$$P = M\omega^2 r = \frac{G}{g}\,\omega^2 r$$

gegeben. Die Bedingung des Gleichgewichtes lautet daher

$$tang\,\alpha = \frac{P}{G} = \frac{\omega^2 r}{g},$$

oder

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r\,cotg\,\alpha}} = \sqrt{\frac{g}{h}},$$

wenn die Projection des Pendelarmes auf die Axe $EF = r\,cotg\,\alpha$ gleich h gesetzt wird. Bezeichnet man noch mit t die Zeit einer Umdrehung der Axe in Secunden, so daß also $\omega = \frac{2\pi}{t}$ ist, so erhält man aus

$$\frac{2\pi}{t} = \sqrt{\frac{g}{r\,cotg\,\alpha}}$$

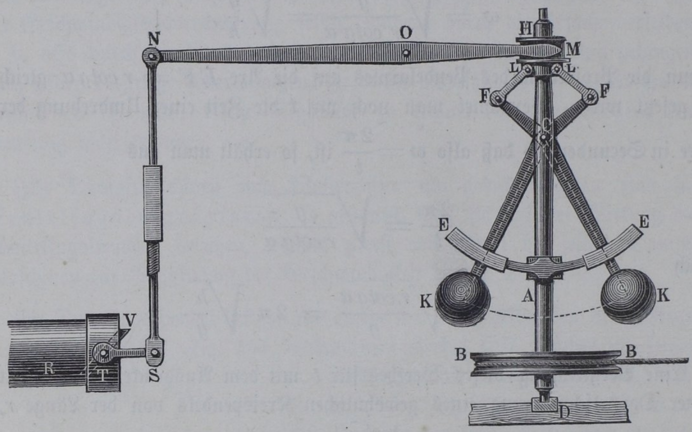
auch

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{r\,cotg\,\alpha}{g}} = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}}.$$

Eine Vergleichung dieses Werthes für t mit dem Ausdrucke für die Zeit einer Doppelschwingung eines gewöhnlichen Kreispendels von der Länge r, wofür Thl. I, §. 347 $t = 2\pi\sqrt{\frac{r}{g}}$ gefunden wurde, zeigt, daß die **Umdrehungszeit des Centrifugalpendels übereinstimmt mit der Schwingungsdauer eines Kreispendels, dessen Länge gleich der Projection des Centrifugalpendels auf die Axe ist.** Von dem Gewichte und der Centrifugalkraft des Armes CD ist hier wie dort abgesehen worden. Man erkennt aus der vorstehenden Ermittelung, daß mit steigender Winkelgeschwindigkeit ω der Axe der Neigungswinkel α des Pendelarmes gegen die Axe sich vergrößern und das Pendelgewicht sich erheben wird, daß der Arm aber niemals bis zur horizontalen Stellung sich erheben kann, welche er erst bei einer unendlich großen Winkelgeschwindigkeit erreichen würde. Denkt man sich daher das gedachte Centrifugalpendel mit der zu regulirenden Maschine so in Verbindung gebracht, daß die Axe AB, von der Maschine durch Räder oder Riemen bewegt, an deren Geschwindigkeitsveränderungen directen Antheil nimmt, so ist leicht ersichtlich, daß der Pendelarm bei einer gewissen Geschwindigkeit der Maschine in einer ganz bestimmten Stellung im Gleichgewichte verharrt, während jede Geschwindigkeitszunahme ein Steigen und jede Geschwindigkeitsabnahme ein Sinken des Pendels zur Folge haben muß. Wenn man daher diese durch die Geschwindigkeitsänderungen der Maschine veranlaßten Bewegungen des Armes dazu benutzt, das betreffende Ventil oder sonstige Organ, welches den Dampf resp. das Wasser zur Kraftmaschine zuläßt, entsprechend zu verstellen, so ist hierdurch die Möglichkeit der beabsichtigten Regulirung gegeben.

In welcher Art dieser Zweck erreicht wird, ist aus Fig. 762 zu ersehen. Hier wird die Regulatorspindel A mittelst der Schnurscheibe B, welche

Fig. 762.

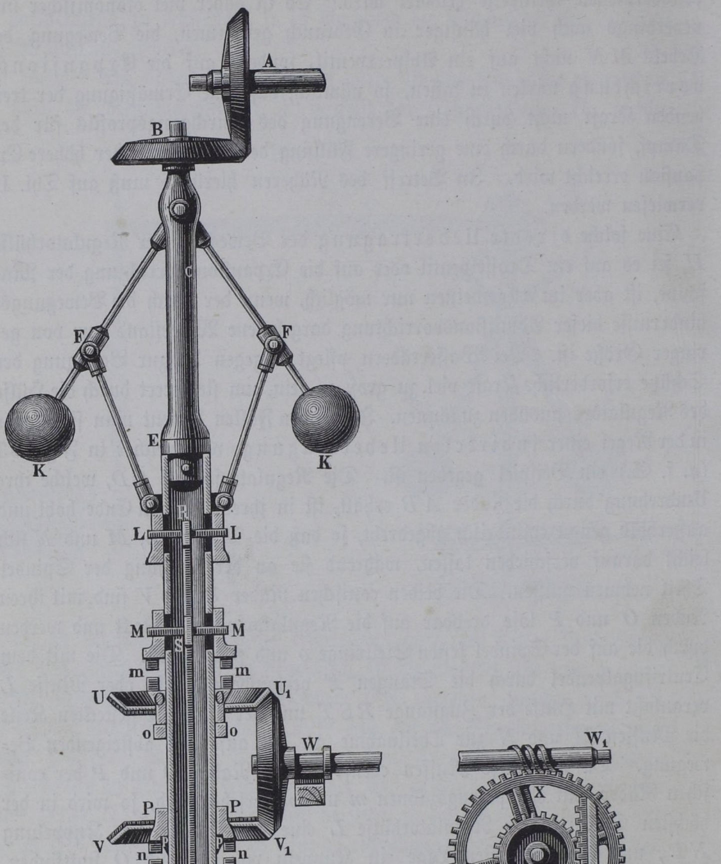


durch die zu regulirende Maschine angetrieben wird, in stetige Umdrehung versetzt. Um einseitige Drucke zu vermeiden, ist die Spindel mit zwei gleichen diametral gegenüberstehenden Pendelarmen CK versehen, welche durch die beiden drehbar angelenkten Stangen LF eine auf der Regulatorspindel verschiebliche Hülse H zwingen, bei einer Erhebung oder Senkung der Pendelarme gleichfalls in gewissem Grade auf der Axe zu gleiten. Wenn man daher diese Hülse H mit einer Halsnuth versieht, in welche die Gabel M des Hebels MON eingreift, so wird eine Verschiebung der Hülse H auf der Regulatorspindel eine entsprechende Bewegung des um O schwingenden Hebels MN zur Folge haben. Die Uebertragung dieser Bewegung auf das den Zufluß des Motors beherrschende Ventil 2c. kann nun in sehr verschiedener Art geschehen, z. B. kann bei Dampfmaschinen, wenn R das den Dampf zur Maschine führende Rohr vorstellt, die Bewegung des Punktes N durch die Stange NS auf den Hebel TS übertragen werden, durch dessen Bewegung das Abschluß- oder Drosselventil V entsprechend gedreht wird, um dem Dampfe je nach Erforderniß mehr oder minder freien Durchgangsquerschnitt zu gestatten. Diese, namentlich in früherer Zeit vielfach angewendete Einrichtung ist indessen keine empfehlenswerthe, da durch die Widerstände des

Drosselventils die Spannung des Dampfes nur herabgezogen, also sein Arbeitsvermögen theilweise ertödtet wird. Es ist daher viel ökonomischer und neuerdings auch viel häufiger in Gebrauch gekommen, die Bewegung des Hebels MN nicht auf ein Absperrventil, sondern auf die Expansionsvorrichtung wirken zu lassen, so nämlich, daß eine Ermäßigung der treibenden Kraft nicht durch eine Verengung des Durchgangsprofils für den Dampf, sondern durch eine geringere Füllung des Cylinders oder höhere Expansion erreicht wird. In Betreff des Näheren hierüber muß auf Thl. II verwiesen werden.

Eine solche directe Uebertragung der Bewegung der Regulatorhülse H, sei es auf ein Drosselventil oder auf die Expansionsvorrichtung der Maschine, ist aber im Allgemeinen nur möglich, wenn der durch die Bewegungshindernisse dieser Admissionsvorrichtung dargebotene Widerstand nur von geringer Größe ist. Bei Wasserrädern pflegt dagegen die zur Bewegung der Schütze erforderliche Kraft viel zu groß zu sein, um sie direct durch die Hülse des Regulators ausüben zu können. In solchen Fällen bedient man sich daher in der Regel einer indirecten Uebertragung, von welcher in Fig. 763 (a. f. S.) ein Beispiel gegeben ist. Die Regulatorspindel CD, welche ihre Umdrehung durch die Räder AB erhält, ist in ihrem unteren Ende hohl und außerhalb genau cylindrisch abgedreht, so daß die Muffen L, M und N sich leicht darauf verschieben lassen, während sie an der Drehung der Spindel Theil nehmen müssen. Die beiden conischen Räder U und V sind mit ihren Naben O und P lose drehbar auf die Regulatorspindel gesteckt und werden durch die auf der Spindel festen Stellringe o und p getragen. Die mit dem Centrifugalpendel durch die Stangen F verbundene Hülse oder Muffe L veranlaßt mit Hülfe der Zugstange RST und der durch sie gesteckten Keile die Muffen M und N zur Theilnahme an der auf- und absteigenden Bewegung. Da nun diese Muffen ebenso wie die Naben O und P der conischen Räder mit Kuppelungszähnen m und n versehen sind, so wird in der höchsten Stellung der Regulatorhülse L eine Verbindung der Kuppelung NP, und in der tiefsten Lage ein Kuppeln von M mit O stattfinden, während in der mittleren, durch die Figur dargestellten Lage beide Kuppelungen ausgerückt sind. In dieser mittleren Stellung der Hülse L und der Schwungkugeln wird daher die Welle WW_1, welche durch das Schneckengetriebe X und die Zahnstange Z eine Verstellung der Schütze bewirken kann, nicht in Bewegung gesetzt. Je nachdem aber durch Einrücken der unteren oder oberen Kuppelung n oder m dem Rade $U_1 V_1$ die Bewegung von dem Rade V oder U ertheilt wird, dreht sich die Welle W nach der einen oder anderen Richtung um, und vermindert oder vergrößert die Durchflußöffnung für das dem Wasserrade zufließende Aufschlagwasser. Zur Erleichterung der Bewegung pflegt man die schwere Schütze durch ein Gegen-

Fig. 763.



gewicht abzubalanciren, ebenso soll das Gewicht G die Stange RT und die Muffen LMN ausgleichen. Vermöge dieser Anordnung ist der beträchtliche

Widerstand, welchen die Schütze ihrer Bewegung entgegensetzt, nicht durch die Schwungkraft der Kugeln K zu überwinden, sondern es kann die ganze von dem Triebwerke durch A und B auf die Regulatorspindel übertragene Kraft dazu verwendet werden. Es ist übrigens nicht nöthig, den Betrieb der Welle W gerade in dieser Weise durch die Regulatorspindel zu bewirken, man kann ebenso die Räder U und V auf eine besondere von dem Wasserrade stetig bewegte Axe setzen, und die Kuppelung des einen oder anderen Rades durch die Regulatorhülse vornehmen. Derartige indirecte Uebertragungen können in sehr verschiedener Weise ausgeführt werden. Man wendet die indirecte Uebertragung, wie schon erwähnt, an, wenn der Widerstand in dem sogenannten Stellzeuge, d. h. in dem Getriebe zur Bewegung des Admissionsorgans ein erheblicher ist, insbesondere also bei Wasserrädern, während man bei einem geringeren Widerstande im Stellzeuge, wie er bei Dampfmaschinen meist nur auftritt, der directen Uebertragung den Vorzug giebt. Wenn die von den Pendelarmen bewegte Regulatorhülse kein Eigengewicht hätte und der Bewegung derselben kein Widerstand sich entgegensetzte, so würde in einer gewissen Lage des Pendels, welche nach dem vorhergehenden Paragraphen durch die Bedingung gekennzeichnet ist,

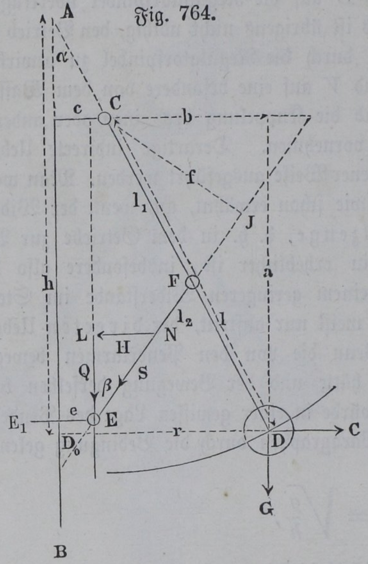
$$\omega = \sqrt{\frac{g}{h}},$$

die geringste Veränderung der Geschwindigkeit ω ein Steigen oder Sinken der Hülse zur Folge haben müssen. Da jene Voraussetzungen nicht erfüllt sind, da die Hülse ein gewisses Gewicht hat, welches man, wie sich aus dem Folgenden ergiebt, oft absichtlich durch künstliche Belastung erhöht, und da der Bewegung des Muffes immer ein gewisser Widerstand des Stellzeuges entgegentritt, so wird das Verhalten des Regulators hierdurch beeinflußt werden, und soll dasselbe im Folgenden untersucht werden.

Es sei, Fig. 764 (a. f. S.), mit G das Gewicht einer Schwungkugel D, und das Gewicht der Hülse EE_1 nebst deren etwaiger Belastung mit $2\,Q$ bezeichnet. Ferner sei $l = CD$ die Armlänge des Pendels, und CF mit l_1, sowie FE mit l_2 bezeichnet, und es mögen c und e die Abstände der Aufhängepunkte C und E von der Axe AB bedeuten. Von den Gewichten und Centrifugalkräften der Stangen CD und EF soll vor der Hand abgesehen werden, ebenso wie von den Zapfenreibungen in den Gelenkverbindungen C, E und F.

Denkt man sich das Pendel wieder in irgend einer Gleichgewichtslage CD, in welcher der Arm mit der verticalen Axe den Winkel $BAD = \alpha$ bildet, und ist für diese Stellung die Hülsenstange EF unter dem Winkel $FEL = \beta$ gegen die Verticale geneigt, so hat man für diese Lage die Momentensumme aller Kräfte in Bezug auf den festen Aufhängepunkt C gleich Null zu setzen. Denkt man sich zu dem Ende das Gewicht $Q = LE$ in die Stangenkraft

Fig. 764.



$$S = NE = \frac{Q}{\cos\beta}$$

und in die Horizontalkraft

$$H = LN = Q \tan g\,\beta$$

zerlegt, so hat man für das Gleichgewicht nur S zu berücksichtigen, da die horizontale Zugkraft H von der Hülse direct aufgenommen wird, an welcher auf der anderen Seite in E_1 eine entgegengesetzte gleiche Kraft $- H$ wirksam ist. Man hat daher, unter C die Centrifugalkraft der Kugel in D verstanden, für das Gleichgewicht nach der Figur

$$Ca = Gb + Sf,$$

oder

$$\frac{G}{g}\,\omega^2 r l \cos\alpha = G l \sin\alpha + \frac{Q}{\cos\beta}\, l_1 \sin(\alpha + \beta),$$

woraus

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \tan g\,\alpha + \frac{Q}{G}\,\frac{l_1}{l}\,(\tan g\,\alpha + \tan g\,\beta)$$

folgt. In der Regel wählt man die Verhältnisse so, daß die Pendelarme CF und die Hülsenstangen FE mit der Axe AB gleiche Winkel $\alpha = \beta$ einschließen, indem man $l_1 = l_2$ und $c = e$ macht, und nennt eine solche Aufhängung eine rhombische. Für diesen Fall geht obige Gleichung über in

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \tan g\,\alpha \left(1 + \frac{2 l_1}{l}\,\frac{Q}{G}\right),$$

oder wenn wieder $r \cot g\,\alpha = AD_0 = h$ gesetzt wird:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{h}\left(1 + \frac{2 l_1}{l}\,\frac{Q}{G}\right)}.$$

Man ersieht hieraus, wie eine Belastung der Hülse durch $2\,Q$ eine Vergrößerung der Geschwindigkeit ω erforderlich macht. Für $Q = 0$ geht diese Gleichung in die des einfachen Centrifugalpendels $\omega = \sqrt{\frac{g}{h}}$ über.

Anmerkung. In der vorstehenden Untersuchung ist von den Gewichten der Stangen abgesehen, da dieselben immer nur einen unbeträchtlichen Einfluß ausüben. Will man indessen diese Gewichte berücksichtigen, so kann dies in folgender Art geschehen. Es werde unter Beibehaltung der Bezeichnungen l für die Armlänge, l_1 den Abstand des Gelenkes F vom Aufhängepunkte C und l_2 für die Länge EF der Hülsenstangen, ferner mit f_1 der Querschnitt einer Pendelstange und mit f_2 derjenige einer Hülsenstange bezeichnet. Man hat dann das Gewicht eines Pendelarmes CD $f_1 l \gamma$ zur Hälfte in dem Mittelpunkte D der Kugel vertical abwärts wirkend anzunehmen, da dieses Gewicht im Schwerpunkte des Armes, also im Abstande $\frac{l}{2}$ vom Aufhängepunkt C wirkend, in Bezug auf den letzteren ein Moment

$$f_1 l \gamma \frac{l}{2} \sin \alpha$$

hat. Ebenso hat man das Gewicht jeder Hülsenstange $f_2 l_2 \gamma$ zur Hälfte in E, als Vergrößerung der halben Hülsenbelastung Q zu denken, während die andere Hälfte $\frac{f_2 l_2 \gamma}{2}$ in dem Scharniere F vertical abwärts wirkt, daher mit einem Momente $\frac{1}{2} f_2 l_2 \gamma l_1 \sin \alpha$ den Pendelarm abwärts zu drehen strebt.

Außerdem werden in den Stangen auch Centrifugalkräfte wirksam werden, welche auf Erheben der Pendelarme wirken. Die Größe der in einer solchen Stange hervorgerufenen Centrifugalkraft ist nach I, §. 332 durch $m \omega^2 r$ ausgedrückt, wenn m ihre Masse und r den Abstand ihres Schwerpunktes von der Drehaxe bezeichnet. Diese letzteren Abstände sind für den Pendelarm

$$r_1 = c + \frac{l}{2} \sin \alpha$$

und für die Hülsenstange

$$r_2 = e + \frac{l_2}{2} \sin \beta,$$

daher hat man diese Centrifugalkräfte entsprechend gleich

$$P_1 = f_1 l \gamma \frac{\omega^2}{g} \left(c + \frac{l}{2} \sin \alpha\right)$$

für einen Arm, und

$$P_2 = f_2 l_2 \gamma \frac{\omega^2}{g} \left(c + \frac{l_2}{2} \sin \beta\right)$$

für eine Hülsenstange. Die Angriffspunkte für diese Centrifugalkräfte fallen jedoch nicht mit den Schwerpunkten zusammen, sondern bestimmen sich wie folgt. Bezeichnet man mit λ_1 und λ_2 die Abstände der Schwerpunkte des Armes und der Hülsenstange, in deren Richtungen gemessen, von der Axe, ist also

$$\lambda_1 = \frac{r_1}{\sin \alpha} = \frac{c}{\sin \alpha} + \frac{l}{2}$$

und

$$\lambda_2 = \frac{r_2}{\sin \beta} = \frac{e}{\sin \beta} + \frac{l_2}{2},$$

so hat man die Abstände der gesuchten Angriffspunkte von der Axe ebenfalls auf den Stangenrichtungen gemessen nach Thl. I, §. 332 zu

$$s_1 = \lambda_1 + \frac{l^2}{12 \lambda_1}$$

für die Centrifugalkraft P_1 des Armes, und

$$s_2 = \lambda_2 + \frac{l_2^2}{12\,\lambda_2}$$

für die Centrifugalkraft P_2 der Hülsenstange. Bei der weiteren Rechnung hat man nun die Kraft P_1 mit ihrem verticalen Abstande p_1 vom Aufhängepunkte C, also mit $p_1 = s_1 \cos\alpha - c \cot g\,\alpha$ zu multipliciren, um das Moment $P_1 p_1$ zu erhalten, mit welchem die Centrifugalkraft des Armes auf das Pendel einwirkt. Die Centrifugalkraft P_2 der Hülsenstange indessen hat man in zwei Componenten zerlegt zu denken, welche in F und E angreifen. Da der Abstand des Angriffspunktes der Centrifugalkraft von dem Punkte E durch

$$s_2 - \frac{e}{\sin\beta},$$

und von dem Punkte F durch

$$l_2 + \frac{e}{\sin\beta} - s_2$$

gegeben ist, so erhält man vermöge dieses Verhältnisses die in F wirkende Centrifugalkraftcomponente der Hülsenstange zu:

$$P_2 \cdot \frac{s_2 - \frac{e}{\sin\beta}}{l_2 + \frac{e}{\sin\beta} - s_2} = \frac{s_2 \sin\beta - e}{(l_2 - s_2)\sin\beta + e},$$

welche Kraft an einem Hebelsarme $l_1 \cos\alpha$ auf den Pendelarm wirkt. Die in E wirkende andere Componente der Centrifugalkraft wird durch die gleich große entgegengesetzte Kraft aufgehoben, welche von der Hülsenstange der anderen Seite auf die Hülse ausgeübt wird.

§. 196. **Empfindlichkeit der Regulatoren.** Denkt man sich den Regulator in einer bestimmten Stellung, für welche h und α gewisse Werthe haben, so wird bei einer Winkelgeschwindigkeit ω, welche der obigen Gleichung genügt, der Regulator im Gleichgewichte sein, und zwar so, daß die Kugeln weder eine Tendenz zum Steigen noch zum Fallen haben, indem das Moment der Centrifugalkraft von G gerade den Momenten der Gewichte G und Q gleich ist. Erst wenn die Geschwindigkeit ω der Axe sich verändert, so wird dem Pendel ein Bestreben zum Steigen oder Fallen mitgetheilt werden, je nachdem ω größer oder kleiner wird. Eine wirkliche Bewegung der Kugeln kann aber deshalb nicht sofort eintreten, weil die Reibungen in dem Regulator und dem Stellzeuge, sowie der Widerstand, welcher sich der Bewegung der Admissionsvorrichtung entgegensetzt, ebenfalls überwunden werden müssen. Soll daher ein Anheben des Regulators eintreten, so muß die Winkelgeschwindigkeit desselben von dem normalen Betrage ω erst bis zu einer gewissen Größe ω' gesteigert werden, während aus demselben Grunde ein Abfallen der Kugeln erst eintreten kann, nachdem die Geschwindigkeit ω auf einen gewissen kleineren Betrag ω'' herabgegangen ist. Wie groß diese Veränderungen von ω, d. h. also die Differenzen $\omega' - \omega$ und $\omega - \omega''$

sind, hängt von der Größe der gedachten schädlichen Widerstände im Stellzeuge und dem Pendel selbst ab. Es mögen alle diese Widerstände auf die Hülse EE_1 reducirt gedacht, daselbst den Betrag $2\,W$ haben, so daß also beim Anheben das Gewicht der Hülse mit $2\,Q + 2\,W$ und beim Abfallen dasselbe mit $2\,Q - 2\,W$ in Rechnung gebracht werden muß, da dieser Widerstand $2\,W$ wie alle schädlichen Widerstände der angestrebten Bewegung immer entgegengesetzt ist. Unter dieser Voraussetzung bestimmen sich die betreffenden Geschwindigkeiten ω' und ω'' aus der gefundenen Gleichung durch Einführung von $Q + W$ und $Q - W$ anstatt Q, denn man hat sich auch den Widerstand $2\,W$ wie das Hülsengewicht $2\,Q$ zu gleichen Theilen auf die beiderseitigen Hülsenstangen vertheilt zu denken. Man hat demnach für eine rhombische Aufhängung:

$$\omega'^2 = \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q + W}{G}\right)$$

und

$$\omega''^2 = \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q - W}{G}\right).$$

In irgend welcher Lage des Regulators, deren normale Geschwindigkeit ω ist, kann also die Geschwindigkeit der Axe um den Betrag $\omega' - \omega$ zunehmen, oder um denjenigen $\omega - \omega''$ unter die normale Geschwindigkeit heruntersinken, ohne daß der Regulator in Bewegung geräth. Diese beiden Geschwindigkeiten ω' und ω'' sind von der normalen Geschwindigkeit ω übrigens nicht um genau gleiche Beträge verschieden, wie man sich leicht folgendermaßen überzeugt. Man hat nach dem Vorstehenden:

$$\omega'^2 - \omega^2 = \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q + W}{G}\right) - \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q}{G}\right)$$
$$= \frac{g}{h}\,\frac{2l_1}{l}\,\frac{W}{G}$$

und

$$\omega^2 - \omega''^2 = \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q}{G}\right) - \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\,\frac{Q - W}{G}\right)$$
$$= \frac{g}{h}\,\frac{2l_1}{l}\,\frac{W}{G},$$

daher unter der Voraussetzung, daß W für das Anheben und Abfallen denselben Werth hat,

$$\omega'^2 - \omega^2 = \omega^2 - \omega''^2,$$

oder

$$2\,\omega^2 = \omega'^2 + \omega''^2.$$

Setzt man nun etwa

$$\omega' = \omega + \Delta_{\prime} \text{ und } \omega'' = \omega - \Delta_{\prime\prime},$$

so hat man auch

$$\omega^2 + 2\omega\Delta_{\text{I}} + \Delta_{\text{I}}^2 - \omega^2 = \omega^2 - \omega^2 + 2\omega\Delta_{\text{II}} - \Delta_{\text{II}}^2$$

oder

$$\Delta_{\text{I}}^2 + \Delta_{\text{II}}^2 = 2\omega(\Delta_{\text{II}} - \Delta_{\text{I}}).$$

Da die linke Seite dieser Gleichung immer positiv ist, so folgt daraus

$$\Delta_{\text{II}} > \Delta_{\text{I}},$$

d. h. die untere Geschwindigkeit des Regulators ω'' beim Abfallen weicht von der normalen Geschwindigkeit ω um einen größeren Betrag ab, als die obere Geschwindigkeit ω' beim Anheben. Da indessen die Größen Δ immer nur einem kleinen Bruchtheile von ω (etwa 0,02) entsprechen, so kann man genau genug

$$\Delta_{\text{I}} = \Delta_{\text{II}}, \text{ also } \omega = \frac{\omega' + \omega''}{2}$$

setzen, d. h. man nimmt die mittlere Geschwindigkeit in jeder Lage des Regulators gleich dessen normaler, d. h. als diejenige an, welche dem Gleichgewichtszustande entspricht, sobald von den schädlichen Widerständen abgesehen wird.

Innerhalb dieser beiden Geschwindigkeiten ω' und ω'' verhält sich der Regulator somit unempfindlich gegen Geschwindigkeitsänderungen und man bezeichnet das Verhältniß $\frac{\omega' - \omega''}{\omega} = \varepsilon$ als das Maß dieser relativen Unempfindlichkeit mit dem Namen des Unempfindlichkeitsgrades*).

Um zu einem Ausdrucke für diesen Werth ε zu gelangen, setze man

$$\frac{\omega' - \omega}{\omega} = \tfrac{1}{2}\varepsilon \text{ und } \omega' + \omega = 2\omega,$$

so erhält man das Product

$$\frac{\omega'^2 - \omega^2}{\omega^2} = \varepsilon.$$

Setzt man auf der linken Seite die oben gefundenen Werthe für den Zähler und Nenner ein, so folgt

$$\varepsilon = \frac{\frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\frac{Q+W}{G}\right) - \frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\frac{Q}{G}\right)}{\frac{g}{h}\left(1 + \frac{2l_1}{l}\frac{Q}{G}\right)} = \frac{W}{\frac{l}{2l_1}G + Q}.$$

---

*) Zuweilen wird auch der Werth $\frac{\omega' - \omega}{\omega}$ als Unempfindlichkeitsgrad bezeichnet, s. z. B. Pröll, Civil-Ingen., Bd. 18.