so lange dauert, bis die ursprüngliche Geschwindigkeit wieder erreicht ist. Der Regulator A in Fig. 162 stellt einen indirekt wirkenden Regulator dar. Der Reguliermechanismus besteht aus den beiden mit der Regulatorhülse verbundenen Scheiben c und b und der zwischen beiden situierten Scheibe der Spindel a . Sinkt der Regulator, dann kommt die Scheibe c in Berührung mit der Scheibe der Spindel a ; steigt der Regulator, dann hebt sich c ab und die

untere Scheibe b tritt mit a in Kontakt und setzt die Spindel in umgekehrter Richtung in Bewegung. Befindet sich der Regulator in der Gleichgewichtslage, dann steht weder c noch b mit a in Berührung, der Mechanismus ist somit ausgeschaltet. Nachdem der vermehrte beziehungsweise verminderte Dampfzufluß so lange dauert, als die Scheibe c beziehungsweise b in Berührung mit a steht, oder mit anderen Worten, nachdem jede Geschwindigkeitsänderung, welche c beziehungsweise b mit a in Berührung setzt, einen regulierenden Einfluß zur Folge hat, muß die Geschwindigkeit, bei welcher sich der Regulator im Zustande des Gleichgewichts befindet, zwischen sehr engen Grenzen liegen.

Diese Art der Regulierung gewährt den Vorteil, daß die Energie des Regulators nicht durch die Centrifugalkraft der Pendel begrenzt ist, indem die Bewegung des Stellzeuges durch die von der Maschine an den Regulator abgegebene Kraft erfolgt. Abgesehen von diesem Vorteile, kann ein solcher Regulator nahezu isochronisch sein. Nachdem diese Regulatoren zu langsam regulieren, finden sie bei Dampfmaschinen im allgemeinen keine Anwendung; eine Kombination derselben mit gewöhnlichen Pendelregulatoren, nach Art der Fig. 162, hat sich jedoch auch für Dampfmaschinen bestens bewährt und in neuerer Zeit bei Großmaschinen wiederholt Verwendung gefunden. Der Hilfsregulator A verstellt lediglich die Zugstange des anderen

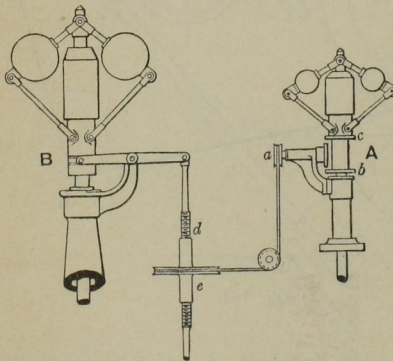


Fig. 162.

den Zufluß an Dampf, bis die normale Geschwindigkeit wieder hergestellt ist und verwandelt hierdurch den Einfluß des Regulators B , welcher stabil ist, hinsichtlich aller Schwankungen längerer Dauer in einen isochronischen. Die Energie des kombinierten Regulators ist jedoch durch jene des Regulators B begrenzt.

Regulators, die er den Belastungsschwankungen entsprechend verkürzt oder verlängert, indem er die mit rechts- und linksgängigem Muttergewinde versehene Kuppelungsscheibe e verdreht. Jede rasche oder plötzliche Geschwindigkeitsänderung wird sofort vom Regulator B beherrscht; mehr oder weniger andauernde Änderungen der Belastung oder Dampfspannung setzen den Hilfsregulator in Tätigkeit. Dieser reguliert so lange

Eine andere Gruppe von Regulatoren, welche gleichfalls als indirekt

wirkende bezeichnet werden können, bilden jene Regulatoren, deren Pendelbewegung nicht direkt, durch mechanische Verbindung, eine Stellungsänderung des Regulierorganes hervorruft, sondern dazu dient, eine Hilfsmaschine in Tätigkeit zu setzen, deren Kolben erst die Reguliervorrichtung verstellt. Die Hilfsmaschine besteht zumeist aus einem Cylinder, in welchem sich ein Kolben geradlinig bewegt; ein vom Regulator betätigter Schieber steuert den Zutritt der Arbeitsflüssigkeit. Damit der Regulator keine Unstetigkeit des Ganges der Maschine hervorruft, müssen Kolben und Schieber der Hilfsmaschine durch einen Differentialmechanismus derart verbunden sein, daß bei jeder Stellungsänderung des Schiebers durch den Regulator der Kolben einen Weg zurücklegt, welcher dem Schieberwege proportional ist. Ein Beispiel eines solchen Differentialmechanismus zeigt Fig. 163.

Die Stange *a* sei mit dem Regulator derart verbunden, daß dieselbe bei einer Geschwindigkeitszunahme gehoben wird. Die Stange *c*, welche vom Kolben *b* zum Regulierorgan führt, dient ihr als Stütze; die Schieberstange *d* wird daher gleichfalls gehoben. Infolgedessen tritt motorische Substanz (Dampf, Wasser, komprimierte Luft) über dem Kolben ein und drückt diesen herab; der Kolben zieht nun in dem Maße, als er sich abwärts bewegt, da jetzt die Stange *a* als Stützpunkt dient, *d* herab, der Schieber gelangt wieder in seine Mittelstellung, der Regulierapparat somit zur Ruhe und bleibt in dieser Lage, bis neuerdings eine Geschwindigkeitsänderung eintritt.

Ein ähnlicher Differentialmechanismus wird auch bei Dampfsteuerrudermaschinen angewendet, damit das Ruder jeder Bewegung des Handstellrades Schritt für Schritt folgt. Auch bei den Dampfumsteuerungen großer Schiffsmaschinen werden ähnliche Mechanismen verwendet, damit die Bewegung des Handrades die beabsichtigte Verstellung der Umsteuer-
vorrichtung zur Folge hat.

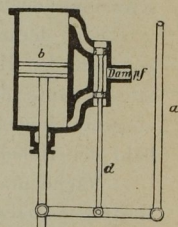


Fig. 163.

Der Differentialmechanismus hat in Verbindung mit einem indirekt wirkenden Regulator somit den Zweck, denselben hinsichtlich seiner Einwirkung auf den Gang der Maschine aus einem isochronischen in einen stabilen Regulator zu verwandeln.

163. Differential- beziehungsweise dynamometrischer Regulator. Eine weitere Gruppe von Regulatoren läßt sich hinsichtlich ihrer Anordnung und Wirkungsweise am einfachsten an Hand des in Fig. 164 skizzierten Differentialregulators von W. Siemens erläutern.

Eine Spindel *a*, welche ihre Bewegung von der Maschine erhält,

überträgt dieselbe durch Vermittelung des aus vier Kegehrädern bestehenden Differentialgetriebes auf das Glied b , welches mit einer Bremsvorrichtung (z. B. einem Windflügel, einer Centrifugalpumpe etc.) derart in Verbindung steht, daß sich der Rotation desselben ein gewisser, bei konstanter Geschwindigkeit gleichbleibender Widerstand entgegenstellt. Mit dem Räderpaar c ist ein Hebel d verbunden, welcher senkrecht zur Bildfläche ausschlägt und in diesem Sinne belastet ist.

So lange die Geschwindigkeit konstant bleibt, ändert sich auch der Bremswiderstand nicht, daher verändert auch das Getriebe c und mit diesem der Hebel d seine Lage nicht. Sobald die Geschwindigkeit zunimmt, muß von a durch c auf b eine größere Kraft übertragen werden, um die Trägheit der Massen sowie den vermehrten Widerstand der Bremse zu überwinden; es findet ein relatives Verdrehen von c gegen a und b und somit eine Lagenänderung des Hebels d statt. Der Hebel d wirkt seinerseits entweder

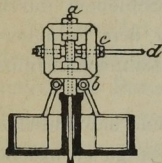


Fig. 164.

direkt oder indirekt auf das Regulierorgan. Bei einer Abnahme der Geschwindigkeit findet eine Regulierung im entgegengesetzten Sinne statt.

Ein derartiger Regulator ist isochronisch, wenn der Widerstand, welchen der Hebel d bei seiner Bewegung zu überwinden hat, konstant ist. Könnte die Belastung des Hebels, welche denselben in der einmal eingenommenen Lage erhält, so eingerichtet werden, daß sie zunimmt, sobald der Hebel seine Lage verändert, dann wäre der Regulator stabil.

Nachdem derartige Regulatoren dadurch regulieren, daß sie das Bestreben haben, die an das Glied b übertragene Energie konstant zu erhalten, können dieselben auch als dynamometrische Regulatoren charakterisiert werden.

Bezüglich der Bremsvorrichtung sei bemerkt, daß dieselbe in verschiedener Weise ausgeführt sein kann; so z. B. als parabolisch geformter oben und unten offener Topf, dessen Rotation eine in demselben befindliche Flüssigkeit veranlaßt, zu steigen oder zu fallen.

Jede Erhöhung der Geschwindigkeit des Topfes vermehrt die zum Drehen desselben erforderliche Kraft und beeinflußt daher die Stellung des mit d verbundenen Regulierelementes.

Andere Beispiele solcher Regulatoren sind der Schiffsmaschinenregulator von Durham und Churchill und jener von Silver; bei beiden bilden rotierende Flügel die Bremse; bei ersterem rotieren dieselben in einer Flüssigkeit, bei letzterem in der Luft. Das Beharrungsvermögen solcher Flügel ist verhältnismäßig sehr groß; eine Beschleunigung der Maschinengeschwindigkeit bringt daher eine sofortige Verstellung der Reguliervorrichtung mit sich.

Ein weiteres Beispiel bildet der Allen-Regulator; derselbe besteht aus einem mit der Maschine direkt gekuppelten Flügelrade, welches in einem mit der Reguliervorrichtung verbundenen mit Flüssigkeit gefüllten Gehäuse rotiert. Das Gehäuse ist gleichfalls drehbar, wird jedoch durch ein Gewicht oder eine Feder zurückgehalten. Solange die Geschwindigkeit des Flügelrades konstant bleibt, ändert sich auch das Moment, welches auf das Gefäß einwirkt nicht, die Stellung der Reguliervorrichtung bleibt daher unverändert. Sobald sich das Flügelrad rascher bewegt, wächst das Drehmoment und das Gefäß folgt, regulierend, bis die Feder, welche die Tendenz hat, das Gefäß zurückzuhalten, genügend gespannt oder das Gewicht gehoben ist.

Eine andere Konstruktion, der Regulator von Napier, besteht aus zwei nach Art einer Turbine geformten Flügelrädern, wovon das eine mit der Maschine rotiert, während das andere, unmittelbar daneben gelagerte, lose ist und durch eine Feder zurückgehalten wird, an der Rotation teilzunehmen; die Federkraft und die Kraft der durch das Rad getriebenen Flüssigkeit halten sich bei normaler Geschwindigkeit der Maschine das Gleichgewicht. Das Gehäuse, in welchem die beiden Flügelräder untergebracht sind, ist fest gelagert, nimmt also an der Bewegung nicht teil. Bei zu- oder abnehmender Geschwindigkeit wird das Rad jedoch entweder im Sinne der Drehung mitgenommen oder durch die Feder zurückbewegt; diese Bewegung wird auf die Reguliervorrichtung übertragen.

169. Regulator mit Hilfspumpe. Dieser Regulator kann seiner Wirkungsweise nach als den Differential- oder dynamometrischen Regulatoren nahe verwandt bezeichnet werden. Das Prinzip beruht darauf, daß durch die Maschine eine kleine Hilfspumpe betätigt wird, welche ein Gefäß speist, aus welchem das Wasser oder irgend eine andere hierzu benützte Flüssigkeit durch eine Öffnung von konstantem Querschnitt entweicht. Bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine wird die Flüssigkeit rascher in das Gefäß gepumpt, als sie aus demselben entweichen kann; die Anstauung derselben wird zur Betätigung der Reguliervorrichtung z. B. in der Weise benützt, daß man die Flüssigkeit auf einen Kolben wirken läßt, welcher durch eine Feder oder auf andere Weise in Gleichgewichtslagen erhalten wird.

Eine derartige Konstruktion ist der durch die schematische Linienskizze Fig. 165 dargestellte Daveysche hydraulische Differentialregulator. Die Bewegung des Kolbens der Maschine wird entsprechend reduziert auf den Hebel *b* übertragen, dessen Stützpunkt *d* hinsichtlich seiner jeweiligen Lage von der Bewegung des Kolbens der Hilfspumpe (Katarakt) *f* abhängt. Von dem Hebel *b* erhält einerseits der Schieber *a* der Maschine, anderer-

seits der Schieber der Hilfsdampfmaschine *c* seine Bewegung; die Bewegung von *a* wird daher durch das Funktionieren des Kataraktes *f* beeinflusst; der Moment des jeweiligen Dampfabschlusses ist bestimmt durch die Relativbewegung des Kolbens *e* zum Kolben der Maschine, tritt daher

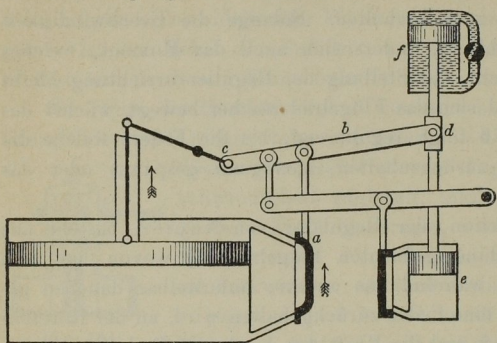


Fig. 165.

bei geringerer Belastung früher, bei Mehrbelastung später ein.

170. Schiffsmaschinenregulierung.

Die Regulierung der Geschwindigkeit einer Schiffsmaschine ist durch den Umstand außerordentlich eischwert, daß bei hohem Seegange infolge der abwechselnden Freilegung

und Wiedereintauchung der Schraube, indem das Hinterschiff tief in einen Wellenberg taucht oder die Schraube in ein Wellental tritt, die Belastung der Maschine plötzlichen und heftigen Schwankungen, Stößen und Erschütterungen unterworfen ist. So rasch auch ein Regulator, durch die Geschwindigkeitszunahme der Maschine beeinflusst, das Regulierorgan schließt, kann er trotzdem nicht hindern, daß der im Steuergehäuse sowie im Hochdruckcylinder bereits enthaltene Dampf einen Überschuß an Arbeit verrichtet. Um die dadurch verursachte plötzliche Geschwindigkeitszunahme zu verhindern, wurde der Vorschlag gemacht, die Drosselung des einströmenden Dampfes mit der gleichzeitigen Drosselung des ausströmenden Dampfes oder der Vernichtung des Vakuums zu vereinen. Um dieselbe Wirkung zu erzielen, besitzt beispielsweise der Regulator von Jenkins & Lee eine zusätzliche Regulierung, bestehend aus einem zwischen den Enden des Niederdruckcylinders eingeschalteten und vom Regulator betätigten Ventil, welches bei geschlossener Drosselklappe, also bei Absperrung des Dampfes vom Hochdruckcylinder, geöffnet ist und beide Seiten des Niederdruckcylinders in Verbindung setzt, wodurch der Niederdruckkolben ins Gleichgewicht kommt. Dieser auf einer Reihe von Handelsdampfern und Korvetten der Vereinigten Staaten-Marine verwendete Regulator soll sich gut bewährt haben.

Der Regulator von Dunlop sucht die Geschwindigkeitsänderung der Maschine infolge des Ein- und Austauchens der Schraube bei schlechtem Wetter dadurch zu verhindern, daß er die wechselnden Druckschwankungen, welche durch das ungleichmäßige Eintauchen des hinteren Schiffskörpers

auf ein mit Luft gefülltes Gefäß ausgeübt werden, zum Zwecke der Regulierung ausnützt. Der Regulator besteht aus einem am hintersten Schott möglichst tief in das Schiff eingebauten Gefäß, welches nach unten durch ein Ventil mit der See in Verbindung gesetzt werden kann. Öffnet man das Ventil, dann strömt das Wasser ein und komprimiert die Luft in dem Gefäße. Hebt sich die Schraube mit dem Hinterteil des Schiffes aus dem Wasser, dann entleert sich das Gefäß und infolgedessen sinkt die Spannung in demselben auf den Atmosphärendruck. Je tiefer der Hinterteil des Schiffes andererseits eintaucht, desto mehr wird die Luft in dem Gefäße komprimiert. Dieser Druck wird durch ein Rohr nach dem Maschinenraum übertragen und dort gegen eine elastische Membran wirken gelassen; der Gegendruck wird durch eine Spiralfeder erzeugt. Die Membran steht mit dem Regulierorgan der Maschine in Verbindung und überträgt somit die durch den wechselnden Druck hervorgerufene Bewegung auf dasselbe.

Die Empfindlichkeit und Wirksamkeit dieses Regulators ist bei genügendem Querschnitt des Bodenventiles und der Membran eine recht zufriedenstellende und hat derselbe daher bei der Handelsmarine vielfache Verwendung gefunden; er ist jedoch nur zur Verhinderung des Durchgehens der Maschine bei hohem Seegang zu gebrauchen; bei ruhiger See läßt sich eine Regulierung des Ganges derselben nicht erzielen.

Schließlich sei noch der Regulator von Thompson erwähnt, dessen Konstruktion sich insofern von den bisher besprochenen unterscheidet, daß die Steuerorgane der Maschine nicht durch diese selbst, sondern von einer Welle aus betätigt werden, welche mit gleichmäßiger Umlaufzahl arbeitend, ihren Antrieb von einer eigenen, ganz unabhängigen Maschine erhält. Auf diese Weise wird der Gang der Schiffsmaschine durch jenen der Hilfsmaschine beherrscht.

Bei glatter See respective gutem Wetter werden die Regulatoren zu meist außer Betrieb gesetzt, weil der von der Maschine zu überwindende Widerstand ziemlich konstant bleibt, sodaß auch ohne Regulator die gleiche Umlaufzahl eingehalten werden kann. Aus diesem Grunde und nachdem der Wert der meisten Regulatoren bei schlechtem Wetter auch angezweifelt werden kann, sind die Schiffsmaschinen der Marine des Deutschen Reiches nicht mit Regulatoren ausgerüstet.

Unter allen Umständen sind die mit Hilfsdampfzylindern verbundenen Regulatoren den direkt wirkenden vorzuziehen und werden daher auch heute nur mehr solche Regulatoren zur Betätigung des Regulierorganes bei größeren, mit hohen Dampfspannungen und großen Kolbengeschwindigkeiten arbeitenden Schiffsmaschinen ausgeführt. Die Gründe hierfür liegen darin, daß, abgesehen von den bedeutend kleineren Dimensionen und dem

wesentlich geringeren Arbeitsverbrauch des indirekt wirkenden Regulators, derselbe empfindlicher und schneller wirkend funktioniert als der mit dem Regulierorgan direkt gekuppelte Regulator; ferner können in diesem Falle auch Zentrifugalregulatoren verwendet werden, weil infolge der verhältnismäßig geringen, zur Verstellung des kleinen Dampfschiebers des Hilfszylinders erforderlichen Arbeit die rotierenden Körper der Zentrifugalregulatoren derartig verkleinert werden können, daß die Einwirkung der Schwerkraft auf ihren Gang, bei nicht vertikal stehender Regulatorachse, ohne Bedeutung bleibt. Endlich ist durch die Verwendung indirekt wirkender Regulatoren der Hauptfehler aller direkt wirkenden, die Unbeweglichkeit der Drosselklappe bei festverpackter Stopfbüchse, infolge zu geringer Energie des Regulators, behoben. Man kann durch Anwendung verhältnismäßig leichter Zentrifugalregulatoren die Empfindlichkeit derselben so weit steigern, daß sie nur ganz kurze Zeit später auf das Regulierorgan einwirken als jene Regulatoren, welche nicht von der Maschine selbst, sondern direkt durch die Ursache der Geschwindigkeitsänderung der Maschine in Tätigkeit gesetzt werden. Zieht man ferner inbetracht, daß bei Wellenbrüchen, bezw. bei Verlust der Schraubenflügel, die mit der Maschine verbundenen Regulatoren das Regulierorgan schließen, daher das Durchgehen der Maschine hindern, was die anderen Regulatoren natürlich nicht vermögen, dann kommt man zu dem Schlusse, daß die von der Maschine selbst in Tätigkeit gesetzten, also in erster Linie die Zentrifugalregulatoren, auch bei Schiffsmaschinen den direkt oder indirekt wirkenden Regulatoren der zweiten Gruppe im allgemeinen vorzuziehen sein werden.

Litteraturnachweis.

- A. Wüst, Theorie der Zentrifugalregulatoren. Stuttgart 1871.
 Laskus-Lang, Schwungräder und Zentrifugalpendelregulatoren. Leipzig 1884.
 G. Herrmann, Die graphische Untersuchung der Zentrifugalregulatoren. Berlin 1886.
 W. Lynen, Die Berechnung der Zentrifugalregulatoren. Berlin 1895.
 J. Bartl, Die Berechnung der Zentrifugalregulatoren. Berlin 1900.
 Fr. Freytag, Neuere Regulatoren an Dampfmaschinen. *Dinglers Journal*, 293 u. 295.
 Fr. Freytag, Schnelllaufende Ventildampfmaschinen und Flachregler, Bauart Lentz, *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900.
 M. F. Gutermuth, Die Dampfmaschinen der Weltausstellung in Paris 1900. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900 und 1901.
 C. Busley, Die Schiffsmaschine. Kiel und Leipzig 1901.