

Ueber die Berechnung der Regulerringe von Wasserkraftmaschinen

Autor(en): **Schultz-Grunow, F.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **99/100 (1932)**

Heft 15

PDF erstellt am: **21.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-45475>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Ueber die Berechnung der Regulierringe von Wasserkraftmaschinen. — Die Bauausführung der Zschopau-Talsperre bei Kriebstein, Sachsen. — Wettbewerb für ein Frauenspital in Aarau. — Bautätigkeit und Preisabbau. — Mitteilungen: Stadt- und Landsiedlungen in Deutschland. Schwerlast-Anhänger für Strassentraktoren. Vom Bau des Völkerbundgebäudes. Schweizerischer Autostrassen-Verein.

Vortragskurs für Bestgestaltungsmaßnahmen in der öffentlichen Verwaltung. Kreiselpumpen für heisses Wasser. Zum Kapitel Preisabbau. Kontrollingenieur I. Klasse. — Nekrologe: Edgar Schlatter. — Wettbewerbe: Sekundarschulhaus Oberwinterthur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 99

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 15

Ueber die Berechnung der Regulierringe von Wasserkraftmaschinen.

Von F. SCHULTZ-GRUNOW, Dipl. Masch.-Ing., Zürich.

In der heutigen Zeit der Grosswasserkraftmaschinen erlangt die Frage nach der Berechnung der Regulierringe besondere Bedeutung. Darauf gibt die auf Anregung von Prof. Dubs entstandene Doktorarbeit von O. Schnyder¹⁾ Auskunft. Zunächst wird hier die Kinematik der Reguliergetriebe untersucht und dann durch Anwendung des Satzes von Castigliano gezeigt, wie die Beanspruchung und Deformation eines Regulierringes zu ermitteln ist. Die

r_u = Abstand des Regulierstangenangriffspunktes P von M.
 r_k = Kurbelradius.
 β = Winkel zwischen der Senkrechten auf die Getriebeaxe und der Linie MP bei Getriebemittelstellung.
 φ_k = Maximaler Verstellwinkel der Regulierkurbel.
 γ = Winkel zwischen der Senkrechten auf die Getriebeaxe und der Linie MS.

Berücksichtigt man die Deformation des Ringes, so findet man, dass dieser in extremer Stellung im Punkte S' mit dem Winkel γ' aufliegt, der grösser als γ ist. Die Ringdeformation bewirkt also eine zusätzliche Verschiebung des Auflagepunktes, die angenähert aus der Beziehung

$$\sin \gamma' - \sin \gamma = \frac{1}{2 \cos \beta} \frac{w}{\delta} \dots (2)$$

bestimmt werden kann. Diese wurde aus den streng gültigen Formeln (8) auf Seite 22 und (4) auf Seite 87 der angegebenen Schrift erhalten durch Vereinfachungen, deren Zulässigkeit sich aus den dort durchgerechneten Beispielen ergab. w bedeutet in dieser Formel den grössten vorkommenden Wert der absoluten radialen Deformation und ist aus den angenommenen Ringabmessungen folgendermassen angenähert zu berechnen:

$$w = \frac{U a^3}{E} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{J_1} + \frac{\sin^2 \alpha}{J_2} \right) K_{(\beta)} \dots (3)$$

Darin bezeichnen (siehe auch Abb. 3):

- U = maximale Kraft, die eine Stange überträgt.
 - a = Schwerpunktradius des Ringes.
 - E = Elastizitätsmodul für Zug.
 - J_1, J_2 = Hauptträgheitsmomente des Ringquerschnittes.
 - α = Winkel der Hauptträgheitsaxe J_1 mit der Ringaxe.
- Der Faktor $K_{(\beta)}$ ist aus Abb. 4 zu entnehmen.

In diesen Gleichungen müssen für γ und γ' günstige Werte angenommen werden. Wählt man nämlich diese Winkel zu gross, so sind in extremer Getriebestellung die Stangenkräfte zu ungleich, was man aus der Gleichgewichtsbedingung für den Ring ersieht. Wählt man sie dagegen zu klein, so wird das Ringspiel und damit die Unempfindlichkeit der Regulierung bei einem Kraft richtungswechsel zu gross. Deshalb seien die erfahrungsgemäss günstigen

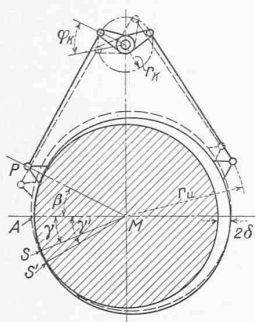


Abb. 1.

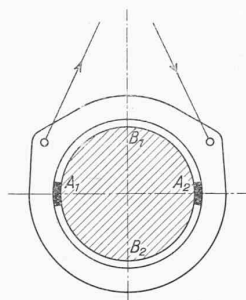


Abb. 2.

praktische Durchführung der Rechnung ist im allgemeinen zeitraubend, weshalb aus den in der erwähnten Arbeit gewonnenen Resultaten und durch Interpolation der dort durchgerechneten Beispiele hier ein Verfahren entwickelt werden soll, aus dem sich das erforderliche Ringspiel, die zulässige Deformation und die maximale Beanspruchung auf einfache Weise angenähert bestimmen lassen. Die Rechnung gilt für Reguliergetriebe, bei denen der Ring in einer Eindrehung des Turbinen- bzw. Pumpengehäuses mit einem gewissen radialen Spiel δ derart gelagert ist, dass er entweder stets mit seinem äusseren, oder, wie in Abb. 1, stets mit seinem inneren Umfange aufliegt. Ausserdem wird gezeigt, wie der durch Segmente am inneren oder äusseren Umfang gestützte Ring (Abb. 2) zu berechnen ist.

Diese Reguliergetriebe mit zwei nicht parallelen Stangen haben keinen Freiheitsgrad; bei einer Verdrehung der Regulierkurbel verschiebt sich der Ring. Das veranschaulicht Abb. 1, in der die punktiert gezeichnete Lage eine extreme Stellung des Getriebes bedeuten soll. Nimmt man vorläufig das ganze Getriebe als starr an und betrachtet den in einer Eindrehung gelagerten Ring, so verschiebt sich zwangsläufig auch der Auflagepunkt von dem Punkt A (Abb. 1), in dem der Ring bei richtiger Montage in Getriebemittelstellung aufliegt, bis zu dem Punkte S, dem Auflagepunkt in extremer Stellung, dessen Lage durch den Winkel γ fixiert sei. Zwischen γ und dem Ringspiel δ besteht folgende Beziehung:

$$\frac{\delta}{r_u} = \varphi_k^A \frac{\sin \beta}{\sin \gamma \delta \cos^2 \beta} \left(\frac{r_k}{r_u} \right)^2 \left(1 - \frac{r_k}{r_u} \right) \dots (1)$$

Die Bedeutung der einzelnen Glieder geht aus dem folgenden und der Abb. 1 hervor:

¹⁾ O. Schnyder: Die Festigkeitsberechnung der Regulierringe für Wasserturbinen und Pumpen. Leemann & Cie., Zürich.

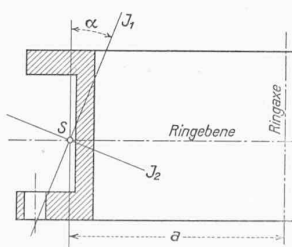


Abb. 3.

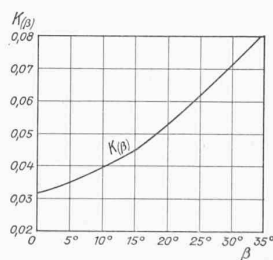


Abb. 4.

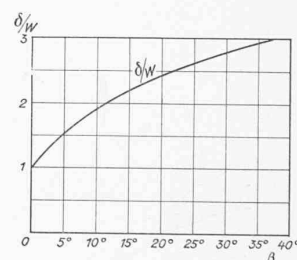


Abb. 5.

Werte $\gamma = 20^\circ$ und $\gamma' - \gamma = 10^\circ$ angenommen. Weiterhin muss die Bedingung erfüllt werden, dass die radiale Deformation nirgends grösser als das vorhandene Spiel wird. Hiermit ergibt sich das erforderliche Ringspiel δ sowie der kleinstzulässige Wert von δ/w , den die Kurve des Diagrammes Abb. 5 in Abhängigkeit von β darstellt. Dadurch, dass es belanglos ist, ob γ und γ' von den angenommenen Werten etwas abweichen, ist diese Kurve nicht als eigentliche Grenzkurve zu werten; sie sagt lediglich aus, ob der berechnete Regulier ring funktionieren wird, oder ob dies zu bezweifeln ist.

Die Berechnung des erforderlichen Ringspiels δ und der zulässigen Deformation w geht jetzt folgendermassen vor sich: In Gl. (1) setzt man $\gamma = 20^\circ$ ein und berechnet δ , was im Diagramm Abb. 6 bereits geschehen ist. Hier kann die Grösse von $\frac{\delta}{r_u \varphi_k^4}$ für das vorgeschriebene β und r_k/r_u entnommen werden. Um δ zu erhalten, ist also der gefundene Wert noch mit r_u und φ_k^4 (der Winkel ist in Bogengraden einzusetzen) zu multiplizieren. Dann ermittelt man w nach Formel (3) mit Hilfe von Abb. 4 und bildet δ/w . Nun kontrolliert man, ob dieser Wert oberhalb der Kurve in Abb. 5 zu liegen kommt. Ist dies nicht der Fall, so muss der Ring stärker bemessen werden.

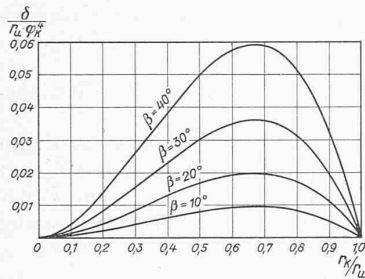


Abb. 6.

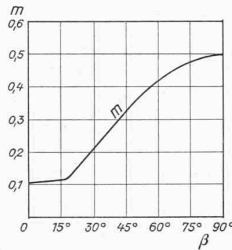


Abb. 7.

Für den durch Backen am innern oder äussern Umfang gelagerten Ring ergibt sich folgendes:

Es müssen zwei Backen angebracht werden, am besten in A_1 und A_2 (siehe Abb. 2), um gleich grosse Stangenkräfte zu bekommen. Diese Backen können ohne Spiel angebracht werden, da sich der Ring nur auf der Geraden $B_1 B_2$ verschiebt und die Deformation stets in dem Sinne wirkt, dass sich der Ring von einer Backe abhebt. Weitere Backen sind zur Abstützung des Ringes gegen die Regulierkräfte nicht notwendig.

Die Berechnung der Beanspruchung des Regulierendes geschieht besonders einfach. Es hat sich gezeigt, dass der Ring hauptsächlich durch das Biegemoment beansprucht wird, dessen Vektor parallel zur Ringaxe verläuft. Das maximale Moment erhält man aus der Formel

$$M = m U a,$$

der Faktor m kann Abb. 7 entnommen werden. Darnach ergibt sich bei $\beta = 0^\circ$, d. h. bei parallelen Stangen $m = 0,105$, und bei $\beta = 90^\circ$, d. h. wenn eine Stange angreift, $m = 0,5$. Für diesen letzten Fall ist in obiger Formel für U die halbe Stangenkraft einzusetzen.

Ein Zahlenbeispiel erläutere nun den Rechnungsgang für den in einer Eindrehung gelagerten Ring: Gegeben $r_u = 100$ cm, $r_k = 40$ cm, $\beta = 17^\circ$, $\varphi_k = 20^\circ$, $U = 7000$ kg. Angenommen wurde ein Ring mit $J_1 = 10000$ cm⁴, $J_2 = 6000$ cm⁴, $\alpha = 3^\circ$, $a = 90$ cm.

In Abb. 6 findet man $\delta/r_u \varphi_k^4 = 0,011$, daraus $\delta = 0,016$ cm. Für die Berechnung der maximalen radialen Deformation ist laut Abb. 4: $K(\beta) = 0,047$, und es wird nach Gl. (3) $w = 0,024$ cm. Es ist $\delta/w = 0,67$. Erforderlich ist $\delta/w = 2,3$. Der Ring muss also stärker bemessen werden. Das maximale Biegemoment wird mit $m = 0,11$ nach Abb. 7: $M = 69400$ kgcm. Damit ist auch die grösste auftretende Spannung bekannt.

Wie schon erwähnt, liegen den angegebenen Rechnungsmethoden vereinfachende Annahmen zugrunde. So wurde vorausgesetzt, dass sämtliche am Ring angreifenden Kräfte in der Ringebene (Abb. 3) liegen und am Schwerpunktskreise des Ringes angreifen ($r_u = a$). Dann wurde die Deformation der Regulierstangen nicht berücksichtigt. Zur Ermittlung der Verschiebung der Auflagestelle, die die Deformation verursacht ($\gamma' - \gamma$), wurde der Reguliering nicht in ausgelenkter, sondern in Mittel-Stellung betrachtet. Ebenso bezieht sich die angegebene Berechnung des maximalen Momentes auf die Ringmittelstellung. Hier zeigte die genaue Rechnung, dass das maximale Biegemoment bei einer Ringdrehung von 15° aus der Mittellage bei parallelen Stangen 15% grösser ist, als in der Mittellage. Eine bessere Annäherung wurde hier nicht erstrebt, da es darauf ankam, zu zeigen, wie auf einfache Weise fragliche Grössen in diesem Festigkeitsproblem abgeschätzt werden können. Herrn Dr. Schnyder bin ich für seine Mitwirkung zu Dank verpflichtet.

Die Bauausführung der Zschopau-Talsperre bei Kriebstein, Sachsen.¹⁾

Von Konsul A. SUTTER, Dipl. Ing., Dir. Wayss & Freytag A.-G., Dresden.

Der Behandlung des eigentlichen Thema seien einige Angaben über das Bauwerk selbst vorausgeschickt (Abb. 1 bis 3). Als Grundlage der Mauerberechnung war ein Sohlenauflauf von $0,6$ h wasserseitig (luftseitig 0) angenommen worden, was eine Basisbreite von 22 m bei einer grössten Höhe von 33 m ergab. Dehnungsfugen sind in 20 bis 25 m Entfernung angeordnet und mit Kupferblech gedichtet. In

¹⁾ Dieser Aufsatz unseres G. E. P.-Kollegen, des inzwischen anstelle von J. Solca zum Oberingenieur des Kantons Graubünden gewählten Präti-gauers, liegt bereits seit einigen Monaten auf der Redaktion, musste jedoch wegen inländischen Stoffandrages wiederholt zurückgestellt werden. Red.

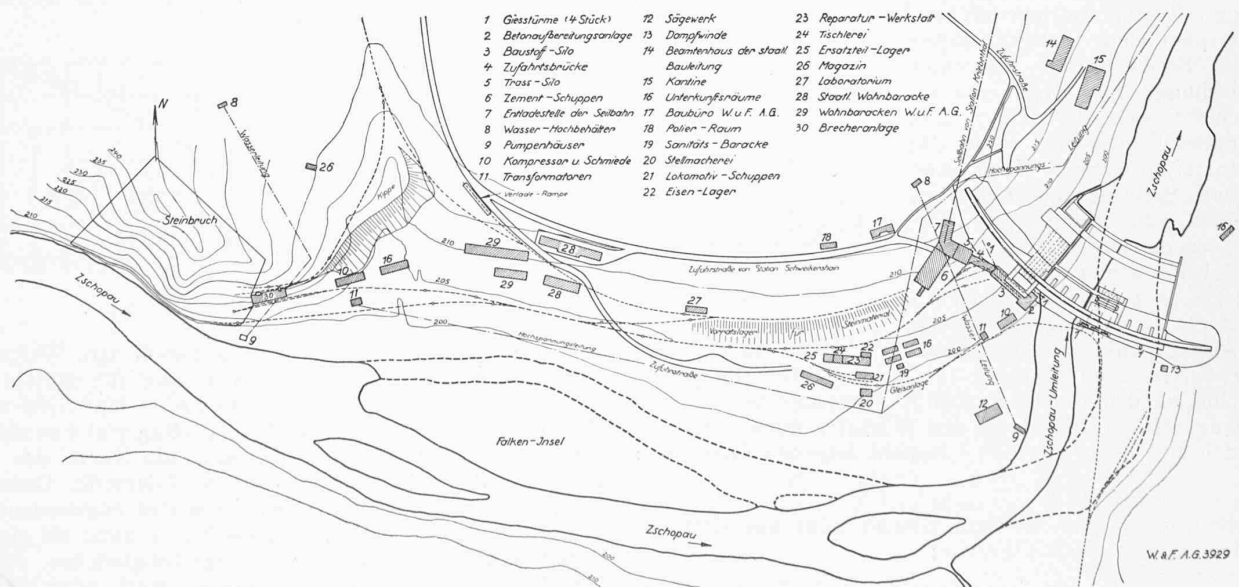


Abb. 5. Lageplan der Baustelle, Masstab rund 1 : 5000. (Vergl. die Installationsbauten auf Abb. 10, Seite 190).