

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75/76 (1920)
Heft: 9

Artikel: Die Wasserkraftanlage "Gösgen" an der Aare der A.-G.
"Elektrizitätswerk Olten-Aarburg"
Autor: AG Motor
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-36425>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 04.03.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

INHALT: Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare. — Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren. — Von der Stiftung zur Förderung schweizerischer Volkswirtschaft. — Wettbewerb für eine Wohnkolonie im „Feldli“, St. Gallen. — Ein Gedenktag in der Geschichte der Gotthardbahn. — Miscellanea: Neue französische Einheitsbezeichnungen. Normalienkommission für das Baugewerbe. Elek-

trifizierung der Vorortbahnen von Melbourne. Helsingfors als Haupthafen Finnlands. — Nekrologie: S. Spychiger. M. Dolivo-Dobrowsky. A. Saurer. — Konkurrenzen: Bauungsplan Elfenau- und Mettlen-Gebiet in Bern. Schiffbarmachung des Rheins Basel-Bodensee. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung.

Band 75.

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

Nr. 9.

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

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

(Fortsetzung von Seite 85.)

Der Oberwasserkanal.

Auf die Gesichtspunkte, die bei der Wahl des Kanal-Tracé massgebend waren, soll hier nicht näher eingetreten werden; sie gipfeln darin, eine möglichst wirtschaftliche, gleichzeitig aber auch betriebssichere Wasserzufuhr zum Maschinenhaus, unter möglicher Schonung des kultivierten Geländes und der bewohnten Ortschaften zu erreichen. Die Linienführung ist bereits unter „Allgemeines“, unter Hinweis auf die Uebersichtskarte Abbildung 2 besprochen worden, die wir hier des bessern Verständnisses halber wiederholen.

Die Gesamtlänge des Oberwasserkanales beträgt 4,80 km; das Sohlengefälle wurde entsprechend dem berechneten Wasserspiegelgefälle bei der maximalen Wasserführung von 350 m³/sek zu 0,013 ‰ in der oberen normalen Partie auf 3,2 km Länge, und zu 0,023 ‰ in der übrigen mit reduziertem Querschnitt ausgeführten Felsstrecke gewählt.

Als Normalprofile kamen je nach den Untergrund- und Geländebeziehungen drei Profiltypen zur Anwendung, und zwar von Km. 0 bis 2,5 ein Einschnittprofil, von Km. 2,5 bis 3,3 ein Profil mit Dammböschung und von Km. 3,3 bis 4,8 ein Einschnittprofil im Felsen.

In der Strecke des Einschnittprofils (Abb. 46, Seite 94) besteht der Untergrund im wesentlichen aus Niederterrassen-Schotter, doch wurde der Kalkfelsen auf einer Strecke von etwa 500 m, insbesondere an der linksseitigen Böschung ebenfalls angeschnitten. Dieser Schotter lieferte ein gutes Betonmaterial. Abbildung 47 zeigt die auf dieser Strecke zur Verwendung gelangte Sortieranlage für Kies und Sand mit gleichzeitiger Wäscherei. Die Schottermasse war meistens mit einer bis 1,5 m starken Schicht lehmhaltigen Sandes bedeckt, die mit dem Schotter vermischt ein gutes Dammaterial bildete. Das Einschnittprofil hat eine Sohlenbreite von 32,0 m und Böschungen 1 : 1,5; 4,0 m über der Sohle wurde eine Berme von 1,0 m Breite angelegt. Die normale Wassertiefe beträgt 6,10 m und die mittlere Durch-

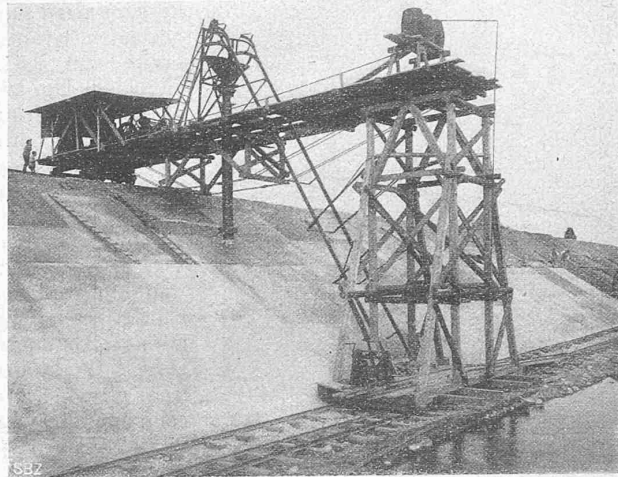


Abb. 49. Betonauzug für die Betonierung der Böschungen.

flusgeschwindigkeit bei 350 m³/sek Wasserführung etwa 1,40 m/sek. Betonplatten, die unterhalb der Berme 20 cm, oberhalb derselben 15 cm stark sind, verkleiden die Böschungen (Abb. 48 und 49). Die an Ort und Stelle erstellten Platten haben eine Länge von je etwa 5,0 m und eine Breite von 2,0 bis 3,5 m. Durch die Unterteilung der ganzen Betonverkleidung in einzelne Platten ist diesen ermöglicht, Setzungen der Verkleidungsunterlage zu folgen. Ihre Erstellung ist von den Unternehmungen mit verschiedenen Installationen erfolgt. Es sei hier auf den in Abb. 49 dargestellten Aufzug hingewiesen, der von der Firma Buss & Cie. für die Verbringung des Betons von der Kanalsohle auf die Verwendungsstelle an der Böschung verwendet wurde. Bei sandigem Untergrund wurde die Betonverkleidung auf eine Kiesunterlage gelegt und ihr Fuss durch eine Vorlage aus Kieselsteinen oder Steinschrotten geschützt.

Mit Ausnahme der linksseitigen Böschung der Strecke von Km. 0,6 bis 1,40 waren auch in den Einschnittpartien Dammschüttungen nötig, weil das natürliche Gelände zum Teil tiefer als der Kanalwasserspiegel liegt. Es kamen

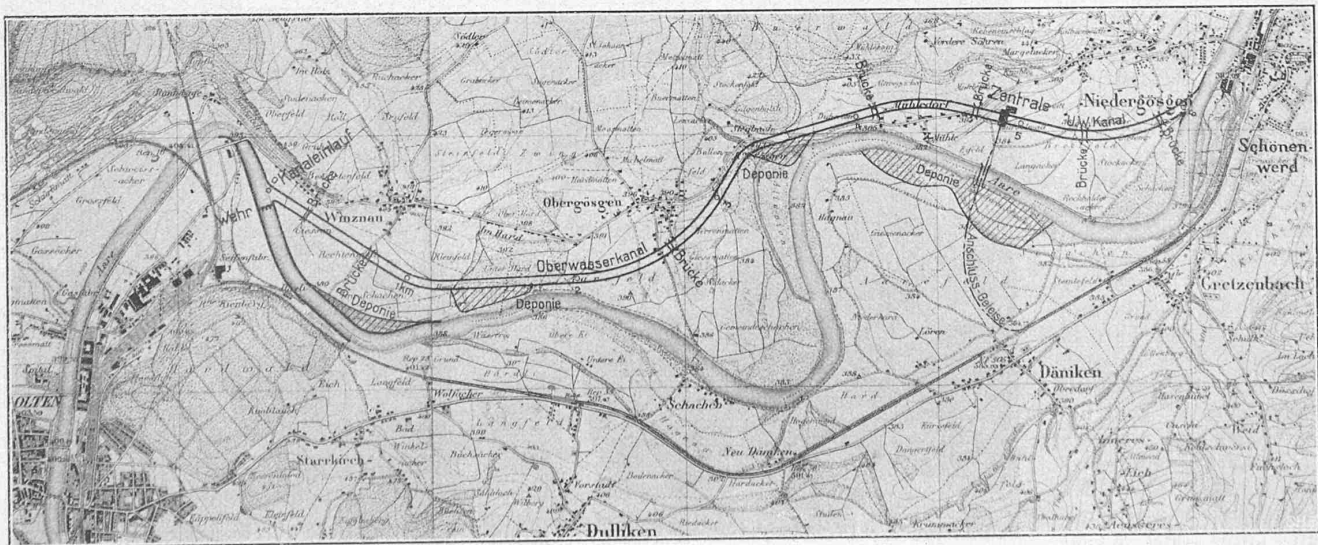


Abb. 2 (wiederholt aus Nr. 1). Uebersichtskarte der Kraftanlage „Gösgen“ an der Aare. — Masstab 1 : 40 000.

samt Kubatur rd. 45 000 m³ ausmacht, kam ein sand-schüssiger Lehm zur Verwendung, der aus einer 800 m weit entfernten Grube gewonnen werden konnte.

Der untere Teil der Dammböschungen wurde auf der Innenseite zweifüssig erstellt. Man konnte deshalb, um einen gleich grossen benetzten Querschnitt wie im Einschnittprofil beizubehalten, die Sohlenbreite von 32 m auf 26 m herabsetzen. Die Böschungen sind im übrigen in gleicher Weise durch Beton-Platten verkleidet. Nach aussen ist der Damm durch eine gewöhnliche Materialschüttung um 3,0 m Breite verstärkt. Die Kanalsole erhielt auf der Dammstrecke eine 20 cm starke Steinrollierung.

Zur Kontrolle der Dammsenkungen sind auf der Dammkrone alle 50 m Höhenmarken angeordnet. Bei einer Dammhöhe von 10,0 m bis 14,0 m betrug die totale Setzung nach zwei Jahren Betriebsdauer des Kanales im Maximum 40 mm, im Mittel 21 mm, wovon auf die letzten zehn Monate eine mittlere Setzung von 2 mm entfällt. Feststellbare Durchsickerungen durch oder unter dem Damm wurden bis heute nicht beobachtet. (Die Abbildungen 52, 56 und 57 zeigen die gleiche Dammstrecke in verschiedenen Baustadien.)

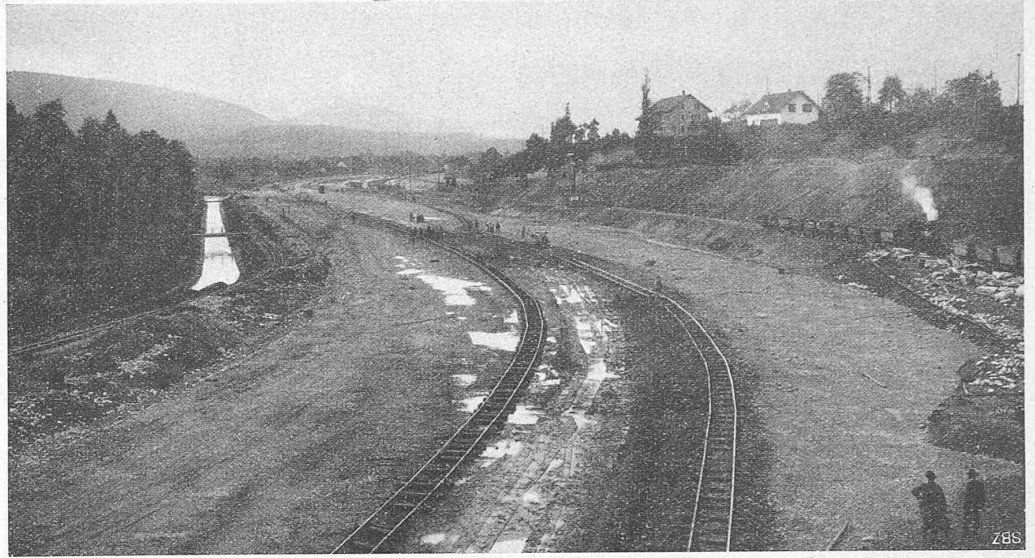


Abb. 56. Damm bei Km. 3,2 kanalaufwärts gesehen. Zwischen den Geleisen der bis auf Kanalsohlenhöhe ausgeführte Lehmkern (14. X. 15).

Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren.

Von Ingenieur H. Joos, Winterthur.

(Schluss von Seite 83.)

II. Regulierung mit veränderlicher Reguliergeschwindigkeit.

a) Ohne Reibung.

Ist bei einer hydraulischen Regulierung der Druck der Arbeitsflüssigkeit, sowie die Verstellkraft des Servomotorkolbens konstant, so kann dessen Reguliergeschwindigkeit proportional der Regulierschieber-Abweichung *s* gesetzt werden; vorausgesetzt, dass die Regulierschieber-Kanäle über den ganzen Hub gleiche Breite besitzen. Die Kolbenwege *k* sind also proportional der Fläche, die durch die φ - und *k*-Kurve gebildet wird. Es ist also

$$k = \epsilon \int_0^t (\varphi - k) dt \dots \dots \dots (14)$$

wobei ϵ = konstant für eine gegebene Regulierung.

Die genaue Entwicklung der Gesetze für die φ - und *k*-Kurven ergeben verwickelte Differenzial-Gleichungen. Zur Vereinfachung soll deshalb die *k*-Kurve als eine Gerade angenommen werden. Um jedoch den Voraussetzungen für die veränderliche Reguliergeschwindigkeit mit grosser Annäherung Rechnung zu tragen, wird die Gl. (14) für die Zeit *t_x*, d. i. die Zeit zwischen zwei Umsteuerpunkten des Regulierschiebers, bei jeder einzelnen Schwingungskurve angewandt. Es wird also nur zwischen zwei Umsteuerpunkten die Reguliergeschwindigkeit konstant angenommen; nach erfolgter Umsteuerung ist sie wieder eine andere. Durch diese Vereinfachung setzt sich die φ -Kurve aus Teilen *verschiedener* Parabelstücke zusammen. Die Abweichungen, die sich bei einer auf diese Art von einer nach den genauen Gesetzen bestimmten Schwingungskurve

ergeben, sind, wie am Schlusse an einem Beispiel gezeigt werden wird, sehr gering. Da nun ausserdem die gemachten Voraussetzungen bei der genauen Methode in der Praxis auch stets nur annähernd erfüllt sind, so ergibt die vorliegende Methode im allgemeinen mit der Ausführung ebenso gut übereinstimmende Resultate wie die genauen Gesetze.

Unter Bezug auf Abbildung 14 ist nach Gl. (14)

$$k_x = \epsilon (\text{Parabelfläche } 0 \varphi_1 x t_x - \text{Dreieck } 0 x t_x)$$

Die Gleichung der *k*-Linie ist (Abbildung 15)

$$k = \frac{\sigma \cdot \delta}{T_s} \cdot t$$

Für den Umsteuerpunkt *x*₁ ist *k_x* = φ_x , nach Gl. (4) wird somit

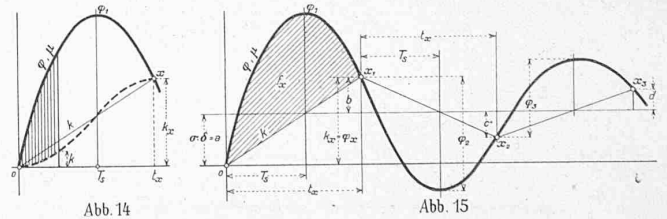
$$k_x = \frac{\sigma \cdot \delta \cdot t_x}{T_s} = \frac{\sigma}{T_a} \left(t_x - \frac{t_x^2}{2 T_s} \right)$$

Hieraus ergibt sich

$$t_x = 2 T_a \left(\frac{T_s}{T_a} - \delta \right) \dots \dots \dots (15)$$

Andererseits ist nach Gl. (14)

$$k = \epsilon \int_0^{t_x} (\varphi - k) dt = \epsilon \cdot f_x$$



wobei *f_x* die in Abbildung 15 schraffierte Fläche der Regulierschieber-Abweichungen bedeutet.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{k_x}{f_x} \\ f_x &= \int_0^{t_x} \varphi dt - \int_0^{t_x} k dt = \int_0^{t_x} \frac{\sigma}{T_a} \left(t - \frac{t^2}{2 T_s} \right) dt - \frac{t_x \cdot k_x}{2} \\ f_x &= \frac{\sigma \cdot t_x^3}{2 T_a} - \frac{\sigma \cdot t_x^3}{6 T_s \cdot T_a} - \frac{t_x \cdot k_x}{2} \\ k_x &= \frac{\sigma \cdot \delta}{T_s} \cdot t_x = \epsilon \left[\frac{\sigma \cdot t_x^2}{2 T_a} - \frac{\sigma \cdot t_x^3}{6 T_s \cdot T_a} - \frac{t_x^2 \sigma \cdot \delta}{2 T_s} \right] \\ \frac{\delta}{\epsilon \cdot T_s} &= \frac{t_x}{2 T_a} - \frac{t_x^2}{6 T_s \cdot T_a} - \frac{t_x \cdot \delta}{2 T_s} \end{aligned}$$

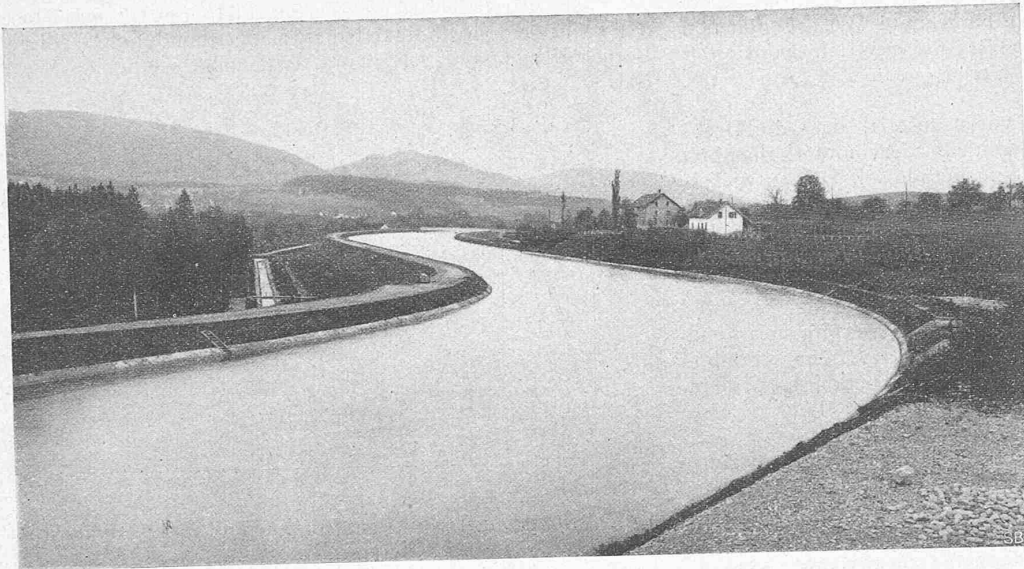


Abb. 57. Dammstrecke des Kanals von Km. 3,2 aufwärts gesehen. Die Dammkrone liegt 12 bis 13 m über der Sohle des Parallelgrabens. (Aufnahme vom 23. V. 1918.)

Für t_x die Gl. (15) eingesetzt gibt

$$\frac{\delta}{\varepsilon \cdot T_s} = \frac{T_s}{T_a} - \delta - \frac{2}{3} \frac{T_s}{T_a} + \frac{4}{3} \delta - \frac{2}{3} \frac{T_a}{T_s} \delta^2 - \delta + \frac{T_a}{T_s} \delta^2$$

$$\frac{T_s^2}{3 T_a} - \frac{2}{3} \delta \cdot T_s + \frac{T_a \cdot \delta^2}{3} - \frac{\delta}{\varepsilon} = 0 \dots (16)$$

(δ ist in absolutem Wert einzusetzen)

Hieraus berechnet sich die Schlusszeit T_s und diese ist, wie ersichtlich, von der Belastungsänderung σ unabhängig, also für eine gegebene Regulierung konstant. Das Gleiche gilt für t_x nach Gl. (15).

Das erste Maximum φ_1 ist nach Gl. (5)

$$\varphi_1 = \frac{\sigma \cdot T_s}{2 T_a}$$

Das zweite Maximum $\varphi_2 = \frac{b}{a} \varphi_1$

Das dritte Maximum $\varphi_3 = \frac{c}{a} \cdot \varphi_1 = \frac{c}{b} \cdot \varphi_2$

wobei $\frac{b}{a} = \frac{c}{b} = \frac{d}{c} = \dots = i = \frac{t_x - T_s}{T_s} =$ konstant für alle Schwingungskurven. Hiermit kann in einfacher Weise das Geschwindigkeitsdiagramm auf gezeichnet werden.

Die Konstante $\varepsilon = \frac{k_x}{f_x}$ wird auf folgende Weise berechnet:

Es bezeichne

$x = \frac{H_R}{\delta} \cdot \alpha$ den Hub des Servomotorkolbens für einen Regulatorhub, der einer Geschwindigkeitsänderung von 1% entspricht (Drehpunkt C in Abbildung 1 in letzter Nummer),

F die Kolbenfläche des Servomotors,

G die für den Oeldurchfluss freie Schieberfläche für obigen Regulatorhub $\frac{H_R}{\delta}$ (Drehpunkt B),

c die Geschwindigkeit des Oeles in der freien Schieberfläche,

l die Breite sämtlicher gesteuerten Schieberflächen.

Dann ist

$$k_x \cdot x \cdot F = f_x \cdot G \cdot c = \varepsilon f_x x \cdot F$$

Hieraus

$$\varepsilon = \frac{G \cdot c}{x \cdot F} = \frac{\frac{H_R}{\delta} \beta \cdot l \cdot c}{\frac{H_R}{\delta} \alpha \cdot F} = \frac{\beta \cdot l \cdot c}{\alpha F} \dots (17)$$

Es ist also unabhängig von δ .

b) Mit Reibung.

Betrachtet man ein Stück der Geschwindigkeitskurve zwischen zwei Umsteuerpunkten für sich, so können auf diese infolge der Annahme geradlinigen Verlaufs der

k -Kurve für die Reibung die gleichen Gesetze wie bei einer Regulierung mit konstanter Regulierungsgeschwindigkeit angewandt werden. In bezug auf die Dämpfung bietet wiederum der Fall III die kritischen Verhältnisse. Für eine gegebene Regulierung sei für diesen Fall die Dämpfung = Null; dann gilt hierfür

$$\varepsilon = \frac{2 R}{f_x}$$

Für Fall I (Abb. 16) wäre für den Kreisprozess

$$\varepsilon_I = \frac{2 R}{f_I} < \varepsilon,$$

da die Schieberabweichungsfläche f_I um das senkrecht schraffierte Stück grösser als f_x ist. Weil nun aber für eine

gegebene Regulierung ε für alle Fälle konstant ist, so müsste $k_x > 2 R$ sein oder bei einem $b = R$ wird $a > R$, d. h. es ist im Gebiete des Falles I positive Dämpfung vorhanden.

Für Fall II (Abbildung 17) gilt für den Kreisprozess, wenn man $a = \eta \cdot R$ setzt

$$\varepsilon_{II} = \frac{2 a}{f_{II}} = \frac{2 \eta \cdot R}{\eta \cdot f_x} = \varepsilon$$

d. h. im Gebiete des Falles II ist die Dämpfung gleich gross wie bei Fall III, also wie vorausgesetzt gleich Null. (Abbildung 18, Seite 98.)

Es kann also wiederum der Fall III zur Bestimmung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades δ_{\min} benutzt werden.

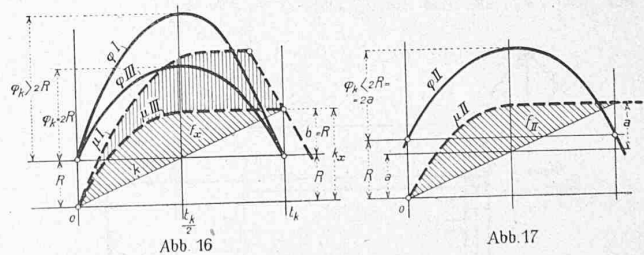
Es ist nach Gl. (3)

$$\varphi_k = \int_0^{t_k} \frac{dA}{J \cdot \omega^2} = 2 R$$

$$2 R = \frac{1}{J \cdot \omega^2} \cdot \frac{R}{\delta_{\min}} \cdot L \frac{t_k}{4};$$

für $\frac{J \cdot \omega^2}{L} = T_a$ gesetzt gibt

$$t_k = 8 T_a \cdot \delta_{\min} \dots (18)$$



(gegeben durch die Kraftmaschine und den Regulator). Andererseits ist

$$2 R = \varepsilon \cdot f_x = \varepsilon \int_0^{t_k} (u - k) dt = \varepsilon \frac{2}{3} 2 R \frac{t_k}{2} = \varepsilon \frac{2}{3} R t_k$$

hieraus:

$$\varepsilon = \frac{3}{t_k}; t_k = \frac{3}{\varepsilon};$$

für ε den Wert von Gl. (17) eingesetzt erhält man

$$t_k = \frac{3 x \cdot F}{G \cdot c} \dots (19)$$

(gegeben durch den Regulierschieber und Servomotor).

Setzt man die Gl. (18) und (19) einander gleich, so erhält man für

$$\delta_{\min} \geq \frac{3 x \cdot F}{8 T_a \cdot G \cdot c} \geq \frac{3}{8 \cdot \varepsilon \cdot T_a} \dots (20)$$