schnitt eines Verbindungstheils und k_1 die für das Material desselben zugelassene Spannung, so hat man

$$F_1 k_1 = \frac{F \gamma v^2}{g}, \text{ also } F_1 = \frac{v^2 \gamma}{g k_1} F$$

zu machen. Um die Verbindungsstücke nicht übermäßig stark machen zu müssen, verwendet man zu denselben immer Schmiedeeisen, und wenn man für dieses Material $k_1 = 10$ Kilogramm annimmt, so erhält man

$$F_1 = \frac{7200\ F v^2}{9{,}81\ 10000000} = 0{,}0000734\ F v^2.$$

Für eine Maximalgeschwindigkeit z. B. von $v = 30$ Metern folgt hieraus

$$F_1 = 0{,}066\ F.$$

Derselben Kraft müssen natürlich auch die Splinte und Bolzen der Verbindungstheile widerstehen.

Die vorstehende Rechnung nimmt auf den Einfluß der Arme keine Rücksicht, sondern betrachtet nur den Ring an sich, als einen durch die Centrifugalkraft auf Zerreißen in ähnlicher Art wie ein Mühlstein beanspruchten Körper. Die Arme üben aber auf die Anstrengung des Materials einen wesentlichen Einfluß aus. Eine genauere Untersuchung der Spannungen, welche durch die Centrifugalkräfte des Schwungringes in demselben hervorgerufen werden, findet man in Grashof, die Festigkeitslehre. Hier werden die einzelnen, zwischen zwei Armen befindlichen Segmenttheile wie Träger oder Balken behandelt, welche an ihren Enden, wo sie sich an die Arme anschließen, als fest eingeklemmt anzusehen sind, und durch die auf ihre Länge vertheilten Centrifugalkräfte der Massentheile auf ihre Biegungsfestigkeit in Anspruch genommen werden. Aus dieser Untersuchung folgt, wie in dem Thl. I, §. 242, angeführten analogen Falle eines beiderseits eingeklemmten gleichmäßig belasteten Balkens, daß das größte Spannungsmoment an den Befestigungsstellen, bei dem Schwungringe also in den durch die Arme geführten Querschnitten auftritt. Für ein sechsarmiges Schwungrad, bei welchem Ring und Arme aus Gußeisen bestehen, findet sich bei einem Verhältnisse des Armquerschnittes F_1 zu dem Ringquerschnitte F von $\frac{F_1}{F} = {}^1/_3$ und bei einer radialen Kranzbreite $b = {}^1/_7\, r$ die maximale Faserspannung im inneren Umkreise des Ringes in der Ebene eines Armes zu

$$k = 0{,}1088\, v^2,$$

wenn v die Umfangsgeschwindigkeit in Metern per Secunde und k die Spannung in Kilogrammen per Quadratcentimeter bedeutet. Vorstehend war ohne Berücksichtigung der Arme die Materialspannung zu $k = 734\, v^2$ Kilogramm per Quadratmeter, also nur zu

$$\frac{0{,}0734}{0{,}1088} = 0{,}675$$

derjenigen Spannung berechnet worden, welche mit Berücksichtigung der Arme sich einstellt. (S. auch die Arbeit von O. Krüger, Zeitschr. deutsch. Ingen. 1872, S. 97.)

Da die lebendige Kraft, mit welcher das Schwungrad den Gang der Maschine regulirt, vermittelst der Radarme auf die Welle und die übrigen Maschinentheile übertragen wird, so werden hierdurch auch in den Armen gewisse Spannungen hervorgerufen. Diese Spannungen sind stetigen Aenderungen in ihrer Größe und Richtung unterworfen, denn da das Schwungrad während jeder Periode abwechselnd von der Welle aus getrieben wird und auf die Welle treibend zurückwirkt, so werden die Arme abwechselnd nach der einen und der anderen Seite gebogen. Sei mit α der Winkel bezeichnet, um welchen das Schwungrad sich dreht, während seine Maximalgeschwindigkeit v_1 in die Minimalgeschwindigkeit v_2 übergeht, und ist wieder unter r der mittlere Halbmesser des Schwungringes und unter M die auf diesen Halbmesser reducirte Masse des Schwungrades verstanden, so ist die während dieser Drehung um α von dem Schwungringe durch die Arme übertragene mechanische Arbeit durch

$$L = M\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = M\delta v^2$$

gegeben. Da diese Arbeit auf einem Wege des Schwungringes $s = r\alpha$ verrichtet wird, so kann man die mittlere Kraft P, mit welcher der Kranz auf die Arme einwirkt, zu

$$P = \frac{L}{s} = \frac{M\delta v^2}{r\alpha}$$

setzen. Ist nun z die Anzahl, h die Dicke und $b = mh$ die in der Richtung der Axe gemessene Breite der Arme, so hat man, wenn man die Arme als einerseits an der Nabe befestigte Balken von der Länge r betrachtet, welche durch eine Kraft am Kranze gebogen werden, für dieselben

$$\frac{P}{z}r = \frac{bh^2}{6}k = \frac{mh^3}{6}k.$$

Da nun nach obiger Gleichung

$$Pr = \frac{M\delta v^2}{\alpha}$$

sich ergiebt, so folgt:

$$\frac{M\delta v^2}{z\alpha} = \frac{mh^3}{6}k,$$

oder

$$h = \sqrt[3]{\frac{6M\delta v^2}{zm\alpha k}}.$$

Führt man die Leistung N der Maschine in Pferdekräften ein und ist n die Anzahl der Umdrehungen per Minute, so kann man, unter μ die oben angegebene Verhältnißzahl verstanden,

$$M \delta v^2 = \mu \frac{N 60 . 75}{n}$$

einführen und erhält die Armdicke

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 . 60 . 75 . \mu N}{z m \alpha n k}} = 30 \sqrt[3]{\frac{\mu N}{z m \alpha n k}}.$$

Dem Kraftmomente

$$P r = \frac{M \delta v^2}{\alpha} = 60 . 75 \frac{\mu N}{n \alpha}$$

muß auch die Schwungradwelle durch ihre Torsionsfestigkeit widerstehen, und man hat daher, wenn man nach §. 14 die Formel für den Durchmesser der schmiedeeisernen Welle $d = 1{,}02 \sqrt[3]{P r}$ anwendet, hier

$$d = 1{,}02 \sqrt[3]{4500 \frac{\mu N}{n \alpha}} = 16{,}84 \sqrt[3]{\frac{\mu N}{n \alpha}}$$

zu setzen.

Anmerkung. Wenn die Schwungräder wie bei Hammerwerken plötzlichen Stoßwirkungen ausgesetzt sind, so hat man die Stärke der Arme mit Rücksicht darauf zu bestimmen, daß dieselben vermöge der elastischen Durchbiegung, welche ihnen bei plötzlich festgehaltener Axe durch das Beharrungsvermögen des Schwungringes ertheilt wird, ein genügend großes Arbeitsquantum aufnehmen können, indem die Arme in diesem Falle gewissermaßen wie Blattfedern wirken (s. Thl. I, §. 287). Eine genaue Berechnung dieses Falles findet sich ebenfalls in Grashof's Festigkeitslehre, S. 285.

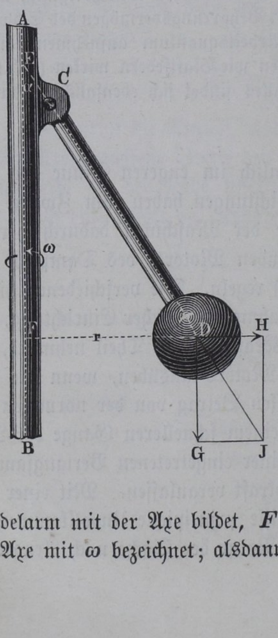
Die Regulatoren. Die für gewöhnlich im engeren Sinne mit dem §. 195.
Namen der Regulatoren bezeichneten Vorrichtungen haben zum Zwecke, eine möglichste Gleichmäßigkeit in dem Gange der Maschinen dadurch hervorzubringen, daß sie den Zufluß des treibenden Motors, des Dampfes oder Wassers, zur Kraftmaschine nach Bedürfniß regeln. Die verschiedenen hierzu construirten Apparate sind fast ohne Ausnahme von solcher Einrichtung, daß sie, an der Bewegung der zu regulirenden Kraftmaschine Theil nehmend, erst dann einen Einfluß auf den Zufluß des Motors ausüben, wenn die Geschwindigkeit der Maschine um einen gewissen Betrag von der normalen abgewichen ist, und zwar derart, daß sie bei einem schnelleren Gange der Maschine eine Verminderung, und im Falle einer eingetretenen Verlangsamung der Maschine eine Vergrößerung der Triebkraft veranlassen. Mit einer solchen Wirkungsweise ist offenbar eine gewisse principielle Unvollkommenheit verbunden, insofern diese Regulatoren der Natur der Sache nach Aenderun-

gen der Geschwindigkeit nicht verhüten, sondern nur, nachdem sie bereits eingetreten sind, solche möglichst beschränken können. Daher wird man niemals durch einen derartigen Regulator eine vollkommene Gleichförmigkeit der Bewegung erreichen, sondern es wird immer noch eine gewisse Ungleichförmigkeit der Bewegung zurückbleiben und die Wirkung des Regulators wird um so besser genannt werden müssen, je geringer die Geschwindigkeitsschwankungen sind, welche er noch zuläßt. Man hat zur Vermeidung dieser Unvollkommenheit allerdings auch solche Vorrichtungen vorgeschlagen, welche nicht erst durch die Geschwindigkeitsveränderung selbst, sondern durch die Ursache derselben, d. h. also durch die Veränderung des Widerstandes zur Wirkung gelangen, doch haben derartige Anordnungen, zu denen insbesondere der im Folgenden beschriebene Poncelet'sche Regulator zu rechnen ist, eine größere Anwendung nicht erlangt.

Für Dampfmaschinen und Wasserräder am gebräuchlichsten sind die Centrifugalregulatoren, so genannt, weil sie auf der Wirkung des Centrifugalpendels beruhen, welches zuerst von Watt bei seinen Dampfmaschinen zur Regulirung der Geschwindigkeit benutzt worden ist.

Ein Centrifugalpendel besteht aus einem mit einer rotirenden, in der Regel verticalen Axe AB, Fig. 761, verbundenen Pendel CD, welches um seinen Aufhängepunkt C schwingen kann, während es gleichzeitig gezwungen ist, an der Drehung der Axe AB Theil zu nehmen. Durch diese Drehung wird in dem Gewichte G des Pendels eine horizontale Centrifugalkraft DH hervorgerufen, welche zusammen mit dem Eigengewichte G des Pendels eine Mittelkraft DJ giebt. Für den Zustand des Gleichgewichtes muß diese Mittelkraft gleich und entgegengesetzt sein der von dem Aufhängepunkte C auf das Pendel ausgeübten Reaction, d. h. die Mittelkraft R muß durch den Aufhängepunkt C gerichtet sein.

Fig. 761.



Um diese Bedingung rechnerisch festzustellen, sei das Gewicht der Kugel mit G, der Axenabstand ihres Schwerpunktes DF mit r, der Winkel, welchen der Pendelarm mit der Axe bildet, FED mit α und die Winkelgeschwindigkeit der Axe mit ω bezeichnet; alsdann ist die Centrifugalkraft durch

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

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