

# Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren

Autor(en): **Joos, H.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **75/76 (1920)**

Heft 8

PDF erstellt am: **08.08.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-36421>

## **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: Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren. — Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare. — Zum Obmannamt-Durchbruch in Zürich. — Zur Erweiterung des Hauptbahnhofes Zürich. — Vom Panama-Kanal. — Miscellanea: Simplon-Tunnel II. Die Herstellung von Elektrostahl im Jahre 1918. Eidgenössische Technische Hochschule. Der Bauingenieur: Zeitschrift für das

gesamte Bauwesen. Kongress für Wohnungswesen in Lyon. — Nekrologie: H. Schatzmann. G. Jaeger! — Konkurrenzen: Saalbau und Volkshaus in La Chaux-de-Fonds. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Société Genevoise des Ingénieurs et des Architectes. Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung.

Band 75.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 8.

### Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren.

Von Ingenieur H. Joss, Winterthur.

Veranlassung zur vorliegenden Arbeit gab das Bedürfnis der Praxis nach einer einfachen Theorie der Reguliervorgänge, die die Bestimmung der bei der Konstruktion einer Regulierung festzulegenden Grössen zur Einhaltung der vorgeschriebenen Drehzahlschwankungen, sowie zur Vermeidung von Kreisprozessen (Pendelungen) zeigt.

Es sollen nur indirekt wirkende hydraulische Regulierungen mit einfacher Schiebersteuerung und starrer Rückführung betrachtet werden, wie solche hauptsächlich bei Dampf- und Wasserturbinen Anwendung finden. Dabei werden die folgenden Voraussetzungen gemacht:

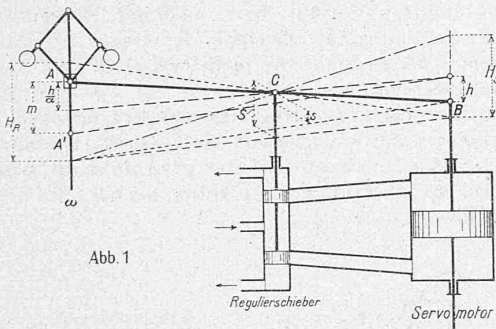


Abb. 1

1. Die Massenwirkung der Regulator-Schwunggewichte soll vernachlässigt werden, was bei den gebräuchlichen schnellaufenden Federreglern stets zulässig ist.

2. Der Regulator besitze konstanten Ungleichförmigkeitsgrad über den ganzen Muffenhub.

3. Das Drehmoment  $M$  der Kraftmaschine sei für eine bestimmte Füllung unabhängig von der Drehzahl und der Zeit, ferner proportional dem Hube des Servomotors.

Unter der *Anlaufzeit*  $T_a$  versteht man die Zeit, die notwendig ist, um die Kraftmaschine mit dem Drehmoment, das der Vollast  $L$  in  $kgm/sek^{-1}$  entspricht, vom Stillstand auf die normale Drehzahl  $n_m$  zu bringen.

Ist  $J$  das Trägheitsmoment der rotierenden Massen in  $kgm/sek^{-2}$ , ferner  $\omega_m$  die normale Winkelgeschwindigkeit, so ist

$$\frac{J \cdot \omega_m^2}{2} = \frac{T_a \cdot L}{2}$$

$$T_a = \frac{J \cdot \omega_m^2}{L} \quad (1)$$

Jede indirekt wirkende Regulierung mit beliebig gestaltetem starren Rückführungsgestänge lässt sich schematisch durch Abbildung 1 darstellen.

Es seien  $H_R$  der gesamte der Vollast entsprechende Hub des Regulators,  $\delta$  der diesem Hub entsprechende Ungleichförmigkeitsgrad,  $H_S$  der gesamte der Vollast entsprechende Hub des Servomotor-Kolbens,

$\alpha = \frac{H_S}{H_R}$  das Uebersetzungsverhältnis zwischen Servomotor- und Regulatorhub mit  $C$  als Drehpunkt

$\beta = \frac{S}{H_R}$  das Uebersetzungsverhältnis zwischen Reglerschieber- und Regulatorhub mit  $B$  als Drehpunkt.

Die Lage des Steuergestanges für irgend einen Beharrungszustand sei  $A-B$ , die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$ .

Es erfolge zur Zeit  $t = 0$  nun eine plötzliche Belastungszunahme, dann sei zur Zeit  $t_1$  die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  und die Lage der Reglermuffe  $A'$ . Die Muffenverschiebung  $m$  ergibt sich für einen reibungslosen Regulator aus

$$m = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_m} \cdot \frac{H_R}{\delta}$$

Es sei  $\frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_m} =$  der relat. Geschwindigkeitsabweichung  $= \varphi$ .

Ferner soll die Muffenverschiebung  $m$  durch eine relative Geschwindigkeits-Abweichung  $\mu$  ausgedrückt werden

$$\mu = \frac{m}{H_R} \cdot \delta \quad ; \quad m = \mu \cdot \frac{H_R}{\delta}$$

Für einen reibungslosen Regler ist  $\mu = \varphi$ .

Der Weg des Servomotorkolbens in der Zeit  $t_1$  sei  $h$ ; dann ist die Reglerschieber-Abweichung aus der Mittel-lage  $C$

$$s = \left( m - \frac{h}{\alpha} \right) \beta$$

Die Servomotorkolben-Bewegung kommt zur Ruhe, bzw. wird umgesteuert, wenn zu irgend einem Zeitpunkt  $s = 0$  ist, oder wenn

$$m = \frac{h}{\alpha}$$

Der Wert  $\frac{h}{\alpha}$ , der die Servomotorkolben-Bewegung darstellt, bedeutet einen Teil des Reglerhubes und kann durch eine entsprechende relative Geschwindigkeits-Abweichung  $k$  ausgedrückt werden.

$$k = \frac{h}{H_R} \cdot \delta \quad ; \quad \frac{h}{\alpha} = k \cdot \frac{H_R}{\delta}$$

Für den Umsteuerpunkt gilt also

$$\mu \frac{H_R}{\delta} = k \frac{H_R}{\delta} \quad \text{oder} \quad \mu = k.$$

Trägt man in einem Zeit-Geschwindigkeits-Diagramm  $\varphi$ ,  $k$  und  $\mu$  als Funktionen der Zeit  $t$  auf, so kommt im Schnittpunkt der  $\mu$ - und  $k$ -Kurven die Servomotorkolben-Bewegung zum Stillstand, bzw. wird umgesteuert. Die *Schieberabweichung* ergibt sich aus der Differenz der  $\mu$ - und  $k$ -Kurven zu

$$s = (\mu - k) \frac{H_R}{\delta} \beta \quad (2)$$

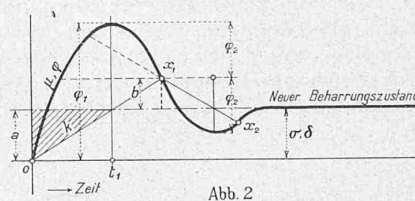


Abb. 2

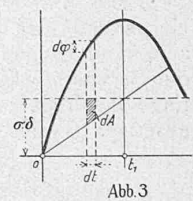


Abb. 3

#### I. Regulierung mit konstanter Reguliergeschwindigkeit.

##### a) Ohne Reibung.

Die  $\varphi$ - und  $\mu$ -Kurven fallen hier zusammen.

Es bezeichnen:

$T_s$  die Schlusszeit des Servomotors für den vollen Hub  $H_S$ ,  $\sigma$  die relative momentane Belastungsänderung; ferner sei  $t_1 = \sigma \cdot T_s$ .

Die  $k$ -Kurve ist eine Gerade. Zur Zeit  $t_1$  hat der Servomotorkolben die der neuen Belastung entsprechende Stellung erreicht, weshalb in diesem Zeitpunkte keine Änderung von  $\varphi$  stattfindet. Die Regulierbewegung wird jedoch erst im Punkt  $x_1$  umgesteuert, nachdem der Servomotorkolben die Stellung des neuen Beharrungszustandes um die Grösse  $b$  überschritten hat (Abbildung 2).

Die Form der  $\varphi$ -Kurve ergibt sich aus folgender Ableitung: In der Zeit  $dt$  haben z. B. bei einer Entlastung

die Schwungmassen die Arbeit  $dA$  aufzunehmen, das eine Geschwindigkeitsänderung  $d\omega$  hervorruft (Abbildung 3). Diese Arbeit beträgt:

$$dA = \frac{J}{2} [(\omega + d\omega)^2 - \omega^2] = \frac{J}{2} [\omega^2 + 2\omega d\omega + d\omega^2 - \omega^2]$$

Hierin kann  $d\omega^2$  vernachlässigt werden und es wird dann

$$dA = J \cdot \omega \cdot d\omega; \quad d\omega = \frac{dA}{J \cdot \omega}$$

und die relative Geschwindigkeits-Abweichung:

$$d\varphi = \frac{d\omega}{\omega_m}; \quad \omega_m \text{ kann angenähert } = \omega \text{ gesetzt werden.}$$

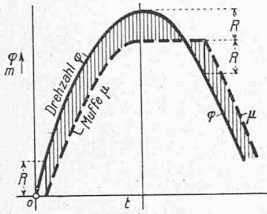


Abb. 4

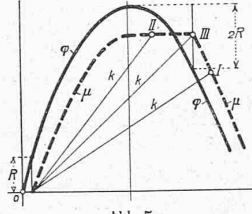


Abb. 5

es ist also hier stets Dämpfung vorhanden. Bei einer Regulierung ohne Rückführung wäre  $\alpha = \infty$ , die  $k$ -Linie fällt mit der Abszissenaxe zusammen, die Dämpfung  $\varepsilon = 0$ . Bei einem reibungslosen Regulator muss also bei positivem  $\delta$  stets nach einer gewissen Zeit der Beharrungszustand eintreten; diese Zeit nimmt mit wachsendem  $\delta$  ab.

b) Mit Reibung.

In der Praxis ist ein vollkommen reibungsloser Regulator nicht denkbar, vielmehr sind in diesem stets kleinere oder grössere Reibungswiderstände, je nach der Konstruktion und Ausführung, vorhanden, die, wie im Folgenden gezeigt werden soll, die Ursache der Kreisprozesse bilden.

Es bezeichne  $R$  die relative Drehzahländerung, die nötig ist, um eine Bewegung der Reglermuffe aus der Ruhelage in der einen oder andern

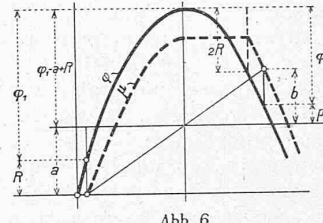


Abb. 6

Richtung herbeizuführen. Im Zeit-Geschwindigkeitsdiagramm fällt jetzt die  $\mu$ -Kurve nicht mehr mit der  $\varphi$ -Kurve zusammen, sondern verläuft bei steigender Drehzahl unterhalb und bei fallender oberhalb derselben (Abbildung 4). Nach dem Umkehrpunkt der  $\varphi$ -Kurve bleibt die Muffe solange unbeweglich, bis die Drehzahl um  $2R$  gesunken ist. Die Umsteuerungen des Reglerschiebers erfolgen in den Schnittpunkten der  $\mu$ -Kurve mit der  $k$ -Kurve. Dieser Schnitt der beiden Kurven kann auf die in Abbildung 5 gezeichneten drei Arten erfolgen; es sollen deshalb die drei Fälle einzeln untersucht werden.

Dann ist

$$d\varphi = \frac{dA}{J \cdot \omega_m^2} \quad (3)$$

Andererseits ist nach Abbildung 3

$$dA = (\sigma \cdot \delta \cdot dt - \frac{\sigma \cdot \delta \cdot t}{t_1} dt) \frac{L}{\delta} = \sigma L (dt - \frac{t}{t_1} dt)$$

In Gl. (3) eingesetzt

$$d\varphi = \frac{\sigma \cdot L}{J \cdot \omega_m^2} (dt - \frac{t}{t_1} dt) = \frac{\sigma}{T_a} (dt - \frac{t}{t_1} dt)$$

$$\varphi = \frac{\sigma}{T_a} \left( \int dt - \frac{1}{t_1} \int t dt \right) = \frac{\sigma}{T_a} \left( t - \frac{t^2}{2 t_1} \right) \quad (4)$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel mit vertikaler Axe. Für die maximale Geschwindigkeits-Abweichung  $\varphi_1$  ist für  $t$  der Wert  $t_1$  zu setzen; hiermit wird

$$\varphi_1 = \frac{\sigma}{2 T_a} \cdot t_1^2 \quad (5)$$

Für  $t_1$  den Wert  $\sigma \cdot T_s$  gesetzt, wird

$$\varphi_1 = \frac{\sigma^2 \cdot T_s^2}{2 T_a} \quad (6)$$

Aus Gl. (6) folgt mit Bezug auf Abbildung 2

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \left( \frac{a}{b} \right)^2$$

Wie aus Abbildung 2 und Gl. (4) ersichtlich ist, bilden die einzelnen Schwingungskurven des Reguliervorganges Kurvenstücke ein und derselben Grundparabel.

Ein Kreisprozess, d. h. ein gleichmässiges Hin- und Herpendeln der Drehzahl entsteht dann, wenn bei zwei aufeinanderfolgenden Umsteuerungen des Reglerschiebers die Servomotorkolben-Abweichungen (Amplituden) von der Lage des Beharrungszustandes gleich gross, aber entgegengesetzten Sinnes sind.

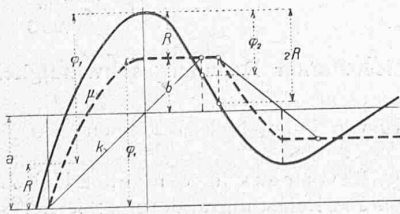


Abb. 9

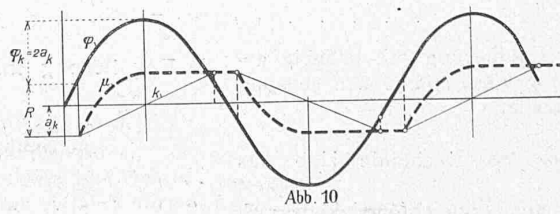


Abb. 10

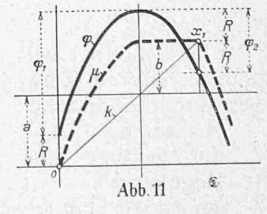


Abb. 11

Unter der Dämpfung bei einem Reguliervorgange sei die relative Annäherung der Servomotorkolben-Abweichungen bei zwei aufeinanderfolgenden Umsteuerungen des Reglerschiebers an die Lage des Beharrungszustandes verstanden. Sie ist bestimmt durch:

$$z = \frac{a-b}{a} = 1 - \frac{b}{a} = 1 - i \quad (7)$$

Für einen Kreisprozess ist  $a = b$  und  $z = 0$ . Für jeden positiven Wert von  $\delta$  und  $a$  wird  $b < a$  und  $z > 0$ ;

I. Fall. Die Umsteuerung des Reglerschiebers erfolgt nach der Bewegungsumkehr der Reglermuffe (Abb. 6). Dies tritt dann ein, wenn die der Servomotorkolben-Abweichung  $b$  entsprechende Geschwindigkeits-Abweichung  $\varphi_2$  grösser als  $2R$  ist, also wenn

$$\varphi_2 > 2R$$

$$\varphi_2 = \left( \frac{b}{a} \right)^2 \varphi_1 = i^2 \cdot \varphi_1;$$

$b = b - R = \varphi_1 - a + R - \varphi_2 = \varphi_1 - a + R - i^2 \cdot \varphi_1$ . Für  $b = i \cdot a$  eingesetzt, ergibt sich

$$i^2 \varphi_1 + i \cdot a - \varphi_1 + \frac{1}{i} a - 2R = 0 \quad (8)$$

Für den Kreisprozess ist  $i = 1$ ; hiermit wird Gl. (8)

$$\varphi_1 + a - \varphi_1 + a - 2R = 0$$

$$R = a = b < \frac{\varphi_k}{2} \quad (9)$$

d. h. ein Kreisprozess ist nur möglich mit der Servomotorkolben-Amplitude  $a_k = R$ . Die zugehörige Geschwindigkeits-Amplitude ist  $\varphi_k = \varphi_1 = \varphi_2 > 2R$  (Abbildung 7). Für Werte  $a > R$  ergeben die Gleichungen (8) und (7) positive und für Werte  $a < R$  negative Dämpfung, d. h.

die Reguliervschwingungen streben einem Kreisprozess mit  $a = R$  zu (siehe Abbildung 8).

II. Fall. Dieser kommt dann zustande, wenn die Umsteuerung des Reguliervschiebers in der Unbeweglichkeitsphase der Reglermuffe erfolgt (Abbildung 9). Hierfür gilt

$$\varphi_2 < 2R$$

Es ist

$$\varphi_1 = a + b$$

$$i = \frac{b}{a} = \frac{\varphi_1}{a} - 1 \quad (10)$$

Für den Kreisprozess ist

$$\frac{\varphi_k}{a} - 1 = 1$$

$$\varphi_k = 2a < 2R \quad (11)$$

d. h. beim Kreisprozess ist die Geschwindigkeits-Amplitude  $\varphi_k$  gleich der doppelten Servomotor-Amplitude  $a_k$ . Diese ist von  $R$  unabhängig solange  $a_k < R$  ist (Abbildung 10).

III. Fall (Kritischer Fall). Die Umsteuerung des Reguliervschiebers erfolgt im Umkehrpunkt  $x_1$  der Muffenbewegung  $\mu$ ; hierfür gilt nach Abbildung 11

$$\varphi_2 = 2R$$

Es gelten hier sowohl die Gesetze von Fall I, als auch jene von Fall II. Für den Kreisprozess ist somit

Nach Gl. (9)  $a = R$

Nach Gl. (11)  $\varphi_k = 2a$  ;

also  $\varphi_k = 2R = 2a$  . . . . . (12)

d. h. ein Kreisprozess ist nur möglich mit einer Servomotor-Amplitude  $a_k = R$  und einer entsprechenden Geschwindigkeits-Amplitude  $\varphi_k = 2R$ . (Abbildung 12.)

Abhängigkeit der Dämpfung von der Servomotor-Amplitude. Setzt man für eine gegebene Regulierung  $\varphi_1 = \lambda \cdot a^2$ , dann gilt

für Fall I  $i^2 \cdot \lambda \cdot a^2 + i \cdot a - \lambda \cdot a^2 + a - 2R = 0$  . . . (8a)

für Fall II  $i = \lambda \cdot a - 1$  . . . (10a)

Für den Kreisprozess ist  $i = 1$ ; also

$$\lambda = \frac{2}{a_k}$$

Für  $z_{max} = 1$  wird  $i = 0$  und

$$a = \frac{a_k}{2}$$

Während bei Fall I nach Gl. (8a) bei einer gegebenen Regulierung für verschiedene Werte von  $R$  verschiedene Dämpfungskurven entstehen, so ergibt Gl. (10a) für den Fall II eine ganz bestimmte, von  $R$  unabhängige Dämpfungslinie (Abbildung 13). Der Schnittpunkt der beiden Dämpfungskurven I und II entspricht der Dämpfung für den Fall III, die stets einen Minimalwert darstellt.

Inbezug auf die Dämpfung bietet also der Fall III die ungünstigsten Verhältnisse, und es muss dieser kritische Punkt bei stetiger Abdämpfung von Reguliervschwingungen, die im Gebiete des Falles I stattfinden, stets durchschritten werden. Für eine stabile Regulierung muss in kritischen Punkte die Dämpfung

noch positiv sein. Es gilt deshalb für eine kreisprozessfreie Regulierung der folgende Satz:

Eine Regulierung ist dann kreisprozessfrei, wenn bei einer Amplitude des Servomotor-Kolbens  $= R$  die entsprechende Geschwindigkeits-Abweichung  $\leq 2R$  ist.

Diese Bedingung kann in folgender Weise zur Berechnung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades benutzt werden:

Nach Gl. (6) ist  $\varphi_1 = \frac{\sigma^2 \cdot T_s}{2 T_a}$

Für den kritischen Fall ist  $\sigma = \frac{R}{\delta}$  und  $\varphi_1 = 2R$  also

$$2R = \frac{R^2 \cdot T_s}{\delta^2 \cdot 2 T_a} ; \text{ hieraus}$$

$$\delta_{min} = \sqrt{\frac{R \cdot T_s}{4 \cdot T_a}} \quad (13)$$

Beispiel. Turbine: Anlaufzeit  $T_a = 10$  sek  
 Schlusszeit  $T_s = 2$  sek  
 Reibung im Regulator  $R = \pm 0,5\%$

$$\delta_{min} = \sqrt{\frac{0,005 \cdot 2}{4 \cdot 10}} = 0,016 \text{ d. i. } 1,6\%$$

Die maximale Drehzahländerung bei plötzlicher voller Belastungsänderung wurde nach Gl. (6)

$$\varphi_1 = \frac{1^2 \cdot 2}{2 \cdot 10} = 0,1 \text{ d. i. } 10\%$$

(Schluss folgt.)

### Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare der A.-G. „Elektrizitätswerk Olten-Aarburg“.

Mitgeteilt von der A.-G. «Motor» in Baden.

(Fortsetzung von Seite 40.)

#### Das Einlaufbauwerk des Oberwasser-Kanals.

Am linken Ufer, 30 m oberhalb des Stauwehres, beginnt der 90 m weite Kanaleinlauf mit der anschliessenden 3,0 m weiten Kahneinfahrt (Abb. 38, 39, 44 u. 45). Die Einlaufschwelle liegt 1,50 m höher als die Wehrschwelle in der linksseitigen Grundablassöffnung. Bei einem Durchfluss von 350 m<sup>3</sup>/sek beträgt die mittlere Geschwindigkeit des Wassers durch den Einlauf 75 cm. Die Einlaufschwelle ist bis 10,30 m unter dem gestauten Wasserspiegel mittels Betoncaisson fundiert. Bis in etwa 23,50 m Entfernung von den Einlaufschützen ist die Sohle des Einlaufbeckens

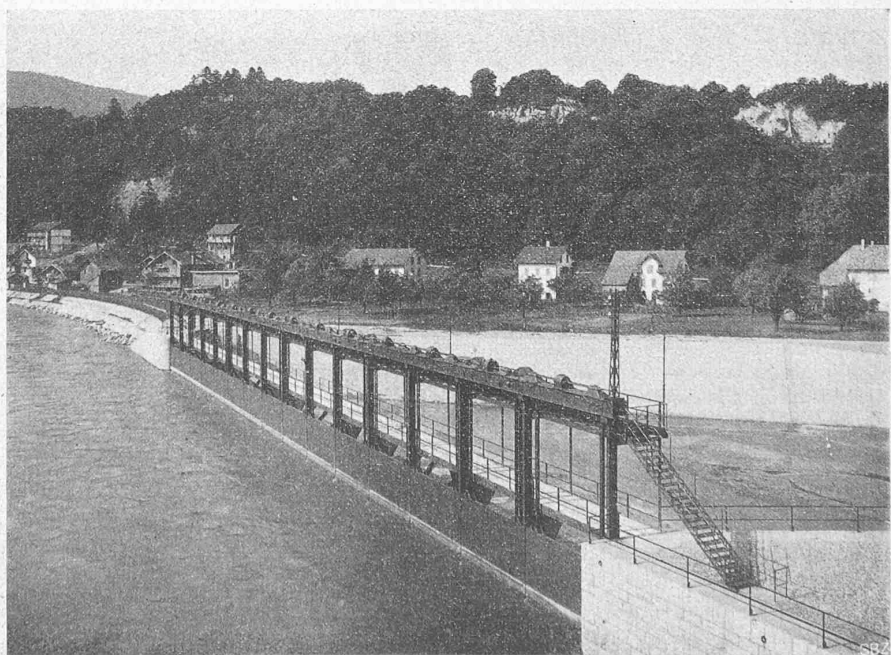


Abb. 44. Einlauf Bauwerk des Oberwasser-Kanals des Kraftwerks Gösgen.

