

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000298529



xxx  
856





# Praktische Beurteilung

von

# Regulatoren und Regulierungsfragen.

Gemeinverständliche Mitteilungen

aus der Praxis

für

Maschineningenieure und Elektrotechniker.

Von

**Wilhelm Proell,**

Dipl. Ing.

*F. Nr. 26321*



Leipzig 1902.

Verlag von Hachmeister & Thal.

*26.4*  
*93*

*xxx*  
*856*

Alle Rechte,  
besonders das Recht der Übersetzung in fremde Sprache  
und der  
Vervielfältigung der Abbildungen vorbehalten.

II 31853



Akc. Nr. \_\_\_\_\_

4982/50

## Vorwort.

---

Ogleich es schon eine umfangreiche Litteratur auf dem Gebiete der Regulatoren giebt, so wird dem in der Praxis stehenden Ingenieur doch vielleicht ein kleines Buch willkommen sein, welches, ohne viel Zeit zur Einarbeitung zu verlangen, einen kurzen praktischen Überblick über die hauptsächlichsten Regulatorsysteme giebt.

Die vorliegende Broschüre bezweckt daher, indem sie nur die einfachsten Grundbegriffe, wie z. B. Ungleichförmigkeits-, Unempfindlichkeitsgrad, Astasie u. s. w. voraussetzt, in ihrem ersten Teil, dem Leser die wesentlichsten Merkmale der gebräuchlichsten Regulatorsysteme in Wort und Bild vorzuführen und ihm eine Anzahl unmittelbar der Praxis entnommener Erfahrungen mitzuteilen. Die im Text aufgeführten Beispiele bilden naturgemäss nur einen ganz geringen Teil aller überhaupt existierender Systeme, deren Aufzählung geradezu ermüden würde. Es konnten daher meist nur diejenigen Regulatoren eingehender erläutert werden, welche principiell Neues bieten bez. lehrreiche Einzelkonstruktionen aufweisen.

Um die Beschreibung nach Möglichkeit knapp zu halten, sind die Textfiguren zum Teil sorgfältig durchgebildet und lassen teilweise selbst kleinere Details erkennen.

Der zweite Teil der vorliegenden Schrift bezweckt eine einfache für jedermann leichtfassliche Besprechung einiger wichtiger Regulierungsfragen. Bei der Erläuterung der Bedingungen, welche die Basis für eine gute Regulierung bilden, ist aber nicht allein das rein Maschinentechnische beleuchtet worden, sondern es wurde vor allem auch Rücksicht auf die Anforderungen genommen, welche die Elektrotechnik an den Maschinenbauer stellt. Bei der stetig



wachsenden Verwendung der Elektrizität als Mittel zur Kraftverteilung in Fabriken, bietet heutzutage die Regulierung elektrischer Centralen besonderes Interesse. Da sich gerade auf diesem Gebiete ein weites Arbeitsfeld eröffnet, so wird vielleicht diese oder jene Frage, welche im zweiten Teile der vorliegenden Broschüre erläutert wird, den vorwärtsstrebenden Ingenieur, sei er Maschinenbauer oder Elektrotechniker, zu weiterer Forschungsthätigkeit anregen.

Dresden, im August 1902.

Der Verfasser.

# Inhalt.

---

	Seite
Einleitung . . . . .	9
I. Der Regulatorenbau . . . . .	10
1. Normale Vertikalregulatoren . . . . .	10
2. Normale Achsenregulatoren . . . . .	22
3. Beharrungsregulatoren . . . . .	30
4. Tourenverstellvorrichtungen . . . . .	34
5. Dynamometrische Regulatoren . . . . .	39
6. Leistungsregulatoren . . . . .	40
II. Regulierungsfragen . . . . .	45

---





## Einleitung.

Als in der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts die ersten stationären Dampfmaschinen entstanden, machte sich sogleich das Bedürfnis fühlbar, die Regulierung der Maschine automatisch zu bewirken, einerseits um einen Maschinisten zu ersparen, andererseits um eine absolut und stets zuverlässige Regulierung zu besitzen. So hatte denn schon unser Altmeister Watt seine Maschinen mit dem berühmten Kugelregulator versehen und in damaliger Zeit grosse Erfolge dadurch erzielt.

Heutzutage, wo die Anforderungen, die an die Regulierung einer Maschine gestellt werden, ganz andere sind, wo kein Spinn- oder Webstuhl auch nur wenige Procent von der normalen Tourenzahl abweichen darf, gleichgiltig, ob die Belastung um Hunderte von Pferdestärken schwankt, wo die Elektrotechnik dem Maschinenbauer immer schwierigere Aufgaben stellt, — kann nur ein eingehendes Studium auf strengwissenschaftlicher Basis und verknüpft mit zahlreichen Erfahrungen aus der Praxis zum Ziele führen. Dieses Gebiet, welches zweifellos mit zu den schwierigsten, aber auch interessantesten des Maschinenbaues gehört, ist denn auch in der zweiten Hälfte des letzten Jahrhunderts, wo die Technik ihren grössten Aufschwung genommen, viel in der Litteratur behandelt worden und die Namen der bekannten Regulatorbauer Buss, Kley, Proell, Lynen, Weiss, Hartung, Tolle etc. werden nicht sobald der Vergessenheit anheimfallen.

Ehe wir den Regulierungsfragen näher treten, wollen wir einen kleinen Überblick über die hauptsächlichsten Systeme und Typen halten, um die Fortschritte zu verfolgen, welche den Entwicklungsgang besonders charakterisieren.

# I. Der Regulatorenbau.

## 1. Normale Vertikal-Regulatoren.

Wir wenden uns zunächst den normalen Vertikal-Regulatoren zu, d. h. denjenigen, die um eine vertikale Achse rotieren und für normale Betriebsdampfmaschinen bestimmt sind.

Bevor noch das Patentgesetz in Preussen in Kraft trat, wurde statt des Watt'schen Regulators schon vielfach der von Buss (Fig. 1)

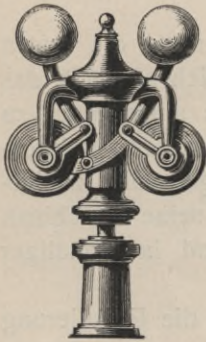


Fig. 1.

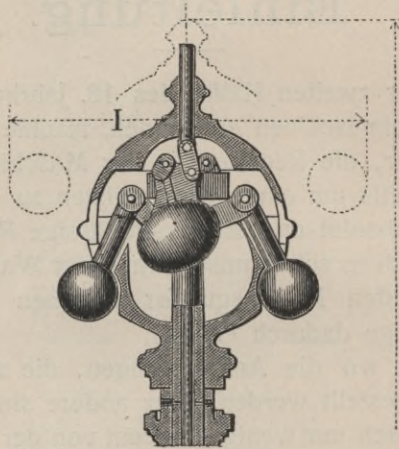


Fig. 2.



Fig. 3.

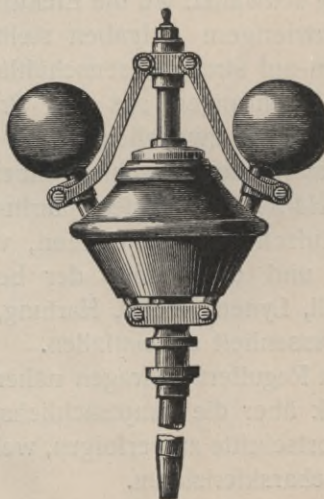


Fig. 4.

verwendet, da er bei geringerem Raumbedarf bedeutend mehr Verstellkraft entwickelt.

Eine noch kompaktere Form zeigte der Kosinus-

Regulator von H. Gruson in Magdeburg-Buckau (Fig. 2).

Er gehört zu den sogenannten Doppel-

pendel-Regulatoren und

rührt sein Name von der

Eigenschaft her, dass sein

Hülsehub

proportional dem Kosinus

des Ausschlags-

winkels ist.



Da ferner Proportionalität zwischen Hülsenhub und der Änderung der Winkelgeschwindigkeit besteht, und man bei richtiger Dimensionierung jede beliebige Annäherung an die Astasie erreichen kann, so hat er sich vielfach bewährt, obgleich er häufig sehr unruhig arbeitet. Im Jahre 1877 begannen alsdann die Proell'schen Regulatoren bekannt zu werden, zuerst die Gewichtsregulatoren mit leichter u. schwerer Urne (Fig. 3 u. Fig. 4).

Diese Konstruktion ist die erste mit indirekter Kugelaufhängung, d. h. die Kugeln sitzen an Kugelträgern, die ihrerseits erst wieder mit den Hängearmen verbunden sind. Bereits hier, wie auch bei dem später folgenden Federregulator kommt das Princip zum Ausdruck, die Kugelmittelpunkte, um mit geringer Masse grosse Centrifugalkräfte mithin bedeutende Verstellungskraft zu erzielen, verhältnismässig weit nach aussen zu legen. Diese Regulatoren zählen daher im Vergleich zu ihrem Eigengewicht und ihrem Raumbedarf mit zu den kräftigsten, die es giebt. Die Pseudoastasie kann nach Belieben eingerichtet werden, da die vom Mechanismus vorgeschriebene Bahn der

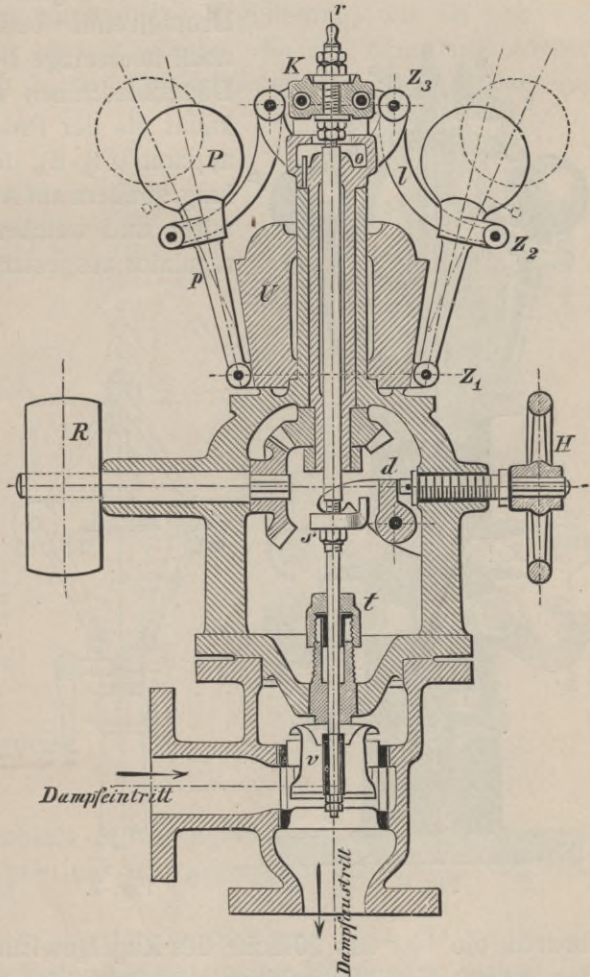


Fig. 5.

Diese Regulatoren zählen daher im Vergleich zu ihrem Eigengewicht und ihrem Raumbedarf mit zu den kräftigsten, die es giebt. Die Pseudoastasie kann nach Belieben eingerichtet werden, da die vom Mechanismus vorgeschriebene Bahn der



Kugelmittelpunkte nur wenig von der astatischen Kurve abweicht.

Dieser Gewichtsregulator erhielt alsbald zwei Modifikationen; die eine, wie Fig. 5 zeigt, in noch gedrungenerer Gestalt als Bestandteil des bekannten Proellschen Regulierapparates, der ein Drosselventil bethätigt, die andere, noch heutzutage bei Umänderung alter Dampfmaschinen viel verwendet, bekannt als der Proellsche Expansionsapparat (Fig. 6), der nicht auf Drosselung, sondern auf Änderung der Füllung wirkt, und welcher später mit Federregulator ausgestattet und auf die Mitte

des Hochdruckcylinders gesetzt, einen Teil der Proellschen Präzisionssteuerung bildete.

Zu den meist gebräuchlichen Gewichtsregulatoren gehört ferner der Porter-Regulator (Fig. 7.) Es ist ohne weiteres ersichtlich, dass diese Type sich sehr hoch baut und bei grösseren

Tourenzahlen Urenngewichte er-

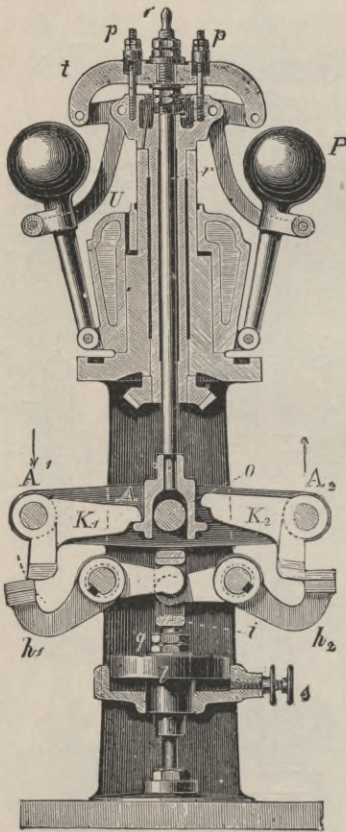


Fig. 6.

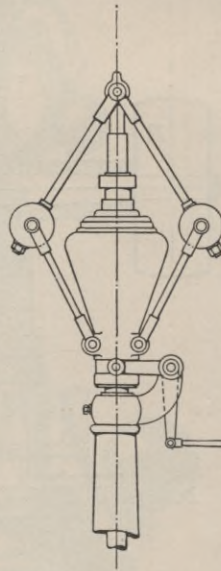


Fig. 7.

fordern, die fast das 20fache des Kugelgewichtes ausmachen. An den älteren Corlissmaschinen von Sulzer ist er häufig zu finden, und gelingt es bei richtiger Dimensionierung der Stangen und Gewichte recht gute Resultate zu erzielen. Um die Bauhöhe zu verkleinern führte Kley die Kreuzung der oberen Hängearme ein; Collmann kreuzte beide und verlegte wie aus Fig. 8 ersichtlich, die Angriffspunkte der unteren Arme nicht in die Kugel, sondern

an die oberen Hängearme. Dadurch werden die Bedingungen für die Pseudoastasia noch günstiger.

In die achziger Jahre fiel bekanntlich die bedeutende Entwicklungsperiode des Dynamomaschinenbaues und mit den bisherigen, mit sehr bedeutender Masse behafteten Gewichtsregulatoren konnte eine so empfindliche Regulierung, wie sie nunmehr verlangt wurde, nicht erreicht werden. So war denn bald wieder ein wichtiger Schritt in der Entwicklung des Regulatorbaues zu verzeichnen, der

in der Verwendung von Feder- statt Gewichtsbelastung bestand. Es dürfte ohne weiteres einleuchten, dass, je geringer die Massen eines Regulators

sind, umso rascher die Hülse, der Tourenschwenkung folgend, sich in eine neue Lage begeben kann. Man hat daher bei Neukonstruktionen zu beachten, nicht allein die Masse des Hülseengewichtes, sondern auch die der

Kugeln nach Möglichkeit zu verringern, was am besten dadurch erreicht wird, dass man die Schwungmassen verhältnismässig weit nach aussen legt.

So entstanden in den Jahren 1883 und 1884 die beiden am meisten verbreiteten Federregulatoren von Trenk (Fig. 9) und Dr. Proell (Fig. 10 und 11).

Ersterer ist mit kombinierter Feder- und Gewichtsbelastung versehen und nur bei vertikalstehender Spindel zu verwenden. Letzterer dagegen ist ein reiner Federregulator, dessen Massen auf das Mindestmass reduciert sind.

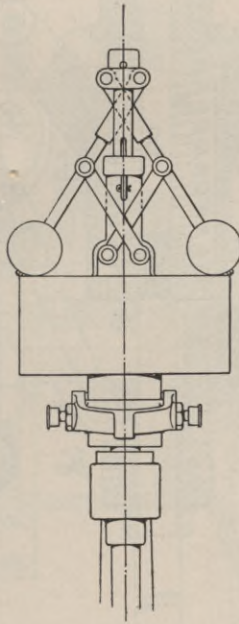


Fig. 8.

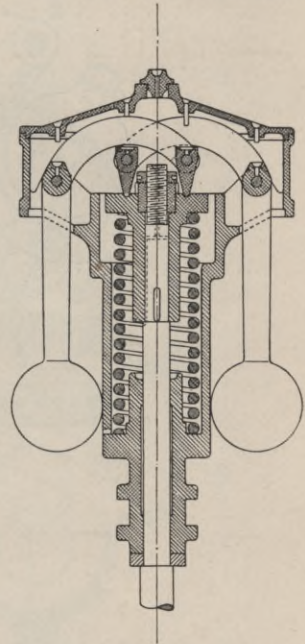


Fig. 9.



Der Einfluss der Schwerkraft der Kugeln ist beseitigt, da die Schwerpunkte der letzteren sich nahezu vertikal zur Spindel bewegen. Dieser Umstand ermöglicht es, dass der Regulator auch horizontal, wie Fig. 12 zeigt, verwendet werden kann. Die Modi-

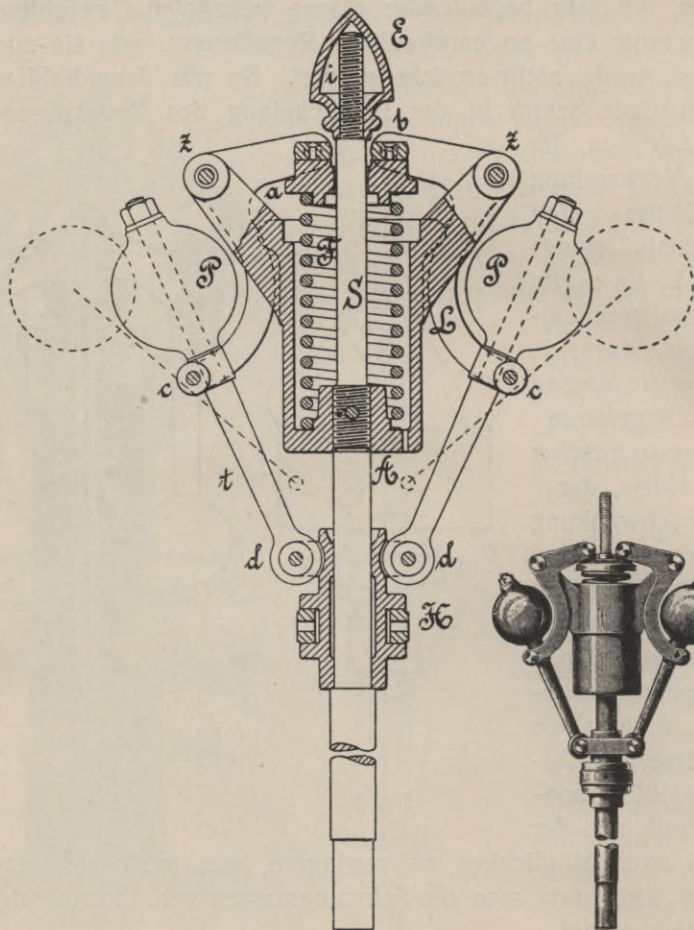


Fig. 10.

Fig. 11.

fikation, bei der der Regulator direkt in das Ende der Maschinenwelle geschraubt wird, also keiner Übertragung erst bedarf, wird bei raschlaufenden Dampfmaschinen insbesondere für Schiffszwecke viel verwendet und ist noch jetzt Gegenstand der Massenfabrikation im Eisenwerk Lauchhammer. Bezüglich der Federn sei erwähnt, dass dieselben anfangs versuchsweise aus Vierkantstahl hergestellt wurden,



der sich bei weitem nicht so gut bewährte als der mit rundem Querschnitt. Dies stimmt auch mit den Erfahrungen der Sächsischen Gussstahlfabrik Döhlen bei Dresden überein, welche von der Verwendung solcher Federn aus Vierkantstahl für derartige Zwecke abrät.

Als Beispiel dafür, mit welcher Feinheit man Regulatoren durchkonstruieren kann, wollen wir ferner eine kurze Betrachtung

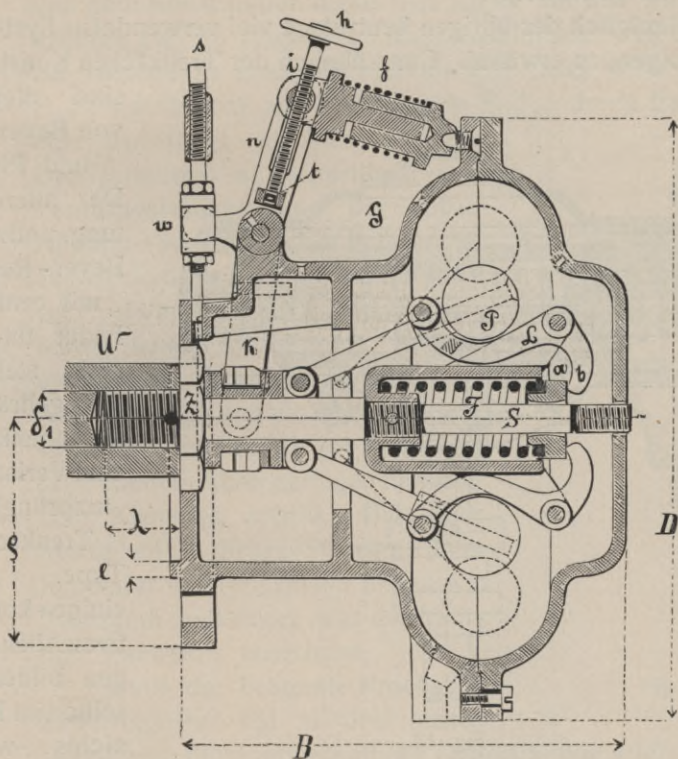


Fig. 12.

anfügen, die sich auf den dynamischen Ausgleich der Gestängemassen in Fig. 10 bezieht.

Es ist vorhin der Einfachheit halber gesagt worden, dass die Kugeln in einer Normalebene zur Spindel ausschlagen. Dies trifft nur angenähert zu. Man wird bei der Behauptung, dass der Einfluss der Schwerkraft bei diesem Regulator beseitigt sei, einwenden können, dass z. B. zur Aufwärtsbewegung der Kugelträger beim Ausschlage, doch auch Arbeit erforderlich ist. Sucht man sich

aber an der Hand einer Zeichnung die Kurve des theoretischen Schwerpunktes der gesamten Konstruktion am besten graphisch auf, so wird man finden, dass derselbe sich auf einer genauen Senkrechten zur Spindel bewegt. Beim Regulatorausschlage werden nämlich die Kugeln um wenige Millimeter gesenkt, was genügt, um die zum Heben beispielsweise der Kugelträger erforderliche Arbeit zu gewinnen.

Bezüglich der übrigen heutzutage viel verwendeten Systeme sei noch folgendes erwähnt. Ganz ähnlich der Trenkschen Konstruktion

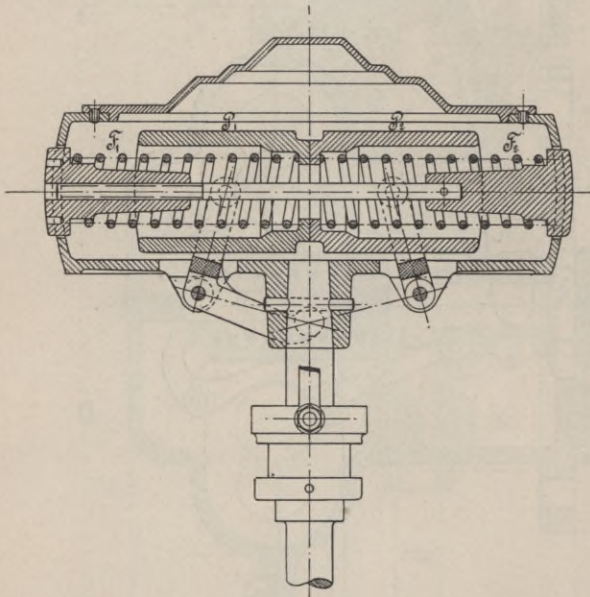


Fig. 13.

sind diejenigen von Beyer, Zabel und Rivoir.

Der ältere Hartung- und neueste Beyer-Regulator mit centraler Feder und aufrecht stehenden

Kugelträgern sind ebenfalls nur eine Variante der ursprünglichen Trenkschen

Type. Ausser einigen konstruktiven Abänderungen bilden dieselben im Prinzip nichts wesentliches Neues.

Die bisher betrachteten Feder-Regulatoren waren sämtlich sogenannte „Winkelhebelregulatoren“.

Um die Empfindlichkeit noch weiter zu steigern, was nunmehr, nachdem bereits die Massen auf ein Mindestmass reduciert waren, nur noch durch Verminderung der Zapfenreibung möglich war, ging man von dem Gesichtspunkte aus, die Federkräfte unmittelbar, und nicht erst durch Winkelhebel den Centrifugalkräften entgegenwirken zu lassen. Durch den Wegfall der hohen Zapfenbelastungen wird der Verschleiss der Bolzen und damit die Gefahr



gegen Bruch — denn in den wenigsten Fällen wird ein Maschinist den Regulator von Zeit zu Zeit auseinandernehmen und nachsehen — wesentlich gemindert. Bereits 1886 hatte Dr. Proell die direkte Verbindung beider Kugeln durch eine Feder in einer Patentschrift vorgeschlagen, aber ohne diesen Gedanken zu verwirklichen. Herrn H. Hartung-Düsseldorf gebührt das Verdienst im Jahre 1893 eine einfache und gute Konstruktion dieser Art zuerst auf den Markt gebracht zu haben. Fig. 13 zeigt einen Mittelschnitt, aus welchem die Details zur Genüge zu erkennen sein dürften. Hier wirken die Gewichte  $P_1$   $P_2$  unmittelbar auf Druckfedern  $F_1$   $F_2$ , deren Endflächen durch eine Zugstange gehalten werden. Der Hülsenhub ist proportional dem Pendelausschlage und der ganze Apparat nach aussen hin vollständig abgeschlossen, was vielen Fabriken sehr erwünscht ist. Druckfedern haben leider oft Neigung zu unerwünschter Deformation (seitlicher Ausbauchung) und müssen daher die Gewichte der Pendel gut balanciert sein, damit bei ihrer geringen Führung kein Klemmen auftritt. Bei einer Modifikation dieses Systems, dem Regulator von Heinzmann finden wir Zugfedern verwendet, was die Montage zweifellos erleichtert.

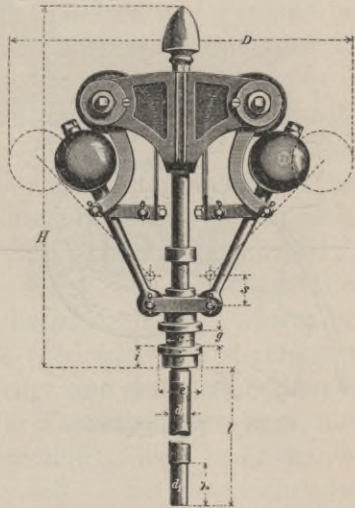


Fig. 14.

Auch der bekannte Proellsche Federregulator hat in den letzten Jahren eine nicht unwesentliche Umgestaltung erfahren, und zwar ist die Entlastung der Gelenke dadurch herbeigeführt, dass die Federkraft, wie Fig. 14 zeigt, dicht an den Kugeln angreift, statt durch Winkelhebel geleitet zu werden. Um aber bei gedrängter Bauart die nötige Federlänge zu bekommen, mussten die Federn, welche an dem oberen Drehpunkte der Hängearme befestigt sind, schneckenförmig um denselben gewunden werden. Allerdings hat es lange und zeitraubende Versuche gekostet, ehe man einigermaßen Klarheit über das Verhalten dieser neuen Federn\*) gewinnen konnte. Es

\*) Für Interessenten der Regulatorfabrikation sei hier nur bemerkt, dass die Sächsische Gussstahlfabrik in Doehlen bei Dresden eine trefflich geleitete



hat sich aber gezeigt, dass sie sich seit Jahren bewährt haben, was in Übereinstimmung mit der Erfahrung steht, dass diese Federart bei neueren Ventilsteuerungen ebenfalls recht zufriedenstellende Resultate ergeben hat.

Die Beanspruchung des Materials bei dieser Federform ist wesentlich vorteilhafter als bei der cylindrischen Schraubenfeder, wo ausser Biegung noch Torsion hinzukommt. Bei den seit einigen Jahren im Betrieb befindlichen Apparaten konnte ein Nachlassen der Federkraft bisher noch nicht beobachtet werden. Bei dieser günstigeren Beanspruchung ist dies umsoweniger zu befürchten, zumal die Erfahrung gezeigt hat, dass bei den älteren Regulatoren

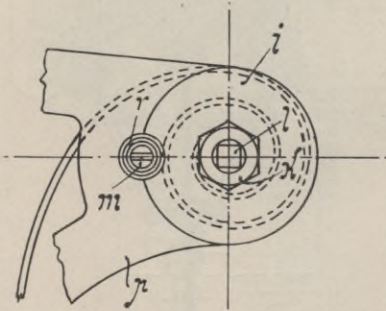


Fig. 15.

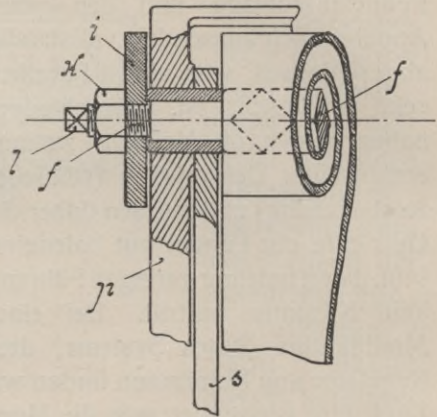


Fig. 16.

mit centraler Schraubenfeder ein Nachlassen der Spannung selbst nach einem Jahrzehnt und mehr nicht wahrgenommen werden konnte. Die Verwendung der besprochenen Federart hat es mit sich gebracht eine besondere Spann- und Justiervorrichtung zu schaffen, die auch für elektrotechnische Zwecke nicht ganz ohne Bedeutung sein dürfte.

Zunächst ist es bei der Montage ungemein angenehm, der Feder rasch und sicher die erforderliche Spannung zu geben. Fig. 15 giebt die Ansicht, Fig. 16 den Schnitt durch diese Vorrichtung wieder.

---

Special-Abteilung für Federn besitzt, der die Ausbildung dieser eben erwähnten Federart hauptsächlich zu danken ist.

Der gleichzeitig als Träger der Hängearme  $s$  dienende Bolzen  $f$  ist mit dem inneren Ende der Spiralfeder in starrer Verbindung und trägt aussen das Vierkant  $l$  zum Spannen der Feder. In geringer Entfernung vor dem Gusseisenkörper  $p$  sitzt auf dem Bolzen  $f$  aufgeschraubt eine gegen Drehung durch eine Stiftschraube  $m$  gesicherte, als runde Scheibe ausgebildete Mutter  $i$  mit davorsitzender Gegenmutter  $k$ .

Solange diese beiden Muttern noch nicht festgezogen sind, kann der Feder jede gewünschte Spannung gegeben werden. Ist die normale Anspannung vorhanden, so wird die starre Verbindung zwischen dem Bolzen  $f$  und dem Gusseisenkörper  $p$  durch Verspannen der beiden Muttern herbeigeführt. Diese Vorrichtung hat sich in der Praxis als überaus bequem erwiesen und gestattet bei richtiger Handhabung eine Justierung des äusseren Federendes bis auf Bruchteile von Millimetern.

Weiter ist aus Fig. 15 ersichtlich, dass um die Stiftschraube  $m$  eine Anzahl konzentrischer Ringe  $r$  gelegt sind. Dieselben bilden eine Art von Beilagen, durch welche der Stützdruck der Scheibe  $i$  gegen die Stiftschraube  $m$  hindurch geht. Diesen Stützdruck kann man mittelst eines Schlüssels, der am Aussenvierkant angreift, durch stärkeres Anspannen der Feder sofort aufheben und eine beliebige Zahl dieser Ringe herausnehmen. Dadurch bekommt die Scheibe  $i$  eine andere Lage (geringe Drehung entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn) und die Feder eine geringere Spannung. Wenige schwache Ringe verändern die Tourenzahl des Regulators ganz bedeutend.\*) Aus diesem ist ersichtlich, dass in Fällen, wo die Maschine zeitweise rascher laufen soll — bei elektrischen Betrieben z. B. tritt dies während der Ladeperiode der Akkumulatoren ein — die Änderung der Tourenzahl bei angehaltener Maschine in weniger als einer Minute in einfachster Weise ohne alle Gegengewichte oder Gegenfedern bewerkstelligt werden kann. Die geringe Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades ist meist belanglos. In Fällen, wo die Maschine nicht stillgesetzt werden darf, muss man natürlich eine Verstellvorrichtung während des Ganges in der bisheriger üblichen Form mit variabler Hülsenbelastung benutzen.

Von den moderneren Federregulatoren, denen ein neuer Typus zu Grunde liegt, ist ferner der Regulator von H. Franke (Fig. 17) zu erwähnen, der von der Dresdner Maschinenfabrik-A.-G. angewendet wird.

\*) Statt dieser ringförmigen Beilagen kann man sich auch einer Anzahl auswechselbarer Stiftschrauben mit verschiedenen grossen Köpfen bedienen.



Feder- und Gewichtsbelastung ist hier kombiniert. Die Pendel  $p_1$  und  $p_2$  sind als zwei Hälften eines Rotationskörpers ausgebildet, welche cylindrische Ansätze  $s_1$ ,  $s_2$  haben, die sich in einander schieben können und beim Aufschlage des Regulators die centrale Feder zusammenpressen. Die Pendel sind an gekreuzten Armen aufgehängt, sodass sie infolge ihrer eigenen Schwere die Wirkung der centralen Feder unterstützen, die Feder mithin wesent-

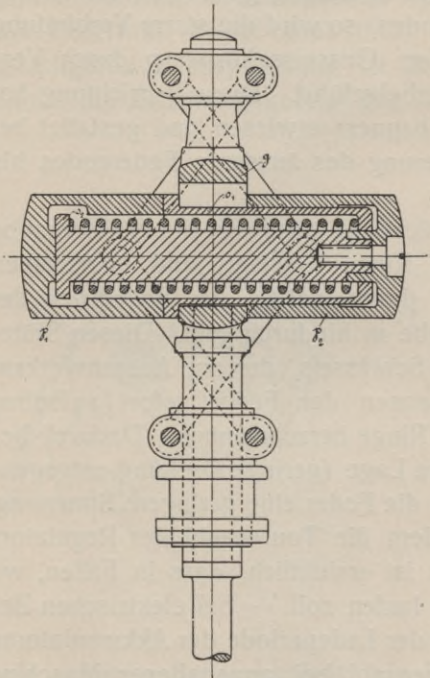


Fig. 17.

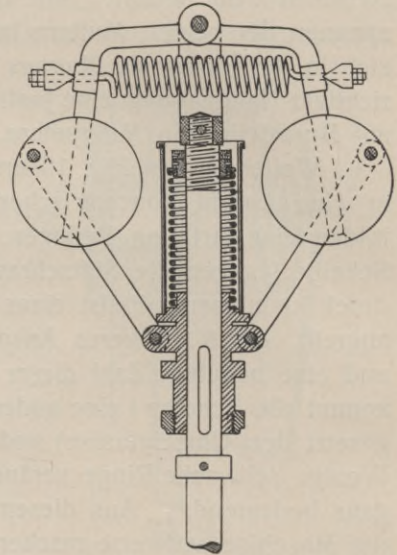


Fig. 18.

lich kleiner ausfällt. Bei diesem Regulator tritt ausserdem eine eigentümliche, hier günstig wirkende Differenzwirkung der Centrifugalkräfte ein. Entfernt sich nämlich das Pendel von der Spindel, so tritt der überragende cylindrische Ansatz allmählich durch das Thor  $g$  der Spindel über auf dieselbe Seite, wo die Hauptmasse des Pendels sich befindet. Das Anwachsen der Centrifugalkräfte erfolgt dadurch viel rascher, die Federlänge braucht daher nicht so gross zu sein, sodass sich die Windungszahl trotz des verhältnismässig grossen Ausschlages gut unterbringen lässt.



Obgleich bei diesem System nicht unbedeutende Massen in Frage kommen, ist doch die Eigenreibung nicht sehr erheblich und sind speciell in elektrischen Centralen recht gute Resultate bezüglich der Regulierung beobachtet worden.

Eine andere, in neuerer Zeit beliebt gewordene Konstruktion ist der Regulator von Tolle (Fig. 18).

Bei diesem Schubkurbelgetriebe mit direkter Pendelaufhängung haben die Hängearme eine gekrümmte Form, welche geeignet ist, eine lange Feder bequem unterzubringen. Die Schwunggewichte liegen weit aussen, entwickeln also verhältnismässig viel Verstellkraft bei geringer Masse. Stellschrauben an der oberen horizontalen Feder gestatten eine Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades, die an der unteren vertikalen Feder eine Änderung der Tourenzahl ohne ersteren zu verändern, was für diesen Regulator besonders charakteristisch ist.

Der durch die Eigenreibung verursachte Unempfindlichkeitsgrad ist ähnlich wie bei dem Hartung- und dem neuen Proell-Regulator sehr gering und beträgt nur etwa 0,8<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Ähnlich günstige Verhältnisse liegen dem Gewichtsregulator von Tolle\*) zu Grunde, welcher in Gegensatz zum anderen ein wesentlich geschmackvolleres Äussere besitzt, ein Umstand, der bei manchen Fabrikanten bei der Regulatorwahl sogar heute noch ausschlaggebend ist.

Ehe wir uns den Achsenregulatoren zuwenden, wollen wir noch einen kurzen Blick auf die Regulatoren werfen, welche bei den Wasserkraftmaschinen zur Verwendung kommen.

Bei der fortschreitenden Entwicklung des Turbinenbaues seit 1880 lag das Verlangen nach sogenannten „**indirekt wirkenden**“ Regulatoren vor, d. h. nach solchen, deren Verstellungsvermögen zuvörderst eine Kraftquelle einschaltet, die dann ihrerseits die gewünschte Verstellkraft liefert, wie dies z. B. bei Turbinen zur Bewegung schwerer Ringschützen nötig ist.

Der erste indirekt wirkende Regulator wurde bereits 1878 von Dr. Proell gebaut und zwar rückte bei dieser Konstruktion ein Gewichtsregulator eine Zahnkupplung ein, wodurch das Regulierorgan der Turbine mit der Antriebswelle des Regulators gekuppelt wurde.

---

\*) Vergl. Taschenbuch der Hütte. 17. Aufl. I. 593.

Seitdem sind zahlreiche Verbesserungen aufgekommen und die letzte Pariser Ausstellung zeigte zur Genüge, welche Fortschritte auch nach dieser Richtung hin gemacht worden sind. Von diesen Regulatoren mit mechanischen Servomotoren wollen wir nur den Klinkenregulator der Firma Piccard, Pictet & Co., Genf, erwähnen. Die Vorführung der verschiedenen Systeme würde natürlich hier viel zu weit führen.\*)

Die Praxis hat ferner gezeigt, dass sich Regulatoren mit hydraulischen Servomotoren bei dieser Regulierungsart recht gut verwenden lassen, während bei den gewöhnlichen, direkt wirkenden Regulatoren die Anwendung von Druckflüssigkeit bisher noch keine zufriedenstellenden Resultate ergeben hat. Die bekannten Turbinenfabriken Escher, Wyss & Co., Zürich, sowie die Maschinenfabrik Th. Bell & Co., Kriens, und die A.-G. vorm. Rieter & Co., Winterthur, versehen z. B. fast alle ihre elektrischen Centralen mit hydraulischen Regulatoren. Auch die Firma Ig. Rüschi, Dornbirn, hat eine bewährte hydraulische Konstruktion, die sich besonders an rasch laufenden Dampfdynamos gut bewährt hat. Nach Angaben dieser Fabrik beträgt bei plötzlicher Ein- oder Ausrückung der Maximalbelastung die totale Tourenschwankung nur  $2\frac{1}{2}\%$ , was sonst nur bei denjenigen Dampfmaschinen zu erreichen ist, die mit guten Steuerungen versehen sind.

## 2. Normale Achsenregulatoren.

Nachdem wir nun den Entwicklungsgang der Vertikal-Regulatoren betrachtet haben, wenden wir uns jetzt den normalen Achsenregulatoren zu.

Ein amerikanisches Handbuch des Maschinenbaues beginnt das Kapitel über Regulatoren mit dem Satze:

„The steam engine governor has, we believe, received its share of consideration by engineers, especially in this country“,\*\*) und der Verfasser jenes Werkes hat nicht ganz unrecht. Bereits 1882 liess sich Armington seinen Achsenregulator (Fig. 19) in Deutschland patentieren und seit jener Zeit ist die Verwendung von Achsenregulatoren in Amerika eine weit grössere gewesen, als die der Vertikalregulatoren. Bei der Eigenart der Amerikaner,

\*) Näheres vergl. Aufsatz von Reichel in d. Z. d. V. d. Ing.: Die Wasserkraftmaschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900.

\*\*\*) Übers.: Auch Amerika hat Anteil an der Entwicklung des Regulatorbaues.



möglichst billig und einfach zu fabrizieren, dafür aber einen raschen Verschleiss in Kauf zu nehmen, erklärt sich die Vorliebe für hohe Tourenzahlen, bei welchen die Achsenregulatoren die einzig richtige Type sind. Wie aus untenstehender Figur ersichtlich, schwingen bei dem Armington-Regulator um die Zapfen  $Z_1$   $Z_2$  die beiden Pendel  $P_1$  und  $P_2$ , deren Centrifugalkraft durch zwei Schraubenfedern  $F_1$  und  $F_2$  im Gleichgewicht gehalten wird. Seitlich vom Regulator befinden sich zwei ineinander gesteckte und um einander drehbare excentrische Scheiben  $E_1$  und  $E_2$ , von denen die innere

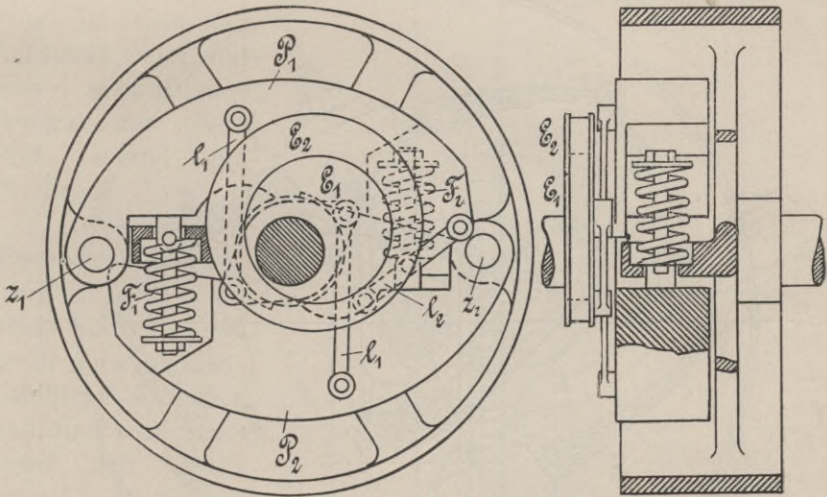


Fig. 19.

$E_1$  durch zwei Lenker  $l_1$  mit den beiden Pendeln gekuppelt, die äussere  $E_2$  nur mittelst eines Lenkers  $l_2$  mit dem oberen Pendel  $P_1$  der Figur 19 verbunden ist.

Wir erläutern diesen älteren Regulator etwas eingehender, da er ein interessantes Beispiel bildet, an dem wir eine ganze Anzahl von Mängel vorführen können, die nicht selten bei den heute noch üblichen Systemen zu beobachten sind und welche die Ursache des in Deutschland leider noch sehr verbreiteten Vorurteils gegen die Achsenregulatoren bilden.

Bei der hohen Tourenzahl (bis zu 400 T. p. Min.), mit welcher die Armington-Regulatoren laufen, ist zunächst ein Ausbauchen der zumal auf Druck beanspruchten Federn infolge ihrer seitlichen



Anordnung unvermeidlich. Diese zusätzliche Beanspruchung ist keineswegs günstig in Bezug auf Betriebssicherheit. Ein Federbruch kann insbesondere bei elektrischen Lichtcentralen die schwersten Folgen mit sich bringen.

Ferner ist die einseitige Kuppelung des äusseren Excenters  $E_2$  mit dem einen Pendel  $P_1$  unpraktisch, da hierdurch der Bewegungswiderstand einseitig auf die Pendel übertragen wird.

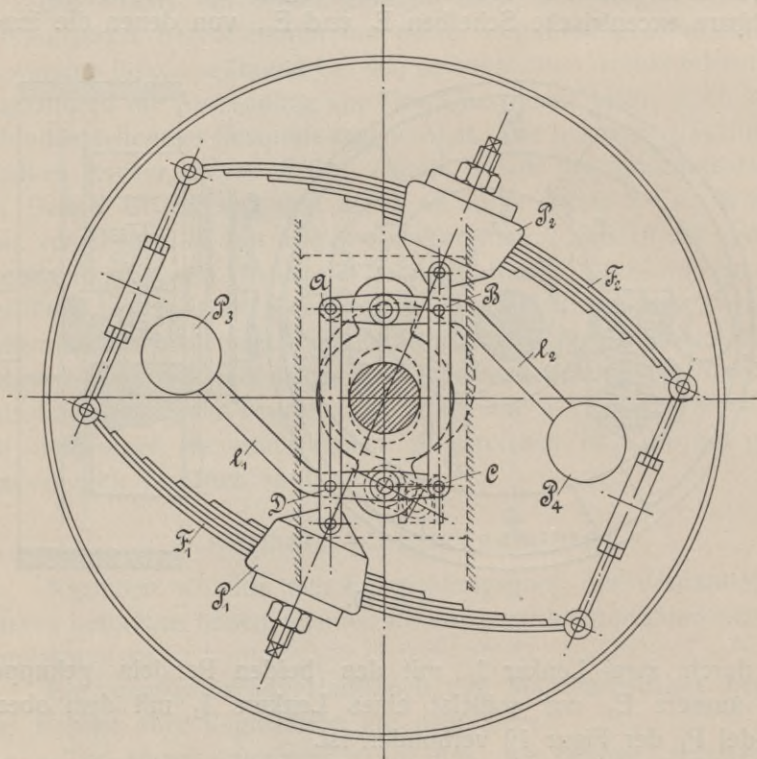


Fig. 20.

Ebenso ergibt die Doppelbewegung beider Excenter unnötig viel Reibung, die sich zu der nicht unbedeutenden Zapfenreibung addiert.

Von Interesse ist weiter die deutsche Konstruktion der Firma Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken, deren Patent noch zwei Jahre älter ist als das von Armington und deshalb hier angeführt zu werden verdient. Dieser Achsenregulator besteht, wie aus Fig. 20

ersichtlich, aus vier Schwunggewichten, von denen zwei ( $P_1, P_2$ ) direkt an den Flachfedern  $F_1, F_2$ , zwei ( $P_3, P_4$ ) an den Armen  $l_1$  bez.  $l_2$  aufgehängt sind. Letztere stehen mit dem Gelenkviereck  $A B C D$  in Verbindung, vermittelt dessen ein dahinterliegendes (punktirt angedeutetes) Excenter in einem Schlitz verschoben wird. Während die Einfachheit und Zugänglichkeit dieses Regulators zu wünschen übrig lässt, ist die schon damals berücksichtigte teilweise Entlastung der Gelenkbolzen lobend hervorzuheben.

Bereits zwei Jahre nach der Armington'schen Patentanmeldung entstand eine, auf dem Continent weit verbreitete Konstruktion und zwar ist dies der Achsenregulator mit dem vereinfachten Drehexcenter von Prof. Doerfel und Dr. Proell.

Diese Art der Excenterverdrehung (vergl. Fig. 21), wo beide Lenker  $l_1$  und  $l_2$  an dem Regulierexcenter  $E_2$  angreifen, und die Excentricität sowie den Voreilwinkel gleichzeitig verändern, fand sehr

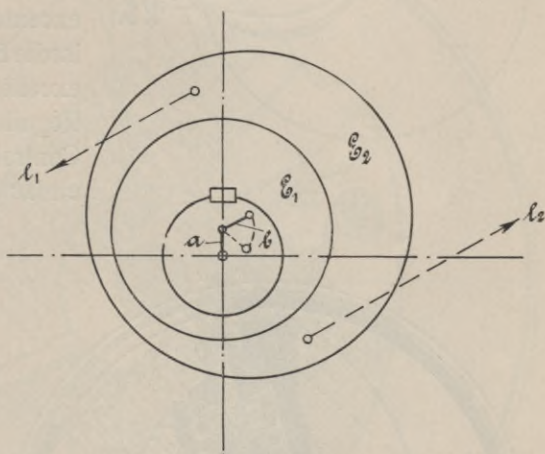


Fig. 21.

bald auch bei anderen Achsenregulatorsystemen Anwendung. Schieber, zumal wenn sie nicht entlastet oder schlecht geschmiert sind, geben einen solchen Rückdruck auf den Excenterbügel (— je höher die Tourenzahl, umso mehr addieren sich hierzu noch die Massendrucke der oscillierenden Teile), dass eine konstruktiv gute und sichere Abstützung des Regulierexcenters unbedingt erforderlich ist. Da bei jedem Achsenregulator das Regulierexcenter naturgemäss seitlich zur Pendelausschlagsebene liegen muss, so entstehen sehr leicht, wenn dasselbe nicht genügend abgestützt wird (wenn z. B. das Excenter hohl und in beliebiger Weise gegen das Wellenmittel verschieblich ist) so ungünstige Kräftepaare, dass deren Momente ein nicht zu beseitigendes Klemmen verursachen. Häufig genug werden dann in dieser Hinsicht Klagen



laut und man hört: „Der Achsenregulator geht nicht“. Bei dem Doerfel-Proell'schen Drehexcenter können die Excenterscheiben noch so weit von den Pendeln entfernt liegen, die gute Abstützung des Regulierexcenters durch das auf der Welle aufgekeilte Grundexcenter verhindert jegliches Klemmen.

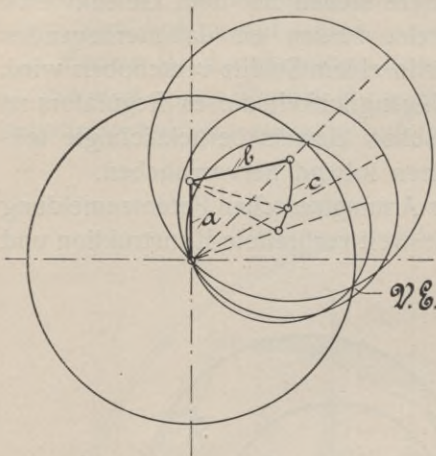


Fig. 22.

In Fig. 22 ist ein Zeuner-diagramm dargestellt, in welches drei Stellungen des Drehexcenters verzeichnet sind, a ist die Excentricität des Grundexcenters  $E_1$ , b diejenige des Regulierexcenters  $E_2$ . Die Centrankurve c erscheint als einfacher Kreisbogen.

Durch geeignete Wahl der

Abmessungen kann man den Moment der Voreinstromung, wie auch die Figur zeigt, sehr angenähert konstant halten.

Die Figur 23 lässt die Details des Achsenregulators erkennen, welcher sowohl bei Ventilmaschinen wie auch in Sonderheit bei den Doerfel-Proell-Schnellläufern (vergl. auch Fig. 25) verwendet wird.

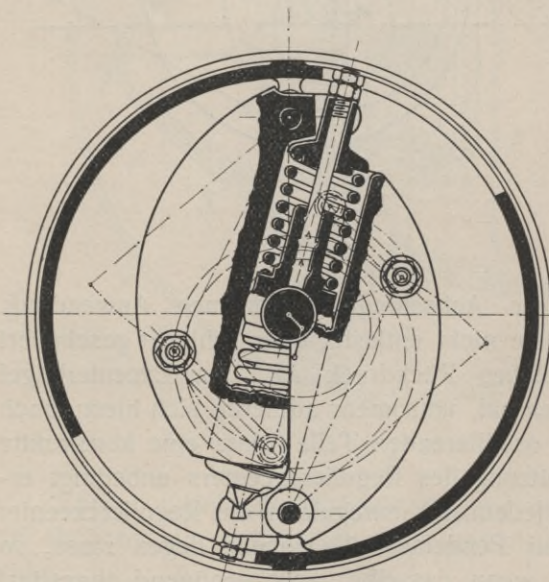


Fig. 23.

Bei letzteren ist, da der Regulator am Wellenende sitzt, statt zwei, nur eine radiale Feder vorhanden, was die Konstruktion



noch einfacher gestaltet. In jüngster Zeit sind diese Regulatoren, die auch mit Tourenverstellvorrichtung während des Ganges laufen, dadurch wesentlich verbessert worden, dass, wie Fig. 24 zeigt, statt Druckfedern nur noch Zugfedern zur Verwendung kommen, wodurch die Gelenkbolzen  $Z_1$  und  $Z_2$  fast völlig entlastet und die Empfindlichkeit bis zum äussersten Erreichbaren gesteigert wurde.

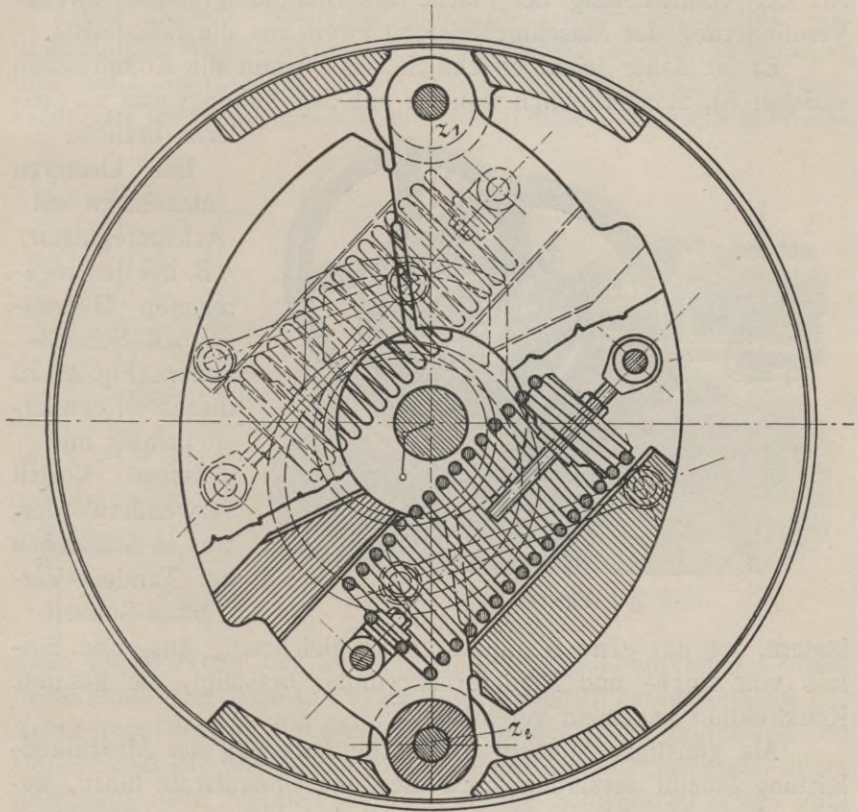


Fig. 24.

Die in Fig. 24 dargestellte Konstruktion wird speciell für Ventilmaschinen verwendet, wo die Tourenzahl verhältnismässig niedrig ist und wo trotz des meist beschränkten Raumes zwischen Steuerwelle und Cylindermantel doch ein kräftiger Regulator untergebracht werden muss.

Es sei ferner auf einen sehr wesentlichen Punkt hier auf-

merksam gemacht, der bei den bisher in der Litteratur erörterten Regulierungsfragen im Vergleich zu seiner Bedeutung nicht genügend Beachtung gefunden hat.

Um eine möglichst rasche Regulierung zu erzeugen, wird es offenbar am zweckmässigsten sein, mit Abnahme der Füllung eine Vergrösserung der Kompression eintreten zu lassen. Es ist diese Art der Verkleinerung der Fläche des Dampfdiagrammes zwecks Verminderung der Maschinenleistung zweifellos die rationellste.

Es ist daher leicht ersichtlich, dass, wenn die Kompression variabel ist, man erheblich weniger mit dem Füllungsgrad zu variieren braucht.

Bei kleineren Maschinen mit Achsenregulator, z. B. bei den sogenannten Doerfel-Proell-Schnellläufern (Fig. 25) ist dieses Regulierprincip mit grossem Vorteil verwendet worden, was in Sonderheit bei Tandem-Verbund-Schnell-

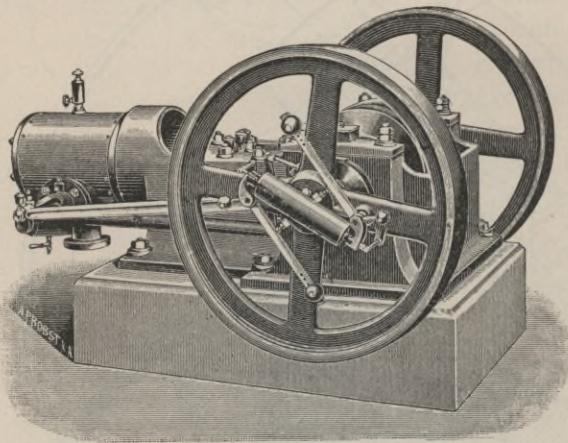


Fig. 25.

läufern, wo das eine Regulierexcenter gleichzeitig Aus- und Einlass von Hoch- und Niederdruckcylinder bethätigt, die gesamte Konstruktion ungemein vereinfacht.

Als günstiges Moment für rasche Änderung der Maschinenleistung kommt ausserdem noch die hohe Umlaufzahl hinzu, so dass diese Maschinengattung speciell bei kleineren elektrischen Centralen sich heute noch grosser Beliebtheit erfreut. Den neuesten Klein-Heissdampfmaschinen „System Proell“ mit Kolbenschieber liegt dasselbe Regulierprincip zu Grunde.

Seit dem Jahre 1888 finden wir das Doerfel'sche Drehexcenter an den verschiedensten Achsenregulatorsystemen, so z. B. auch an dem Flachregler\*) der Maschinenfabrik Oerlikon.

\*) „Flachregler“ ist eine von Prof. Stribeck eingeführte treffliche Verkürzung des Wortes „Achsenregulator“.



1889 entstand eine Konstruktion von Dautzenberg, ebenfalls mit radialen Federn und fast gänzlich entlasteten Pendeldrehzapfen. In den nun folgenden Jahren sind eine grosse Anzahl von konstruktiven Abänderungen erdnen worden, deren Aufzählung hier viel zu weit führen dürfte. Wir wollen uns nur kurz mit denjenigen Konstruktionen beschäftigen, die lehrreiche Neuerungen aufweisen.

Die meisten Flachregler haben zwei Schwunggewichte, die in geeigneter Weise miteinander gekuppelt sein müssen. Je niedriger nun die Tourenzahl ist, um so grösser fällt bei gleichem Arbeitsvermögen das Pendelgewicht aus, um so mehr macht sich aber als-

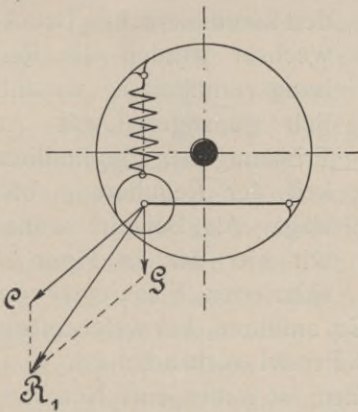


Fig. 26.

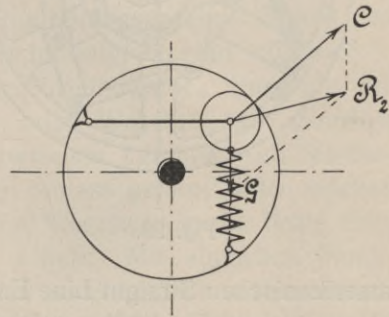


Fig. 27.

dann die Wirkung der Schwerkraft bei jeder Umdrehung störend bemerkbar. Die jetzt so modern gewordenen Ventilmaschinen mit Achsenregulator auf der Steuerwelle, bei denen der Regler dieselbe Umlaufzahl wie die Maschine hat, können mit einem Pendel allein überhaupt nicht reguliert werden, da die Schwerkraft relativ zum Regler fortwährend ihre Richtung ändert, und zwar nicht allein zwischen  $+G$  und  $O$ , sondern zwischen  $+G$  und  $-G$  variiert. Befindet sich z. B. der Achsenregulator in der Stellung, wie sie die Fig. 26 andeutet, so genügt oft schon das Gewicht  $G$ , um der Federkraft das Gleichgewicht zu halten. Wirkt nun ausserdem noch die Centrifugalkraft, so nimmt die Resultierende  $R_1$  einen recht bedeutenden Wert an. Betrachten wir die um  $180^\circ$  gedrehte Lage (Fig. 27) so erkennen wir, dass  $C$  durch  $G$  bis auf  $R_2$  verkleinert wird. Die Differenz  $R_1 - R_2$  wird in den meisten Fällen sehr

unterschätzt, oft nicht einmal beachtet und sei daher für die Konstruktion von langsam laufenden Flachreglern, bei denen die Pendel durch Lenker mit dem Excenter gekuppelt sind, der Wink gegeben,

diese Verbindung so kräftig wie möglich auszubilden. Bei rasch laufenden Flachreglern mit kleinen Pendeln ist die soeben definierte Differenz  $R_1 - R_2$  naturgemäss klein und zwar eher nützlich als schädlich. Durch den kontinuierlichen Druckwechsel werden die Reibungsverhältnisse wesentlich günstiger, was zur Erhöhung der Empfindlichkeit der Regulierung beiträgt. Als Beispiel wollen wir hier den in Figur 28 skizzierten Flachregler der

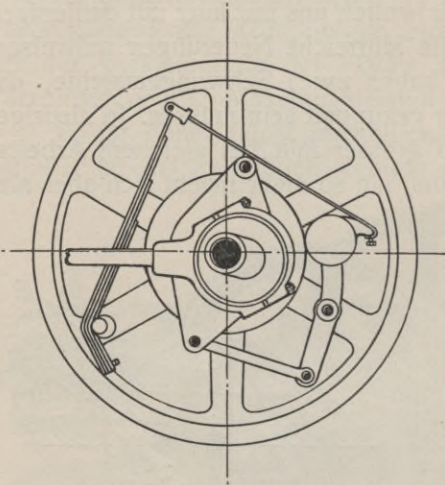


Fig. 28.

amerikanischen Straight Line Engine Co. anführen, bei welchem nur ein, mit einer Flachfeder gekuppeltes Pendel vorhanden ist.

Von den modernen Konstruktionen ist ferner eine Neuerung von Prof. Doerfel bemerkenswert, welche in der dynamischen Ausbalancierung der Excenter besteht und sich vortrefflich bewährt hat. Besonders bei höheren Umlaufzahlen, sowie bei grösseren Ausführungen tritt leicht eine störende Wirkung infolge der Masse des Regulierexcenters selbst ein, was man durch geeignete Anbringung von Gegengewichten verhüten kann.

So giebt es noch eine ganze Reihe von Neuerungen, welche zu besprechen hier zu weit führen dürfte. Wir müssen daher auf das reiche Material der Fachliteratur verweisen, z. B. auf die Abhandlungen von Tolle, Schneider, Körner, Strnad und Finkel in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. —

### 3. Beharrungsregulatoren.

Eine neuere Richtung im Regulatorbau, zu welcher in jüngster Zeit die Konstrukteure durch einen Aufsatz von Prof. Stodola, Zürich, angeregt wurden, ist für uns noch von besonderem Interesse



und zwar handelt es sich um die Verwendung der Beharrungswirkung der Massen zur Erzeugung einer empfindlichen Regulierung.

Da wir gerade bei der Betrachtung der Achsenregulatoren stehen geblieben waren, wollen wir zunächst bei diesen die Wirkung der Trägheitskraft an der Hand einiger Beispiele betrachten.

Man kann zwei Ziele mit Hilfe dieses neuen Regulierprinzipes verfolgen, und zwar einmal die Verstärkung der Verstellkraft des Regulators, das andere Mal die Erreichung denkbar grösster Annäherung an die Astasie.

Handelt es sich z. B. bei elektrischen Centralen um das Parallelschalten von Maschinen, die gemeinsam ein Netz speisen, so ist es sehr erwünscht, um die Maschinen durch eine Tourenverstellvorrichtung auf gleiche Umdrehungsgeschwindigkeit zu bringen, keinen zu kleinen Ungleichförmigkeitsgrad zu haben.

Handelt es sich dagegen um Einzelbetriebe, etwa um die Antriebsmaschine einer Spinnerei oder Weberei, wo derartige Differenzen in den Tourenzahlen zwischen Leerlauf und Vollbelastung bereits zu Betriebsstörungen Anlass geben, unter solchen Verhältnissen wird natürlich diejenige Regulierung die beste sein, die sich am meisten der Astasie nähert. Mit einfachen Flachreglern erhält man schon infolge des unvermeidlichen Unempfindlichkeitsgrades kaum 2%, im Höchstoffalle 1,5%\*), während man bei Flachreglern mit Beharrungswirkung fast ganz bis an die Grenze, d. h. bis an die Astasie kommen kann, wie Ausführungen der Praxis gezeigt haben.

Ogleich bereits im Jahre 1845 Werner und Wilhelm von Siemens auf dieses Regulierprinzip aufmerksam gemacht hatten, entstand erst 1891 der erste brauchbare Flachregler mit Beharrungswirkung, erfunden von O. L. Kummer & Co., Fischinger u. Leck. Diese haben nachweislich zuerst einen Trägheitsring bei ihrem Flachregler mit Erfolg angewendet. Seitdem sind eine Reihe amerikanischer Konstruktionen, wie z. B. die von Even, von der Ball Engine Co., von Wilber Denis, Knapp u. s. w. bekannt geworden.

Eine andere seit 1893 sehr beliebte Konstruktion ist die von Daevel-Kiel. Wie aus Fig. 29 ersichtlich, ist Z der Zapfen, um welchen sich das Excenter und gleichzeitig die mit selbigem aus einem Stück gegossene (punktiert angedeutete) Schwungscheibe s

---

\*) Vergl. auch Fig. 42.

drehen kann. Es ist ohne weiteres aus der Anordnung der Einzelteile ersichtlich, dass Beharrungswirkung und Verstellkraft sich addieren. Die Pendelmasse, zumal sie weit aussen liegt, braucht bei der meist sehr hohen Umlaufzahl (500 T. p. Min.) nur sehr klein zu sein und haben wir hier wieder ein lehrreiches Beispiel eines Einpendelregulators vor uns.

In letzter Zeit ist ferner ein anderer Achsenregulator mit Blattfeder und Trägheitsring nach dem System Lenz entstanden,

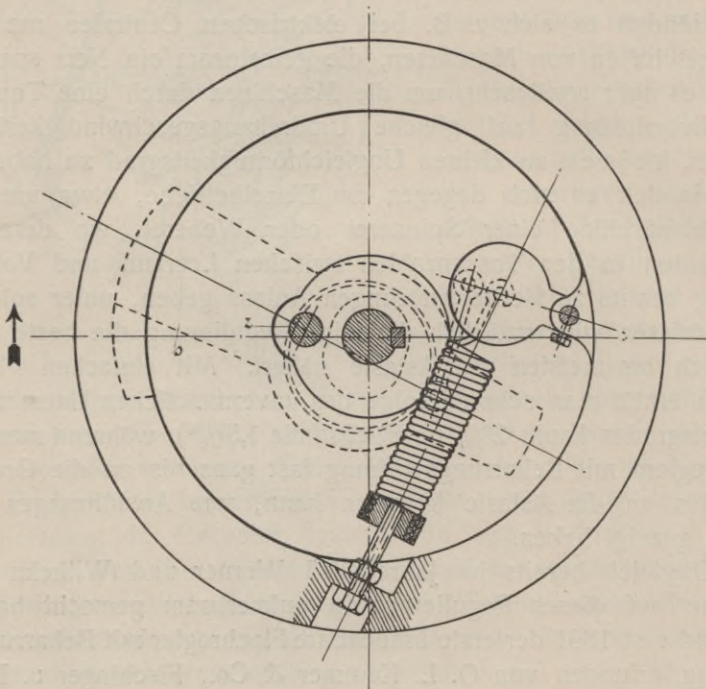


Fig. 29.

der uns an anderer Stelle und zwar im Abschnitt über Tourenverstellvorrichtungen abermals interessieren wird.

Ferner giebt es jetzt eine Konstruktion von Steinle & Hartung, welche gestattet, den Regulator sowohl liegend als auch stehend zu verwenden.

In sehr sinnreicher Weise ist hier das in Fig. 16 bereits gezeigte System benutzt worden, um das Beharrungsvermögen der Schwunggewichte zur Erzeugung nützlicher Verstellkraft mit heran-



zuziehen. Die beiden Nocken  $a_1$  bzw.  $a_2$  sind mit der Spindel starr verbunden (vergl. Fig. 30), während die Achse  $q$ , auf welcher die Pendel  $P_1$  bzw.  $P_2$  gleiten, um die Spindel  $s$  drehbar ist. Wird jetzt die Maschine beispielsweise stärker belastet, sinkt also die Umlaufzahl, so haben die Pendel infolge ihrer Trägheit das Bestreben, in der Drehrichtung voranzueilen. Die Nocken  $a_1, a_2$  werden also durch die Zugglieder  $b_1, b_2$  die Pendel der Spindel nähern, d. h. es entsteht eine Komponente in Richtung ihrer Gleitachse, welche zur Verstellkraft sich addiert. In Fig. 31 bringen wir einen Längsschnitt zur Darstellung, aus welchem die Tourenverstellrichtung während des Ganges ersichtlich ist. Die gesamte Konstruktion dagegen ist leider noch recht kompliziert und lässt sich zweifellos vereinfachen.

Es dürfte viel zu weit führen, die übrigen Systeme von Beharrungsreglern, wie z. B. nach Lynen, Tolle, Proell, Zabel, Lentz, Strnad, Fischinger etc. näher zu erläutern, wir wollen uns lieber nachher mit den Regulierungsfragen etwas eingehender befassen.

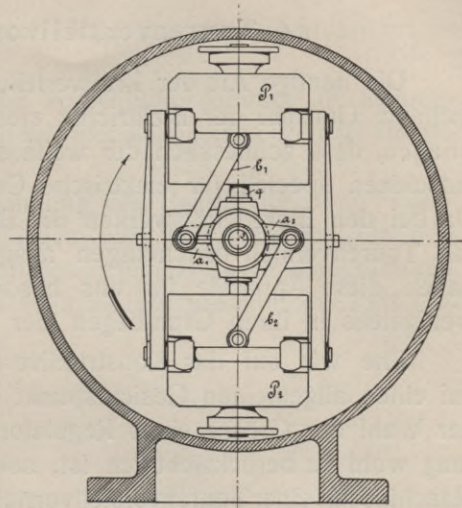


Fig. 30.

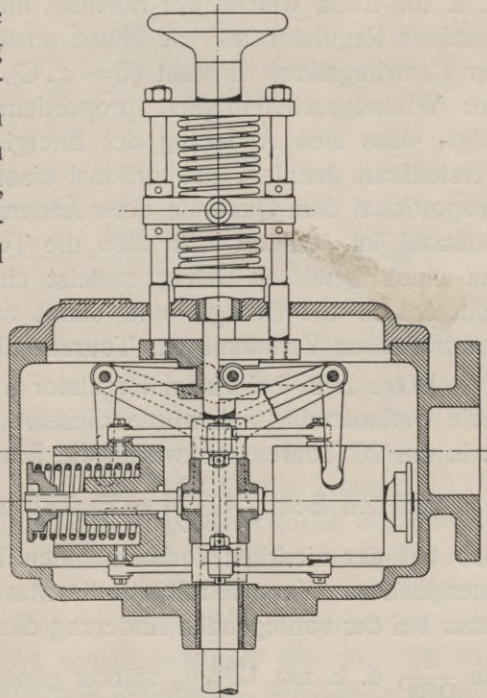


Fig. 31.

#### 4. Tourenverstellvorrichtungen.

Die heutige Art der Kraftverteilung in Fabriken, die immermehr zu Gunsten der Elektrizität sich gestaltet, wird es mit sich bringen, dass schliesslich der weitaus grössere Teil von Betriebsmaschinen speciell für elektrische Centralen bestimmt sein wird. Da bei den Elektrizitätswerken die Betriebsmaschinen fast immer mit Tourenverstellvorrichtungen ausgerüstet werden müssen, so haben diese Apparate für uns besonderes Interesse und sollen wenigstens in ihren Grundlagen hier kurz behandelt werden.

Ehe wir auf das Konstruktive näher eingehen, wollen wir auf einen allgemeinen Gesichtspunkt aufmerksam machen, der bei der Wahl der Grösse eines Regulators für eine vorgelegte Steuerung wohl zu berücksichtigen ist, sobald verlangt wird, dass die Maschine mit einer Tourenverstellvorrichtung ausgestattet werden soll.

Da bekanntlich die Energie  $E$  (auch die Gleitkraft genannt) d. h. die Kraft, welche der ruhende, nicht mit dem Stellzeug verbundene Regulator auf die Hülse ausübt, im linearen Verhältnis zur Centrifugalkraft  $C$  steht ( $E = c \cdot C$ ), letztere aber dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit proportional ist ( $C = m \cdot r \cdot \omega^2$ ), so folgt, dass eine Änderung der Energie, die man bekanntlich als Verstellkraft definiert, proportional einer Änderung von  $C$ , mithin proportional dem Quadrate einer Änderung von  $\omega$ , bezw. der Umlaufzahl ist. Ändert man also die Tourenzahl eines Regulators um einen gewissen Betrag mittelst einer Verstellvorrichtung, so ändert sich die Energie und damit auch seine Verstellkraft im quadratischen Verhältnis zur Tourenzahl.

Wäre z. B. bei einem Regulator  $n = 200$  T. p. Min. die normale Umlaufzahl und würde dieselbe um  $10\%$  herabgemindert, d. h. um 20 Touren, so würde die Energie, die vorher etwa  $= 1$  war, auf den Betrag  $\left(\frac{180}{200}\right)^2 = E \cdot 0,81$  d. h. um  $19\%$  sinken. Um also bei der niedrigst vorkommenden Tourenzahl noch genügend Energie bezw. Verstellkraft an die Maschine abgeben zu können, muss bei der vorliegenden Änderung der Umlaufzahl der Regulator um  $\frac{1}{0,81}$ , d. h. um  $12\frac{1}{2}\%$  stärker genommen werden.

Für die meisten, in der Praxis vorkommenden Fälle genügt im allgemeinen eine Veränderung der Tourenzahl in kleinen



Grenzen, etwa  $\pm 5\%$ , also total  $10\%$ ; nur selten werden bis zu  $\pm 7,5\%$  verlangt.

Konstruktiv lässt sich die vorliegende Aufgabe in mannigfacher Weise lösen und wollen wir hier wenigstens die drei Hauptarten erörtern:

1. Die Änderung der Spannung der Hauptfeder | bei Feder-
2. Die Hinzufügung einer Gegen- oder Zusatzfeder | regulatoren.
3. „ „ „ eines Laufgewichtes bei Gewichtsregulatoren.

ad 1. Bei dieser Art ist zunächst ein wesentlicher Punkt zu beachten.

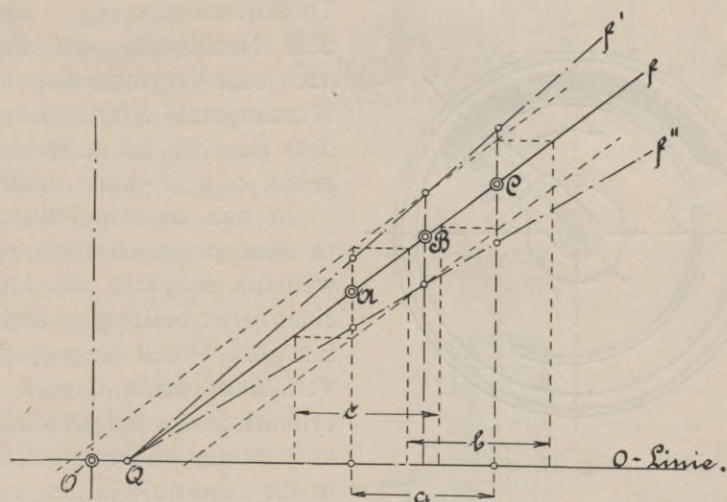


Fig. 32.

Wollte man eine höhere Tourenzahl lediglich durch stärkeres Anspannen der Hauptfeder erzielen, so ändert sich bekanntlich der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  des Regulators unter Umständen ganz erheblich. Dies sei an der Hand der Fig. 32 kurz erläutert.

Die f-Linie stelle in ihren Ordinaten die Drücke der Hauptfeder dar, die wir von A bis C während des Ausschlagsgebietes a des Pendels benötigen. Die f-Linie schneidet dann bekanntlich die Null-Linie rechts vom Pol O, wenn der Regulator statisch, in O, wenn er astatisch, links von O, wenn er labil ist. Da wir nur statische bzw. pseudoastatische Regulatoren verwenden können und an die Verstellvorrichtung meist die Anforderung stellen, dass durch die Änderung der Tourenzahl der Ungleichförmigkeitsgrad

des Regulators konstant bleibt, so müssen wir unsere Federkurve stetig durch den gleichen Punkt Q hindurch gehen lassen.\*)

Würden wir also, um eine Tourensteigerung zu erzielen, nur die Feder stärker spannen, d. h. von derselben das Gebiet b an Stelle von a benutzen, so ergäbe sich eine Parallele zur f-Linie (punktiert angedeutet), die den Regulator im vorliegenden Falle sogar labil macht. Nach dem bereits Gesagten benötigen wir daher die f'-Linie um  $\delta$  konstant zu halten. Dies ist aber nur möglich, wenn ausser der stärkeren Anspannung der Feder auch gleichzeitig eine Verkürzung ihrer Länge vorgesehen wird. Analog ist bei einer

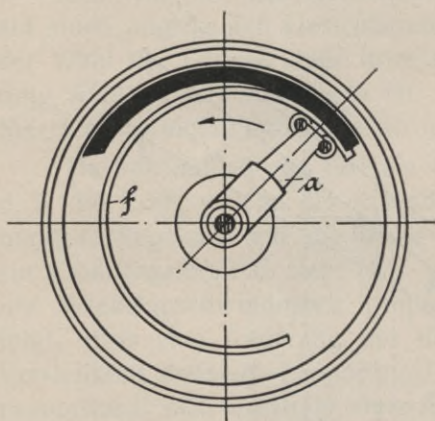


Fig. 33.

Tourenverminderung ausser dem Nachlassen der Feder auch eine Vergrößerung ihrer Windungszahl erforderlich, sodass man für das Ausschlagsgebiet c die f'-Linie erhält.

In den meisten Fällen ist es aber praktisch nicht ohne weiteres möglich, die Länge einer Feder beliebig zu ändern. Ein von Proell angegebenes Verfahren beruht darauf, bei cylindrischen, auf Druck beanspruchten Schraubenfedern in die unterste Windung einen

Keil zu legen, der so geformt ist, dass während der Zusammenpressung der Feder der erste Gang sich teilweise auf ihn legt und damit sich sozusagen selbstthätig ausschaltet. Versuche an Achsenregulatoren nach Art der Fig. 23 haben ergeben, dass dieses Mittel sehr wirksam ist. Wenn  $\delta$  auch nicht absolut konstant gehalten wird, so ändert sich sein Wert kaum um 1% bei 5% Tourenänderung, also eine Abweichung, die in den meisten Fällen mit in Kauf genommen werden kann.

Eine ebenso einfache Art, die Länge einer Feder gleichzeitig mit ihrer Spannung zu ändern, finden wir bei dem Lentz'schen Achsenregler, bei welchem, wie Fig. 33 zeigt, ein um die Welle drehbarer, radialer Arm a die Feder f an verschiedenen Stellen

\*) Die Strecke OQ giebt uns bekanntlich ein Mass für die Annäherung an die Astasie.



des Gehäuseumfanges festklemmen kann.

Eine andere äusserst sinnreiche Methode der Tourenänderung ohne Zusatzfeder ist von Prof. Doerfel bekannt gegeben worden. Wie aus Fig. 34 und 35 ersichtlich, wird das ruhende Federende E an einem gekrümmten einarmigen Hebel a, welchem von aussen durch Konusverschiebung leicht eine andere Lage gegeben werden kann, befestigt. Es wird dadurch nicht allein die Spannung der Feder, sondern auch die Kraft-richtung mithin ihr Moment geändert, sodass bei richtiger Bemessung der Hebel-längen und Drücke  $\delta$  konstant gehalten werden kann. Dieses überaus einfache Verfahren hat nicht nur bei Flachreglern, sondern auch neuerdings bei Vertikalregulatoren Anwendung gefunden.

ad 2. Was wir vorhin bei Fig. 32 von der Änderung der Hauptfeder gesagt haben, gilt naturgemäss auch für die Änderung der Spannung der Zusatzfeder.

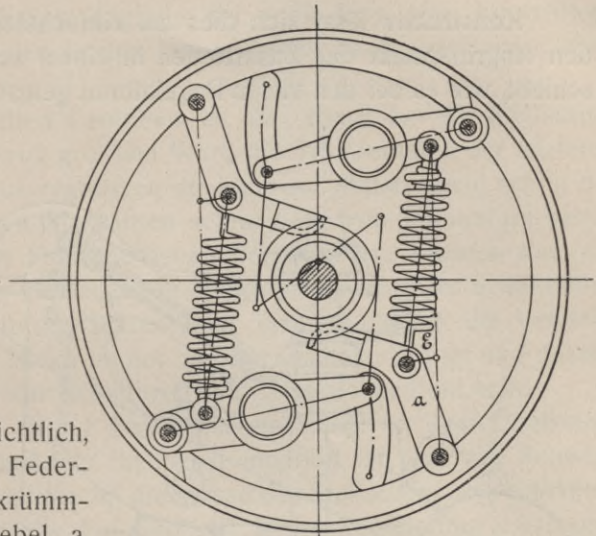


Fig. 34.

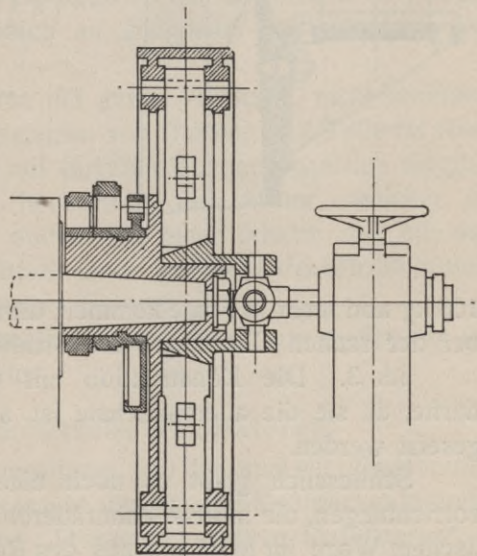


Fig. 35.

Konstruktiv lässt sich dies am einfachsten lösen, wenn man den Angriffspunkt der Zusatzfeder in einem schrägen Schlitz verschiebt, wie es bei den vielen Regulatoren gemacht wird (vergl. auch

Figur 12 u. 36).

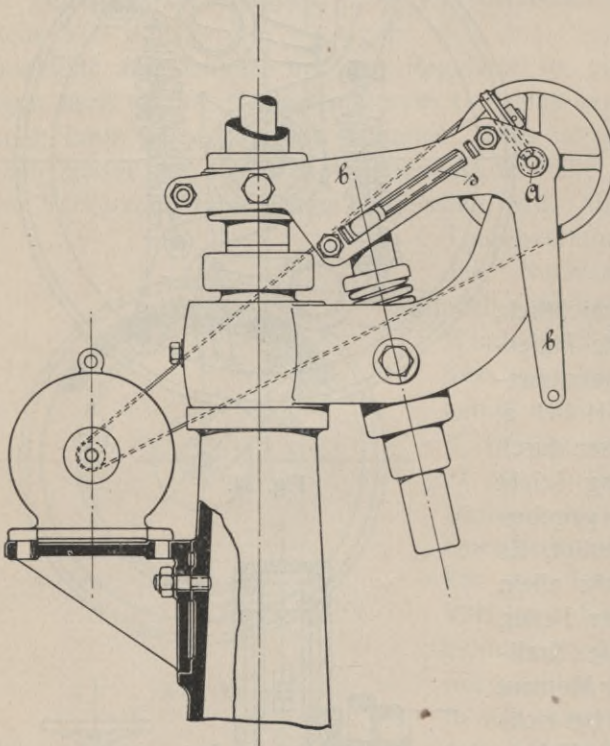


Fig. 36.

Honold schlägt vor, die cylindrische Schraubenfeder über ein Schraubengewinde von gleicher Art wie die Federwindung zu stecken und dieses Passstück in der Feder zu verschrauben, sodass ein Teil der Windungen ab- und zugeschaltet werden können. Bei kleineren Federn ist dies vielleicht möglich, bei grösseren aber, wo

100 kg und mehr in Frage kommen, dürfte eine Verschraubung, zumal bei der rauhen Oberfläche des Stahldrahtes, schwerlich gelingen.

ad. 3. Die Konstruktion mit verschiebbarem Laufgewicht dürfte, da sie die allereinfachste ist, als allgemein bekannt vorausgesetzt werden.

Schliesslich giebt es noch eine grosse Zahl von Verstellvorrichtungen, die mittelst Zahnräderübersetzungen oder auf hydraulischem Wege im Mechanismus des Regulators Veränderungen hervorrufen und dadurch die Tourenzahl beeinflussen. Keine der beiden Arten können aber als geeignet erscheinen, erstere, weil sie meist zu kompliziert, letztere, weil sie in Folge der unvermeidlichen Undichtigkeiten von Plunger und Stopfbüchsen nicht genügend betriebssicher ist.



Am Ende dieses Kapitels sei noch kurz eine Einrichtung erwähnt, die seit den letzten Jahren immer häufigere Verwendung findet.

Bei elektrischen Centralen ist es, zumal bei Parallelbetrieb von Maschinen\*), von grossem Wert, die Tourenzahlen der letzteren vom Schaltbrett aus regulieren zu können. Meist macht schon der Lärm, der von den Maschinen selbst oder von Reparaturarbeiten oder anstossenden Fabrikbetrieben herrührt, das Anrufen des, die Verstellvorrichtung bedienenden Maschinisten von der Schaltbühne aus unmöglich. Infolgedessen baut man häufig an die Verstellvorrichtung einen Elektromotor an, der umsteuerbar ist und dessen Anlasswiderstand am Schaltbrett der Centrale bedient wird.

Die meisten dieser Einrichtungen leiden an dem Übelstand, dass der Motor auf dem Stellhebel montiert ist, und alle Schwingungen der Hülse mitmacht, die Masse des Stellzeuges also erheblich vergrössert, mithin die Empfindlichkeit der Regulierung verringert.

Bei dem Proellschen System elektrischer Tourenverstellung (Fig. 36) ist dies dadurch vermieden, dass die Schnecke zum Antrieb der Spindel  $s$  im Drehpunkte  $A$  des Stellhebels  $b$  gelagert ist, sodass der Motor seitlich an geeigneter Stelle fest montiert werden kann.

Bei den Konstruktionen mit genau vertikaler, nicht drehbarer Zusatzfeder wie bei den Systemen von Hartung und Tolle ist ebenfalls eine elegante Lösung mit direktem Schneckenantrieb möglich.

Prof. Stumpf bringt neuerdings den Motor, welcher die Spannung der Hauptfeder ändert, in einer Nische des mit dem Regulator rotierenden Gehäuses unter und leitet den Strom mittelst Schleifkontakte durch die hohle Spindel.

Damit dürften die Hauptarten und Merkmale dieser Art von Vorrichtungen erschöpft sein.

## 5. Dynamometrische Regulatoren.

Ein eigenartiges Regulierprincip, von dem man allerdings heutzutage keine Anwendung mehr macht, das also nur historisches Interesse hat, liegt den sogenannten „Dynamometrischen Regulatoren“ zu Grunde.

Solche werden zwischen treibender und getriebener Welle eingeschaltet. Das durchgeleitete Drehmoment dient zur Spannung

\*) Patentiert der Firma Siemens & Halske.

einer Feder und zwar wird von der Grösse der Durchbiegung derselben die Dampfzufuhr abhängig gemacht.

Die beiden aus früherer Zeit bekannten Systeme von Bourry sowie das von Roth zeigen Zahnradübersetzungen, während bei dem von Siepermann die Differenz der Drehmomente auf hydraulischem Wege übertragen wird. Da sowohl die Feinheit der Regulierung, wie auch in erster Linie die Betriebssicherheit bei all diesen Systemen sehr zu wünschen übrig lässt, ist man von der Verwendung solcher Regulatoren ganz abgekommen.

### 6. Leistungsregulatoren.

Wir gehen nun über zu der Betrachtung der sogenannten „Leistungsregulatoren“.

Hier haben wir es nicht mit einer Regulierung auf annähernd konstante Tourenzahl bei variabler Belastung, sondern mit einer

Regulierung auf variable

Tourenzahl bei konstanter Belastung zu thun.

Soll z. B. die Leistung eines

Pumpwerkes, bei dem be-

kanntlich der Widerstand so

gutwiekonstant ist, erhöht werden,

so kann dies nur durch Steigerung der

Tourenzahl erreichen. Bahn-

brechend auf diesem Gebiete

war hier die Konstruktion

v. Weiss-Basel

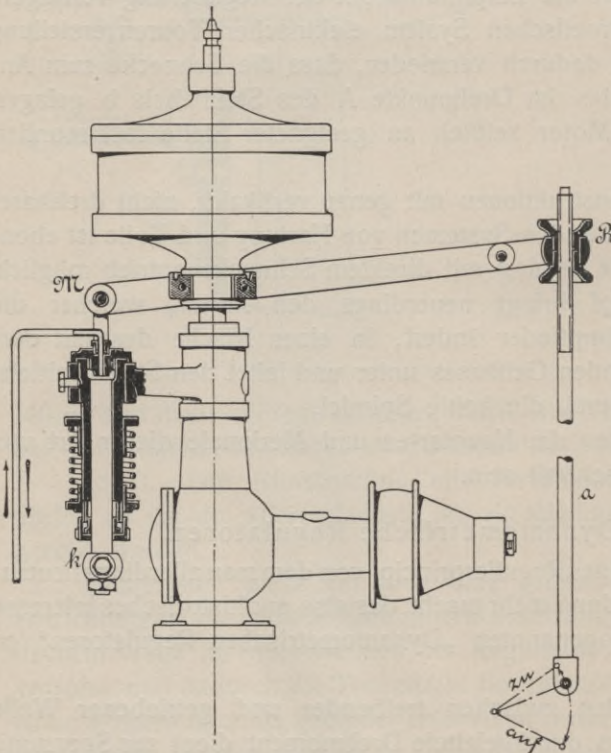


Fig. 37.



(1890). Hierbei ist die Aufgabe dadurch gelöst, dass der Regulator bei denkbar grösster Einfachheit ausserordentlich stark statisch (Differenzen von z. B. 94 bis 532 T. p. Min.) und die Länge der Übertragerstange a nach dem Regulierorgan (vergl. Fig. 37 u. 38) einstellbar gemacht wurde. Es ist ohne weiteres ersichtlich, dass z. B. eine Verlängerung des Gestänges ein Sinken der Umlaufszahl und damit eine Verminderung der Leistung zur Folge haben muss. Die Regulierung kann statt von Hand auch automatisch in sehr einfacher Weise dadurch bewirkt werden, dass der Drehpunkt M (Fig. 37) in seiner Höhenlage variabel und zwar abhängig gemacht wird von der unter einem Kolben k befindlichen Flüssigkeit, deren Druck sich beispielsweise nach dem Niveau des Hochreservoirs richtet. Hat z. B. letzteres nahezu sein Maximum erreicht, so presst die Druckflüssigkeit selbstthätig den Kolben heraus, wodurch der Drehpunkt M des Stellhebels gesenkt

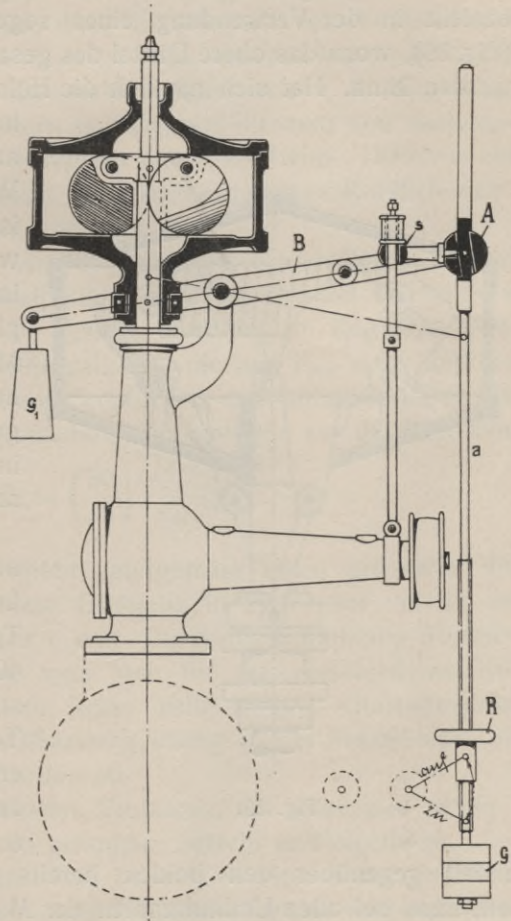


Fig. 38.

und das Minimum der Tourenzahl einreguliert wird.

Eine interessante Sicherheitsvorrichtung gegen Durchgehen der Maschine bei Rohrbrüchen etc., die viel im Gebrauch ist, bringt die Fig. 38 ebenfalls zur Darstellung.

Ist der Regulator bei maximaler Tourenzahl nahezu in der

höchsten Stellung angelangt, so wird durch den Anschlagring s ein Lösen der Übertragerstange a vom Stellhebel B am Gelenk A herbeigeführt und durch das Gegengewicht G der Dampf augenblicklich abgesperrt.

Ein in jüngster Zeit von Prof. Stumpf angegebenes Verfahren besteht in der Verwendung eines sogenannten Sicherheitshubes (Fig. 39), wozu das obere Drittel des gesamten Hülsenhubes benutzt werden kann. Hat sich nämlich die Hülse um  $\frac{2}{3}$  ihres Weges ge-

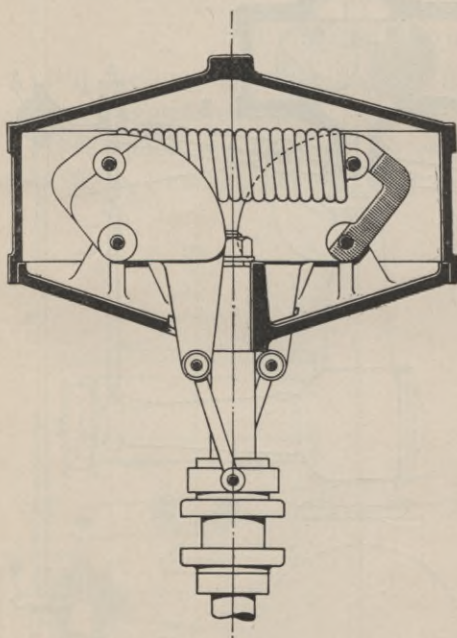


Fig. 39.

hoben, so hört der Regulator auf stark statisch zu sein. Während des letzten Drittels ist er dann pseudoastatisch wie die normalen Regulatoren. Tritt nun infolge plötzlicher Entlastung der Maschine eine unzulässig hohe Tourenzahl auf, so geht die Hülse sehr rasch in ihre oberste Lage und reguliert die Nullfüllung ein.

Eine ebenfalls ziemlich neue Konstruktion eines Leistungsreglers ist die von Tolle. Während bei Weiss 400 % Tourenverstellung möglich sind, kann bei dem Tolle-Regulator nur 100 % erreicht werden, was für manche Fälle aber ausreichend ist. Diese Bauart

erzielt gegenüber den beiden bereits besprochenen den Vorteil, dass bei allen Umlaufzahlen der Maschine der volle Hülsenhub zur Regulierung verwendet werden kann. Man könnte diesen Regulator als pseudoastatischen Leistungsregulator bezeichnen. Die Verstellung wird durch starke Hülsenbelastung mittels zweier vertikal angeordneter Federn erzeugt. Wenn die Anwendung von in Summa 4 Federn zur Vereinfachung des Systems auch nicht gerade beiträgt, so soll sich dieser Regulator zumal bei Betrieben mit stark wechselndem Dampfdruck doch gut bewährt haben.



Am Schlusse unserer Betrachtung über die Regulatorsysteme wollen wir noch einige neuere Punkte in Erwähnung bringen, die bei der Konstruktion von Regulatoren gute Dienste leisten können.

Würde man z. B. bei der Berechnung eines Regulators das reine Kugelgewicht  $G$  allein berücksichtigen, so wird man sehr bald die Erfahrung machen, dass die hiernach berechneten Federn zu schwach ausfallen, denn es ist ohne weiteres verständlich, dass die Centrifugalkraft der Konstruktionsteile, wie z. B. Kugelträger, Hängearme, Bolzen, Muttern etc. mehrere Procent von derjenigen ausmacht, welche von den Kugeln entwickelt wird. Dieser soeben erwähnte Einfluss veranlasst die Einführung eines Koefficienten  $e$ , dessen Grösse sich leicht ermitteln lässt.

Bezeichnet  $G$  das wirkliche Gewicht beider Kugeln,  $x_m$  die Entfernung des Kugelmittelpunktes von der Spindel bei mittlerem Regulatorausschlag,  $C_m$  die gesamte mittlere, im Kugelmittelpunkt angreifend gedachte Centrifugalkraft, die aus  $F_m$ , dem empirisch leicht bestimmbareren mittleren Federdruck, sich sofort herleiten lässt, so ist das ideelle Kugelgewicht  $G_s$  zu ermitteln aus der Beziehung:

$$G_s = \left(\frac{30}{\pi n}\right)^2 \frac{C_m}{x_m} \cdot g.$$

Dieser Ausdruck ergibt naturgemäss einen grösseren Wert als  $G$  und stellt uns diese Differenz in Procenten von  $G$  ausgedrückt den Koefficienten  $e$  dar. Durch die Einführung desselben in die Rechnung erspart man sich für die verschiedenen Konstruktionsteile eine grosse Reihe sehr lästiger Gleichgewichtsbedingungen, zu deren Aufstellung häufig in der Praxis nicht einmal genügend Zeit vorhanden ist.

Ein weiteres abgekürztes Verfahren, um rasch und sicher zu brauchbaren Resultaten zu gelangen, besteht in Folgendem.

In der Mehrzahl der Fälle handelt es sich in der Praxis um die Berechnung der Federn eines Regulators für eine vorgeschriebene Tourenzahl. Die Berücksichtigung des soeben erläuterten Einflusses von  $e$  allein genügt aber nicht, da noch ein anderes sehr wichtiges Moment in Betracht kommt. Offenbar hängt dies von dem Umstande ab, dass bei den meisten Systemen der geometrische Schwerpunkt der Kugeln, den wir der Einfachheit halber gewöhnlich in Rechnung ziehen, durchaus nicht mit dem eigentlichen Schwerpunkte der gesamten Regulatorkonstruktion zusammenfällt,

mit dem wir unbedingt rechnen müssen. Der Fall wird dadurch noch komplizierter, dass wir weder den Ort dieses Schwerpunktes kennen, noch wissen, in welcher Weise die Lage desselben zur gesamten Konstruktion während des Regulatorausschlages sich ändert.

Da es nun viel zu umständlich wäre, bei den häufigen Federberechnungen die jeweilige Lage des ideellen Schwerpunktes der Konstruktion für die einzelnen Ausschlagsstellungen zu ermitteln, hat die Praxis einen Weg gelehrt, durch Berücksichtigung eines einzigen, wir nennen ihn „Erfahrungskoeffizienten  $\rho$ “ zu richtigen Ergebnissen zu gelangen.

An einem Regulator, dessen Abmessungen, Federdrücke etc. genau bekannt sein müssen, beobachtet man die Umlaufszahlen bei den 3 Ausschlagsstellungen der unteren, mittleren und oberen. Berechnet man nun aus den Drücken einer beliebigen Feder (sog. Versuchsfeder) die diesen Umlaufszahlen entsprechenden Centrifugalkräfte und setzt letztere ins Verhältnis zu denjenigen, die man auf rein theoretischem Wege hergeleitet hat, so erhält man für die oberste und unterste Stellung zwei meist nahezu gleiche Werte für einen Erfahrungskoeffizienten  $\rho$ . Die richtige Einführung desselben in die Rechnung giebt dann Garantie, Federberechnungen bis zu jeder beliebigen Genauigkeit bzw. Übereinstimmung mit der Praxis vornehmen zu können.

Dieses Verfahren lässt sich dadurch modificieren, dass man den Erfahrungskoeffizienten mit den Werten  $x$  für die Entfernung des Kugelmittelpunktes von der Spindel kombiniert. Man wird also ebenso gut zum Ziel kommen, wenn man die Tourenzahlen der einzelnen Ausschlagsstellungen beobachtet, daraus die jeweilige Lage des ideellen Schwerpunktes des ganzen Systems ermittelt und die so gewonnenen Werte für  $x$  der neuen Federberechnung zu Grunde gelegt.

Was die rein konstruktiven Gesichtspunkte im Regulatorenbau anbelangt, so hat die Praxis gezeigt, dass Maschinenelemente wie Zahnräder, Rollen-Schnurübersetzungen, steilgängige Schnecken etc., sobald sie dauernd in Bewegung sind, nach Möglichkeit bei Neukonstruktionen vermieden werden sollten, nicht allein weil sie kostspielig sind und die Montage erschweren, sondern, weil die Abnutzung eine viel zu rasche ist. Dazu kommt noch der meist sehr schlechte Wirkungsgrad derartiger Getriebe, wodurch die Verstellungskraft wesentlich verringert wird.



Bezüglich der Anordnung der Schwunggewichte sei erwähnt, dass man bestrebt sein muss, eine gute Führung für dieselben, sei es durch Gleitflächen oder Drehung um einen Bolzen, vorzusehen. Schwungpendel, welche direkt an Federn hängen, rufen leicht, zumal wenn sie nicht in einer Normalebene zur Spindel ausschlagen, mithin der Wirkung der Schwere unterworfen sind, so störende Vibrationen hervor, dass sich eine brauchbare Regulierung kaum erzielen lässt.

Schliesslich giebt es vereinzelte Konstruktionen, bei denen hydraulische Hilfsmittel zur Verwendung gelangen.

Was wir bereits bei den Tourenstellvorrichtungen und bei den dynamometrischen Regulatoren in dieser Beziehung erwähnt hatten, gilt hier noch in viel höherem Masse. Der Betriebsunsicherheit wegen ist man von den hydraulischen Einrichtungen an normalen Regulatoren fast ganz abgekommen.

---

## II. Regulierungsfragen.

Nachdem wir nunmehr die Entwicklung des gesamten Regulatorenbaues bis in die allerneueste Zeit verfolgt haben, wollen wir uns mit der Wirkungsweise der Regulatoren, d. h. mit einigen wichtigen Regulierungsfragen beschäftigen, die sowohl für den Maschinenbauer als auch für den Elektrotechniker von hoher Bedeutung sind.

Die Anforderungen, die in Bezug auf die Regulierung einer Betriebsmaschine gestellt werden, sind natürlich sehr verschieden.

In erster Linie wird die Forderung gestellt, dass die Dampfökonomie bei allen Füllungsgraden die denkbar beste ist.

Bei dem heutigen Stande der Thermodynamik dürfte jedem bekannt sein, dass jetzt fast ausschliesslich nur noch Expansionsregulierung in Frage kommt. Die Drosselregulierung ist aber deshalb noch nicht ganz verworfen und wollen wir hier als Beispiel die bekannte jetzt in England hochmoderne Willans Maschine mit Drosselregulator anführen, die doch günstigen Dampfverbrauch aufweist. Dies ist natürlich nicht buchstäblich zu nehmen. Allerdings liegen hier die Verhältnisse insofern günstig, als wir bei dieser Type sehr hohe Umlaufzahlen, geringen schädlichen Raum, dreifache Expansion auch bei kleineren Maschinen und wirklich

anerkannt vorzügliche Ausführung haben.\*) Bei normaler Füllung resultiert daher ein günstiger Dampfverbrauch, was sich aber sofort ändert, sobald die Maschine längere Zeit schwächer oder stärker belastet ist.

Wir betrachten nunmehr nur diejenigen Regulierungen, bei denen die Expansion verstellt wird.

Ausser hoher Dampfökonomie werden aber noch zwei sehr wesentliche Forderungen in Bezug auf die Regulierung gestellt:

1. Die Maschine soll bei allen Belastungen möglichst konstante Tourenzahl einhalten, d. h. je grösser die Annäherung an die Astasie, umso besser.

Von der richtigen Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta$  hängt sehr viel ab. In der Praxis nimmt man 3 bis 4% als normal an, 2% für feinere elektrotechnische Zwecke, 1% ist schon sehr gewagt; man hat auch noch weniger erreicht wie bereits 1891 auf der elektrotechnischen Ausstellung zu Frankfurt a. M. an einer Maschine der A. - G. vorm. Kummer & Co. beobachtet werden konnte. Maschinen der Düsseldorfer Ausstellung 1902 zeigten ebenfalls nahezu ganz astatische Regulierung.

Eine Formel für  $\delta$  aufzustellen, dürfte keinen Zweck haben, da die Eigenschaften der zahllosen Steuerungen ganz verschiedene sind. In erster Linie ist hier der Rückdruck der Steuerung zu beachten, denn wollte man z. B. ohne Anwendung einer Ölbremse eine Steuerung, die bedeutenden Rückdruck erzeugt, mit einem Regulator von  $\delta = 1\%$  verbinden, so wird die Hülse des letzteren, statt gleichmässig zu regulieren, auf- und abjagen (die Engländer nennen dies „hunt“), ein Zustand, der für den Betrieb natürlich unhaltbar ist.  $\delta$  zu gross nehmen, hat auch keinen Zweck mit Ausnahme des schon öfter erwähnten Falles, betreffend den Parallelbetrieb mit Wechselstrom- und Drehstrommaschinen, auf den wir später noch eingehender zu sprechen kommen.

2. Die Regulierung soll eine empfindliche sein und hierin liegt eigentlich das Hauptziel aller Konstrukteure. Dies erfordert aber zwei Grundbedingungen:

- a) Die Verwendung eines hoch empfindlichen Regulators,
- b) „ „ „ einer guten rückdruckfreien Steuerung.

---

\*) In der Fabrik bei Rugby angestellte Proben mit Kolbenringen, die fertig von der Drehbank kamen, ergaben, dass Differenzen in den Breiten nicht mehr messbar waren, also unterhalb von 0,025 mm blieben.



Was Punkt a) anbelangt, so ist verschiedenes in dieser Beziehung bei der vorangegangenen Kritik der einzelnen Regulatorsysteme gesagt worden. Wir wollen hier nur noch einmal kurz an die Hauptgesichtspunkte erinnern:

Federregulatoren mit möglichst kleinen Massen (nach Hartung, Proell, Tolle);

Vermeidung stark beanspruchter Winkelhebel zwecks Reducierung der Bolzenreibung auf ein Minimum, gute zwangläufige Führung der Schwungpendel, am besten durch Lenker;

Beseitigung des Einflusses der Schwerkraft auf die Pendel etc. Was Punkt b) anbetrifft, so können wir von dem ausgedehnten Gebiete der Steuerungen nur diejenigen Hauptgesichtspunkte in gedrängtester Form hier in Erwähnung bringen, die für die Regulierfähigkeit der Maschine von Bedeutung sind.

Von einer guten Steuerung wird verlangt, dass sie richtige Dampfverteilung hat, mithin ökonomisch arbeitet, dass sie betriebsicher ist und geräuschlos läuft, dass sie sich in leichtester Weise vom Regulator beeinflussen lässt und dass sie sich für hohe Tourenzahlen eignet, ohne raschem Verschleiss unterworfen zu sein. Fast alle früheren und jetzt noch viel verwendeten Steuerungen leiden an dem Mangel zu grosser Kompliziertheit; die beiden letzten Forderungen betreffs der hohen Tourenzahl und des Verschleisses konnten daher meist nicht erfüllt werden.

Als Beispiel wieviel kinematische Glieder bei den verschiedenen, heute noch viel verwendeten Steuerungen mit einander verbunden sind, lassen wir eine Zusammenstellung folgen, welche die Anzahl der Drehpunkte der einzelnen Mechanismen nur auf den „Einlass“ bezogen, angiebt:

	excl.	incl.	
	Regulatorstellzeug.		
Ältere Collmannsteuerung	12 Bolzen,	16	Bolzen
neuere       "       "	4       "	8	"
Recke-Steuerung	12       "	16	"
Kuchenbecker-Steuerung	12       "	16	"
Kliebisch-       "	11       "	15	"
Höffner-       "	10       "	14	"
ältere Sulzer-       "	10       "	14	"
neuere       "       "	9       "	13	"

	excl.	Regulatorstellzeug.		incl.
Widmann-Steuerung	7 Bolzen,			11 Bolzen
Corliss-            "	6    "	16	"	"
Radovanovič-    "	4    "	8	"	"
Lentz-Steuerung mit Achsenregler	3    "	3	"	"
Proell-            "            "            "	2    "	2	"	"

Dies zeigt wohl zur Genüge, dass man in neuerer Zeit, aus der die letztgenannten Steuerungen stammen, vor allem nach Einfachheit gestrebt hat. Komplizierte Mechanismen, und wenn sie noch so sauber gearbeitet sind, werden künftig nicht mehr konkurrieren können, da bei der oft mangelhaften Wartung der Verschleiss zu gross, die Regulierfähigkeit, die Höhe der Tourenzahl, sowie die Betriebssicherheit keine genügende ist. 350pferdige Ventilmaschinen nach dem System Lentz mit 320 Touren p. M. laufen zu lassen, kann auch nicht gerade als nachahmungswert bezeichnet werden, da hier trotz aller Einfachheit doch der Verschleiss der ganzen Maschine zu sehr mit ins Spiel kommt.

Moderne Tourenzahlen sind etwa folgende:

200 bei kleinen, 150 bei mittelgrossen, 120 bei grösseren, 100 bei ganz grossen Maschinen.

1200 pferdige Maschinen mit 120 Touren laufen zu lassen, wie solche nach dem System Proell mit Achsenregler im Betrieb sind, dürfte schon hinreichend sein. Zahlreiche Versuche mit dieser neuen, auf denkbar grösster Einfachheit beruhenden Steuerung, ergaben Tachogramme,\*) die auf sehr günstige Verhältnisse schliessen lassen, und lieferte der elektrische Betrieb den besten Beweis hierfür durch das Ergebnis, dass diese Maschinenart infolge ihrer

\*) Als Beispiel bringen wir 2 Tachogramme, die bei plötzlicher Belastungsschwankung an Maschinen mit Proell-Steuerung aufgenommen wurden.

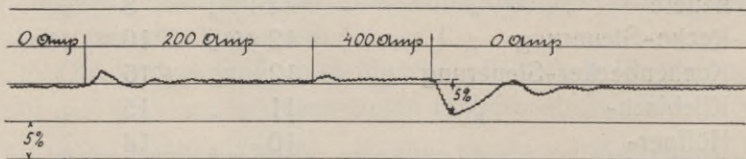


Fig. 40. Diagramm aus dem Jahre 1898 von einer Ventilmaschine mit Achsenregulator nach Fig. 23.



ausserordentlich präzisen Regulierung sich vorzüglich für Betriebe mit Wechselstrom in Parallelschaltung eignet. Es stützt sich diese Mitteilung auf jahrelange Erfahrung, die man an Ventilmaschinen mit zwangsläufiger Steuerung und Achsenregulator ohne Beharrungswirkung gemacht hat. Bei Parallelschaltungsbetrieben Beharrungsregulatoren zu verwenden, wie man es öfter versucht hat, erfordert sehr grosse Vorsicht, da gerade Trägheitswirkungen, wie wir später noch eingehender erläutern werden, bei derartigen Betrieben einen Hauptfaktor bilden. — Zu der oben erwähnten Bedingung 2, dass die Regulierung eine empfindliche sei, gehört aber nicht allein ein rasches Wirken des Regulators, also eine rasche Änderung der Füllung, damit die eingetretene Schwankung möglichst klein bleibt, sondern es gehört vor allem auch noch eine rasche Dämpfung der durch die Belastungsschwankung erzeugten Schwingung.

Die Vorausberechnung derartiger Schwingungen gehört mit zu den schwierigsten Aufgaben im Maschinenbau. Handelt es sich dazu noch um Betriebe, wo die Dynamo direkt an die Dampfmaschine gekuppelt ist, so treten meist so überaus komplizierte Interferenzerscheinungen auf, dass die theoretischen Mittel nahezu versagen. In solchen Fällen können vorläufig einzig und allein Versuchsergebnisse und Betriebserfahrungen als Wegweiser benutzt werden. Wir beschränken uns daher vor der Hand nur auf den Fall einer normalen Betriebsmaschine.

Zur Erzielung einer empfindlichen Regulierung ist in erster Linie die Reducierung aller Reibungs- und Massenwiderstände erforderlich. Das sogenannte „Überregulieren“ ist lediglich eine Folge einer durch Reibung oder durch grosse Massen verursachten Verzögerung der Regulierung. Diese für den Betrieb oft überaus störenden Schwingungen durch Ölbremse etc. zu dämpfen, ist stets nur ein Notbehelf, oder anders ausgedrückt, eine oberfläch-

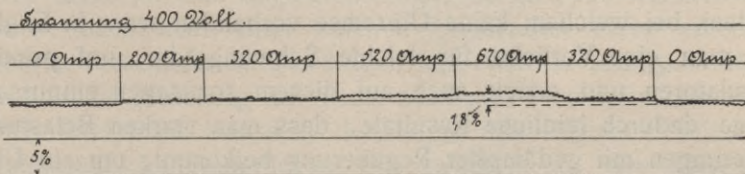


Fig. 41. Diagramm aus dem Jahre 1902 von einer Ventilmaschine mit Achsenregulator nach Fig. 24.

liche Besserung eines Übels, das man an der Wurzel anfassen sollte.

Ein eigenartiges Beispiel hierzu bietet der in England beliebte Whiteheadsche Regulator (Fig. 42), der nach der Beschreibung im Engineering 1900 allen anderen Systemen dadurch voraus sein soll, dass er das Überregulieren verhindert.

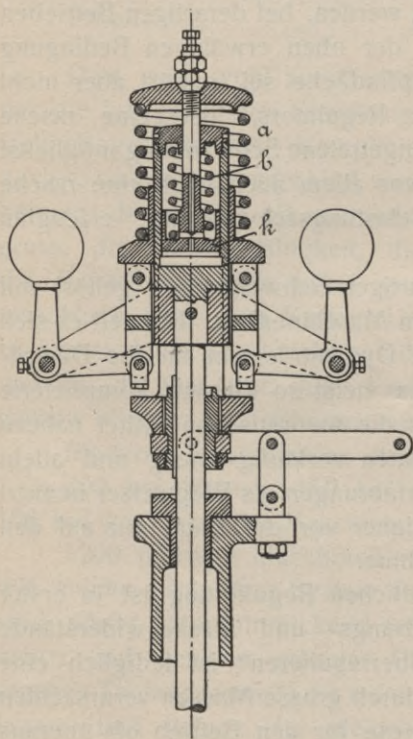


Fig. 42.

Wie der in Fig. 42 dargestellte Mittelschnitt uns zeigt, ist in konstruktiv geschickter Weise im Hohlraum der Feder des Regulators eine Ölbremse verborgen, deren Kolben k in der Mitte der Federlänge eingeschaltet ist. Tritt eine Tourenschwankung ein, so kommt zunächst nur die erste Hälfte (a) der Feder zur Wirkung, wodurch der Ruck in die Regulatorhülse gedämpft wird. Erst nach einiger Zeit, nachdem das Öl auf die andere Seite des Kolbens k geströmt ist, tritt der neue Gleichgewichtszustand ein, indem die Federhälfte a das Plus an Pressung verloren und beide Hälften a und b gleichmässig stark belastet sind.

Direkt mitgeteilte Erfahrungen aus der Praxis besagen, dass der Whiteheadsche Regulator an in Manchester laufenden

Maschinen besser sei als jedes andere, noch so empfindliche System, bei welchem keine Ölbremse vorhanden war. In England hat man eine Vorliebe für leichte Schwungräder und primitive Regulatoren und erzielt auch auf diesem sozusagen empirischen Wege dadurch leidliche Resultate, dass man starken Belastungsänderungen mit gedämpfter Regulierung beikommt, um ein Überregulieren zu vermeiden. Eine wirklich präzise Regulierung, bei welcher trotz noch so erheblicher und plötzlicher Belastungs-



änderung die Schwingung in den kleinsten Grenzen bleibt, lässt sich auf dem eben skizzierten Wege natürlich nicht erreichen.

Es sei ferner eine kurze Betrachtung bezüglich des viel erörterten Einflusses, den der Rückdruck der Steuerung auf die Regulierung ausübt, hier angestellt.

Derselbe ist in vielen Fällen nicht einmal genau bestimmbar, und wenn man ihm auf rechnerischem Wege nicht beizukommen vermag, so bleibt nichts anderes übrig, als direkte Messversuche an bestehenden Ausführungen anzustellen oder wenn solche nicht vorhanden, auf Grund früherer an ähnlichen Fällen gesammelten Erfahrungen Schätzungen vorzunehmen.

Man kann zwei Arten des Rückdruckes unterscheiden, und zwar einen solchen, der durch das Eigengewicht z. B. des Stellzeuges, der Übertrager etc. die Hülse des Regulators ständig einseitig belastet — ein derartiger ist durch geeignete Anbringung von Gegengewichten bald ausbalanciert — und einen solchen, den die Bewegung des Mechanismus mit sich bringt. Sobald die Drücke letztgenannter Art eine Grösse erreichen, dass bei jedem Hube der Maschine der Regulator durch sie aus seiner momentanen Gleichgewichtslage herausgebracht wird, kann natürlich von einer guten Regulierung nicht die Rede sein. Es bleibt dann meistens nur der Notbehelf mit der Ölbremse übrig.

Eine andere Frage ist die, ob denn die Vermeidung jeglichen Rückdruckes das zu erstrebende Ziel sei. Wenn bei konstanter Belastung und rückdruckfreier Steuerung der Regulator relativ in Ruhe ist, so ist zweifellos eine grössere Tourendifferenz nötig, um ihn in eine neue Gleichgewichtslage überzuführen, als wenn seine Hülse ständig kleinen, von der Steuerung erzeugten Vibrationen ausgesetzt ist, da in letzterem Falle der Reibungskoeffizient der Bewegung statt der der Ruhe in Betracht käme. Derartige Vibrationen (auch Tanzen genannt) sind offenbar für die Regulierung günstig, freilich nicht für den Regulator selbst, da es ohne weiteres einleuchtet, dass man unter solchen Umständen einen erheblich rascheren Verschleiss zu gewärtigen hat. Wie so häufig, so dürfte auch hier der Mittelweg der beste sein, und zwar wird man einen kleinen Rückdruck zulassen, der, ohne den Regulator selbst zu beeinflussen, kontinuierlichen Druckwechsel in den Gelenken erzeugt. Die kleinen Erschütterungen der Maschine selbst, sowie der oft auch nicht musterhafte Kegelräderantrieb der Spindel sorgen

in vielen Fällen schon selbst dafür, dass der Regulator niemals absolut zur Ruhe kommt.

Im Anschluss an die bereits berührten Regulierungsfragen, wollen wir noch ein in engem Zusammenhange hierzu stehendes Problem zum Gegenstand der Erörterung machen, welches die höchsten Anforderungen enthält, die an die Regulierung gestellt werden, und welches den Maschinenbauer sowie den Elektrotechniker gleichviel interessiert.

Es betrifft dies die Regulierung elektrischer Centralen. In der Mehrzahl der Fälle arbeiten auf ein Verteilungsnetz mehrere Dampfdynamos, deren Regulierung zumal bei Wechselstrombetrieb noch ein weites Forschungsgebiet bildet. Hier treten einem die verwickelsten Probleme entgegen, und die wenigen Beiträge, die in dieser Hinsicht zur Veröffentlichung bisher gekommen, beleuchten meistens von diesem Regulierungsvorgang entweder nur den elektrischen oder nur den mechanischen Teil für sich.

Die verdienstvollen Arbeiten von Kapp, Goerges, Isaachsen, Föppl etc. zeigen bereits, dass man die höhere Analysis zur Lösung der Aufgabe schwerlich wird umgehen können, wenn man alle Fragen streng diskutieren will. Wenn auch der wissenschaftlich geschulte Ingenieur davor nicht zurückschreckt, so handelt es sich im Konkurrenzkampfe doch meistens um die Zeit, die fast immer infolge der kurzen Lieferfristen so knapp ist, dass ruhige Stunden für eine angespannte mathematische Thätigkeit kaum erübrigt werden können.

Der normale Entwicklungsgang der Sache wird daher der sein, dass erst eine Reihe grundlegender wissenschaftlicher Abhandlungen (womit bereits begonnen) erfolgen müssen, deren Resultate mit Betriebsergebnissen verglichen werden. Es wird dann nicht lange dauern, bis die Erfahrung zeigt, in welcher Weise man die vorangegangenen Theorien vereinfachen und auf welchem Wege man am schnellsten zu sicheren Ergebnissen gelangen kann.

Wenn die Ansicht, dass ein zu grosses Schwungrad nie etwas schaden kann, da die Schwingungszeit bei rascher Belastungsänderung grösser wird und die Regulierung allmählicher vor sich geht, wohl ihre Berechtigung hat, so liegen bei Parallelbetrieb von Dampfdynamos die Verhältnisse in vielen Fällen wesentlich anders. Wie in jener Betrachtung über die neuere Richtung im Bau von Steuerungen, wo wir klar legten, dass es vorteilhafter ist, eine gute



Regulierung mit Hilfe einer präzisen Steuerung und eines empfindlichen Regulators statt durch die Anwendung von Dämpfungsmitteln oder schweren Schwungrädern zu erzielen, eine ähnliche Betrachtung können wir hier anstellen, aus welcher hervorgeht, dass die Steigerung der Regulierfähigkeit weit wichtiger ist, als die Verminderung der Ungleichförmigkeit während einer Umdrehung.

Wenn wir die Regulierungsvorgänge bei einer Dampfmaschine, die mit einer Dynamo direkt gekuppelt ist, verfolgen wollen, so haben wir zunächst zwei Probleme vor, welche, wenn sie gelöst, auch noch in richtiger Weise mit einander zu verbinden sind.

Die Vorgänge bei der Dampfmaschine lassen sich auf die durch die Litteratur bekannten, wenn auch nicht gerade ganz einfachen Methoden mit genügender Genauigkeit verfolgen.

Die Eigenschwingungen der elektrischen Maschinen lassen sich, wie Boucherot, Blondel, Kapp, Goerges etc. gezeigt haben, auch für sich berechnen, zur Kombination beider Probleme, zumal in etwas allgemeinerer, dabei leicht verständlichen und gut verwendbaren Form zur Darstellung zu bringen, bedarf es aber noch einer weit grösseren Zahl von Beobachtungsergebnissen, die vor der Hand noch nicht zu Gebote stehen. Erfahrungen aus der Praxis können auch hier einzig und allein den Wegweiser zu weiterer Erkenntnis bilden. Wie bald man bei diesen Fragen auf Schwierigkeiten stösst, zeigt schon folgender Umstand:

In allen Betrachtungen über Regulierungsvorgänge spielt beispielsweise der Ungleichförmigkeitsgrad während einer Umdrehung eine grosse Rolle und bereits an einer genauen Beobachtung des letzteren scheitern wir vorläufig. In einem ausführlichen Artikel in der Elektrotechnischen Zeitschrift hat Dr. R. Franke\*) nachgewiesen, dass eine exakte Messung dieses integrierenden Faktors bei allen unsern Betrachtungen bis jetzt noch nicht möglich gewesen ist, und zwar ist der Verfasser jenes Artikels der Meinung, dass noch gar keine Aussicht vorhanden, in welcher Weise man dieses Problem künftig lösen wird.

Wir können dieser Ansicht nicht ohne weiteres beipflichten. Damit ein Instrument ein Diagramm zu schreiben imstande ist, muss eine Kraft vorhanden sein, welche den Schreibstift führt. Bei Benutzung des Beharrungsvermögens einer rotierenden Masse

---

\*) E. T. Z. 1901. S. 888.

muss letztere, damit der Schreibwiderstand überwunden werden kann, eine gewisse Grösse besitzen, wobei aber verlangt wird, dass sie durch ihr Gewicht so gut wie keine Achsenreibung erzeugt, denn diese ist eben die Ursache für die Unempfindlichkeit der meisten bisher erdachten Instrumente.

Ein optisches Verfahren von Prof. Goerges beruht darauf, dass man während des Ganges der Maschine das Armkreuz des Schwungrades oder Dynamoankers durch intermittierendes Licht beleuchtet, also etwa durch eine Geisslersche Röhre, bei welcher die Schwingungszahl des Lichtes leicht so einreguliert werden kann, dass das Armkreuz scheinbar zur Ruhe kommt. Da die Lichtimpulse absolut gleichmässig auf einander folgen, so machen sich Differenzen in der Drehgeschwindigkeit des Rades sofort bemerkbar, welche sich als Schwebungen mit deutlich erkennbarer Amplitude beobachten lassen. Eine Aufzeichnung des Bildes könnte hierbei aber nur auf photographischem Wege bewerkstelligt werden, ähnlich wie die Bilder eines Kinematographen, also ein Verfahren, dass für die Praxis viel zu kostspielig und umständlich sein würde.

Voraussichtlich wird es daher nur durch Kombination mechanischer und elektrischer Mittel gelingen, ein Instrument zur Messung kleiner Ungleichförmigkeitsgrade, etwa derart, dass man einen Schwungring z. B. durch einen von Akkumulatoren angetriebenen Motor in ganz gleichmässige Rotation bringt und Differenzen zwischen diesem Anker und dem Schwungrade der Maschine zu Papier bringt. Wenn man auf diese Art auch nur Wegdifferenzen aufgezeichnet erhält, so lässt sich doch aus ihnen sofort der Wert des Ungleichförmigkeitsgrades ableiten.

In Anschluss hieran wollen wir noch einen Begriff erläutern, dessen Definition meist als bekannt vorausgesetzt wird, und dabei häufig falsch aufgefasst wird.

Wenn wir bei den vorhin erörterten Regulierungsfragen von der Schwere bez. der Grösse des Schwungrades sprachen, so geschah dies der Kürze halber. Präcis gesagt, handelt es sich natürlich stets um das Trägheitsmoment. Die Berechnung des letzteren ist aber, zumal bei komplizierten Querschnitten wie z. B. bei Dynamoankern meist eine ziemlich zeitraubende Arbeit, und um die Trägheitswirkung in möglichst einfacher Weise zu charakterisieren, bürgerte sich der bekannte Ausdruck „Schwungmoment“ ( $G \cdot D^2 \text{ kg. m}^2$ ) ein, d. h. das Produkt aus Gewicht und



dem Quadrat des Durchmessers\*), also eine Grösse, die in absolutem Mass angenähert gleich ist dem 4fachen Werte des Trägheitsmomentes, und die sich stets leicht und mit mehr oder minder grosser Genauigkeit bestimmen lässt. Beide Grössen, sowohl  $G$  wie auch  $D$  sind in der Praxis meist bekannt, und so pflegen die Elektrotechniker, wenn der Anker ihrer Maschinen z. B. zu leicht ist, und ein besonderes Schwungrad noch vorgesehen werden muss, die Wirkung des letzteren durch den Begriff Schwungmoment dem Maschinenbauer vorzuschreiben.

Im engsten Zusammenhange mit den Regulierungsfragen steht ferner ein Punkt, der bisher viel zu wenig Beachtung erfahren, obgleich derselbe von grosser Bedeutung ist.

Bei der heutigen Konkurrenz dürfte jedem Fabrikanten daran gelegen sein, den Herstellungspreis der Maschinen nach Möglichkeit zu reducieren und vielen ist es nicht bekannt, dass mit kleinem Schwungmomente (also leichtem und billigen Schwungrade) und mit Hilfe einer präcis regulierenden Steuerung sich Resultate erzielen lassen, wie man sie sich besser nicht wünschen kann. Dazu kommt noch der Umstand, dass eine einfache und gute Steuerung ebenfalls Ersparnisse in der Fabrikation mit sich bringt, denn gerade Steuerungsteile stellen sich kostspielig, da sie ganz genau gearbeitet werden müssen.

Bei Wechselstrombetrieb mit parallelgeschalteten Maschinen tritt die Forderung einer rationellen Bauart der Maschinen am meisten in den Vordergrund und ist in der Eigenart dieses Betriebes teilweise begründet. Hier kommt es in erster Linie auf eine präzise Regulierung an. Es ist ja auch ohne weiteres denkbar, dass, wenn eine der parallelgeschalteten Maschinen aus irgend einem Grunde eine Verzögerung erleidet und Gefahr läuft, ausser Tritt zu fallen, und nun die anderen Maschinen durch den Ausgleichstrom die hinkende mitschleppen, dies umso leichter von statten geht, je geringer die Massen sind. Dazu kommt noch, dass bei auftretenden Belastungsschwankungen die verschiedenen Maschinen umso leichter ausser Tritt fallen, je träger die Regulierung durch die Steuerung erfolgt.

Nach Erfahrungen an elektrischen Centralen, die von der bekannten Firma Ganz & Co. mit raschlaufenden Ventilmaschinen

\*)  $D$  bezieht sich selbstverständlich auf den Kreis, den der Schwerpunkt des Kreuzquerschnittes bei der Rotation beschreibt.

nach System Proell ausgestattet wurden, stellte sich durch Vergleich mit anderen Systemen heraus, dass das gute Parallellaufen der Maschinen in erster Linie eine Folge der guten Regulierung war.

Ein beachtenswerter Umstand tritt hier noch als besonders günstiges Moment hinzu. Die genannten Maschinen sind mit einer gesetzlich geschützten Art der Anordnung des Achsenreglers auf der Steuerwelle versehen. Da letztere, und mit ihr der Regulator, die gleiche Umlaufzahl wie die Maschinenwelle hat; so müssen die Pendel zur Erzeugung der erforderlichen Verstellungskraft verhältnismässig schwer sein, sie arbeiten also ständig mit einer ganz geringen, durch ihre eigenen Massen hervorgerufenen Dämpfung. Hat man dagegen einen leichten Regulator, so kann zu hohe Empfindlichkeit, wie wir sie durch Beharrungswirkung erzielen können, wenigstens nach der einen Ausschlagsrichtung, sogar nachteilig wirken.

Ist z. B. eine der Maschinen zufällig aus der richtigen relativen Lage zu den anderen Maschinen gekommen und sind nun die letzteren bemüht die hinkende mitzunehmen, so erfährt selbige eine fast ruckweise, nicht unbeträchtliche Beschleunigung, welche unter Umständen schon ausreicht, um durch den Regulator etwas geringere Füllung in der Maschine zu bekommen, statt durch eine Füllungsvergrößerung die nachteilige Maschine beschleunigen zu helfen. Es ist daher nicht ausgeschlossen, dass dieselbe noch mehr ausser Tritt kommt und der Parallelbetrieb mithin aufhört, zumal wenn die Regulatoren mit Beharrungsvermögen behaftet und gegen derartige kleine aber plötzliche Geschwindigkeitsänderungen empfindlich sind.

Am Schlusse unserer Betrachtung über den Wechselstrombetrieb mit parallelgeschalteten Maschinen wollen wir nicht unerwähnt lassen, dass häufig die Schuld, wenn der Parallelbetrieb nicht geht, in ungerechtfertigter Weise auf den Maschinenbauer geschoben wird, nicht selten unter dem Vorwande schlecht regulierender Steuerung oder eines zu leichten Schwungrades. In derartigen Fällen überzeuge man sich zuerst von der Beschaffenheit der Dynamo, die infolge ungenauer Montage manchmal selbst die Ursache ist, dass nicht parallel geschaltet werden kann.

Da es in erster Linie auf die Gestalt der Wechselstromkurve ankommt, nimmt man für Parallelbetrieb am liebsten gleichartige Maschinen. Ferner ist von Wichtigkeit, dass die Abstände von



Pol zu Pol gleich sind und dass der Anker bis auf Bruchteile von Millimetern (Zehntel) genau centrisc hläuft. Von der letztgenannten Forderung ist daher der Maschinenbauer von vornherein in Kenntnis zu setzen und zwar muss ihm das Ankergewicht sowie die zulässige Durchbiegung der Maschinenwelle bekannt gegeben werden, damit er diese Bedingung bei der Berechnung der Maschinenwelle berücksichtigen kann. In der Mehrzahl der Fälle aber liegen die Verhältnisse nicht so einfach und zwar treten derart verwickelte Erscheinungen auf, dass weder der Maschinenbauer noch der Elektrotechniker den Grund, warum nicht parallelgeschaltet werden kann, erkennt. Man ist dann eben auf Spezialisten bezw. Autoritäten angewiesen.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass sich die gleichen Dampfmaschinen, das eine Mal gut, das andere Mal schlecht für Parallelbetrieb eignen je nach der Art des Fabrikates der elektrischen Maschine. Ebenso sind Dynamos teils gut teils schlecht gelaufen unter sonst ganz gleichen Verhältnissen. Daraus ist ohne weiteres zu ersehen, dass man eine für den Parallelbetrieb bestimmte Dampfmaschine als ein Ganzes betrachten muss. Es ist durchaus verkehrt, wenn die Dampfmaschine irgend woher bezogen, die Dynamo von einer beliebigen Fabrik dazu gekauft wird. Es ist dann ein reiner Zufall, wenn der Parallelbetrieb glückt, meist wird in solchen Fällen, wie sie zahlreich schon vorgekommen, ein kostspieliger Umbau der Dynamo nötig.

Wir hatten bereits zu Anfang dieses Kapitels Gelegenheit genommen darauf hinzuweisen, dass man bei der Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta$  des Regulators vorsichtig sein muss. Es ist ohne weiteres einleuchtend, dass, je astatischer wir die Regulierung machen, um so mehr wird der Regulator bei einer auftretenden Belastungsschwankung zum Pendeln neigen. Derartige Schwingungen um eine gewisse Gleichgewichtslage sind aber das Gefährlichste, was es für den Parallelbetrieb giebt. Die Praxis hat gezeigt, dass schon 4% bei Parallelbetrieb kaum verwendbar sind, man nimmt daher meist 6%, bei etwas ungleichmässig arbeitenden Regulatoren sogar 7 bis 8%.

Ebenso wichtig ist die richtige Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta'$  bezogen auf eine Umdrehung.

Wenn wir vorhin darauf hinwiesen, dass zu grosse Schwungmassen unter Umständen nicht günstig sind, so darf andererseits

das Schwungmoment naturgemäss auch nicht zu klein sein, da hierdurch die Gefahr des Aussertrittfallens erst recht vermehrt wird. Wir können hier nur kurz andeuten, dass bei der Einführung dieses Ungleichförmigkeitsgrades  $\delta'$  eine ganze Reihe von Faktoren zu berücksichtigen sind, insbesondere, die Tourenzahl, die Bauart beider Maschinen, das System des Regulators, die Periodenzahl des Wechselstromes, ob mit oder ohne elektrischer Dämpfung gearbeitet werden soll oder nicht etc. Ferner ist ein Umstand noch zu beachten, der so gut wie nicht bekannt ist, dass nämlich der resultierende Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta'_r$  wesentlich anders ist als der theoretische, welcher aus dem vorhandenen Schwungmoment sich ergibt. Durch die Eigenart dieses elektrischen Betriebes tritt eine Verschlechterung der Gleichförmigkeit während einer Umdrehung ein, die ebenfalls von vielen Faktoren abhängig ist und bei günstigen Fällen nur um 12<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, andererseits aber auch bis zu 70<sup>0</sup>/<sub>0</sub> von dem theoretischen Werte abweichen kann. Wir können nach alledem in Fällen, wo Parallelbetrieb mit Wechselstrommaschinen eingerichtet werden soll, nur raten, lediglich mit solchen Firmen sich in Verbindung zu setzen, denen auf diesem Gebiete hinreichende Erfahrungen zur Seite stehen.

Aus dem Gesagten dürfte zur Genüge hervorgehen, wie viel es auf diesem Gebiete noch zu thun giebt; und zwar zeigt die Betrachtung gleichzeitig, wie notwendig für den Maschinenbauer das Studium der Elektrotechnik und für den Elektrotechniker das Studium des Maschinenbaues heutzutage ist, wenn man an schwierigere Probleme herantreten will.

Ein ähnliches Feld für Steuerungen an elektrischen Centralen, wie jenes für den Wechselstrombetrieb mit Parallelschaltung, finden wir bei dem Gleichstrombetrieb der Strassenbahncentralen.

Hier sind als Dämpfungsvorrichtung seit vielen Jahren die Akkumulatoren oder die sogenannten Pufferbatterien im Gebrauch. Wenn man sich mit den diesbezüglichen Fragen etwas näher beschäftigt, so wird man auf Probleme stossen, die ebenfalls ein sehr interessantes Forschungsgebiet bilden und wo es für den Maschinenbauer noch manches zu erfinden giebt. Schwingungsdämpfende Vorrichtungen auf mechanischem Wege können beispielsweise einen Teil der sonst so kostspieligen Pufferbatterien ersetzen und zur Vereinfachung und Verbilligung vieler Anlagen beitragen.



Auch auf diesem Gebiete sind bereits Projekte in Arbeit, deren Versuchsergebnisse hoffentlich bald zur allgemeinen Kenntnis gelangen werden.

Damit dürften die Hauptgesichtspunkte der Regulierungsfragen, die heutzutage im Vordergrund stehen, in kurzen Zügen berührt und Anregung zu weiterem Forschen auf diese für den Maschinenbauer wie für den Elektrotechniker hoch wichtigen Gebiete gegeben sein.















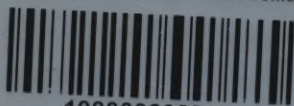
WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

|| 31853  
L. inw. ....

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000298529