

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 119/120 (1942)
Heft: 15

Artikel: Reglerschwingungen und schiefwinklige Vektor-Diagramme
Autor: Lüthi, Albert
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-52341>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

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

INHALT: Reglerschwingungen und schiefwinklige Vektor-Diagramme. — Eine neue Form aufgelöster Staumauern. — Clubhütten des Schweizer Alpenclub. — Ein Verkehrshaus der Schweiz in Zürich. — Kohlennot und Einschränkung des Zementverbrauchs. — Mitteilungen:

«Hochwege» in den Schweizer Bergen (Plan Tanner). Von der Transshara-Bahn. «U-Boot-Unterstände». — Wettbewerbe: Strassenbrücke Sulgenbach-Kirchfeld über die Aare in Bern. — Nekrolog: Alfred Victor Ochsner. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Vortragskalender.

Band 119

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

Reglerschwingungen und schiefwinklige Vektor-Diagramme

Von Dipl. Ing. ALBERT LÜTHI, Zürich

Die rechnerische Behandlung von Reglerproblemen führt, wenn von Diskontinuitäten, wie Reibungen und toten Spielen, abgesehen wird und gegebenenfalls nur kleine Abweichungen von einem Gleichgewichts-, bzw. Bezugszustand untersucht werden, auf lineare homogene Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten. Es sei einleitend für einen einfachen Fall eine solche Gleichung hergeleitet. Gegeben sei eine in Abb. 1 schematisch dargestellte Turbine mit mittelbar wirkendem Drehzahlregler; T ist die Turbine, G der Generator.

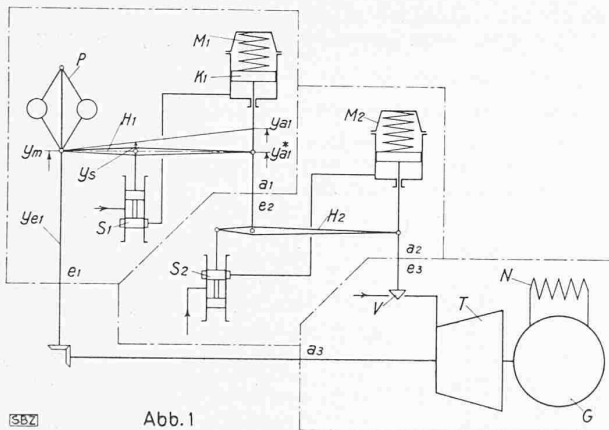


Abb. 1

Wir unterscheiden verschiedene «Glieder», die wir mit strichpunktierten Linien umsäumt haben. Deren erstes bestehe u. a. aus einem Drehzahlpendel P und einem Steuerschieber S_1 , der den Oelfluss von und zu einem Servomotor M_1 beherrscht. Ein Rückführhebel H_1 sei an der Muffe des Pendels, am Steuerschieber und an der Stange des federbelasteten Servokolbens K_1 angelenkt. Das Pendel sei stabil, reibungs- und trägheitslos; dann entspricht innerhalb des Hubbereiches der Muffe jeder Drehzahl eine Muffenstellung. Können die Rückwirkungen des zweiten Gliedes im Vergleich zu den Stellkräften des Kolbens K_1 vernachlässigt werden, so entspricht jeder «festen» Muffenstellung eine «feste» Stellung des Servokolbens. Unter «fest» verstehen wir, dass die Muffe, bzw. der Kolben im Momente der Betrachtung und schon lange Zeit vorher bewegungslos waren. Bewegt sich die Muffe, so weicht der Steuerschieber von seiner Mittel-lage ab und der Kolben K_1 gerät in Bewegung. Wir sprechen dann von flüchtigen Stellungen und Hüben, die nur durch Momentanmessungen festgestellt werden können. Im folgenden seien y_{e1} , y_m , y_s , y_{a1} die flüchtigen kleinen Abweichungen der Pendeldrehzahl, des Muffen-, Schieber- bzw. Kolbenhubes, y_{e1}^* , y_m^* , y_{a1}^* dagegen die entsprechenden festen Abweichungen von einer festen Bezugsstellung. Aus Abb. 1 folgt dann, dass die Schieberabweichung y_s proportional $y_{a1} - y_{a1}^*$ ist. Ferner sei die Servokolbengeschwindigkeit $\dot{y}_{a1}$ proportional y_s . Dann folgt, wenn Z_1 eine positive Konstante ist:

$$-Z_1 \dot{y}_{a1} = y_{a1} - y_{a1}^*$$

Nun ist, da für feste Abweichungen der Steuerschieber in Mittel-lage steht und daher der Hebel H_1 beim Uebergang in eine andere Stellung um einen festen Punkt der Schieberaxe gedreht wird, y_{a1}^* proportional y_m^* . Ferner ist mit Rücksicht auf die das Pendel betreffenden Voraussetzungen und unter Annahme, dass die Rückwirkungen des Hebels H_1 auf die Pendelmuffe vernachlässigt werden können, $y_m^* = y_m = \text{Konstante } y_{e1}^*$. Hieraus folgt

$$c'_1 y_{a1}^* = y_{e1}$$

¹⁾ Besteht zwischen y_{e1} und y_m keine lineare Beziehung, so ersetzen wir näherungsweise, wie üblich, die Kurve der Beziehung zwischen beiden Größen durch deren Tangente im Bezugspunkte. Hiervon machen wir ständig Gebrauch ohne darauf zurückzukommen. Die Berechtigung hierzu schöpfen wir unter Beschränkung auf genügend kleine Abweichungen aus dem Reihenentwicklungssatz von Taylor.

wobei c'_1 eine negative Konstante ist. Aus den obigen zwei Gleichungen folgt schliesslich die Bewegungsgleichung des ersten Gliedes:

$$y_{e1} = c'_1 (Z_1 \dot{y}_{a1} + y_{a1}) \quad (1)$$

Hierin hat die Konstante Z_1 die Dimension einer Zeit, da andernfalls die rechtsseitige Klammer unhomogen wäre. Die reelle Konstante c'_1 nennen wir «feste» Uebersetzung, da für feste Abweichungen y_{a1} verschwindet und daher das «Hebelgesetz» $y_{e1}^* = c'_1 y_{a1}^*$ gilt.

Uebergend zum zweiten Gliede mit dem Steuerschieber S_2 , dem Servomotor M_2 und dem Rückführhebel H_2 erkennt man die gleichen Gesetzmässigkeiten wie beim ersten Gliede. Wieder soll die Rückwirkung des dritten Gliedes, genauer, des Turbinen-Einlassventils V , gegenüber der Stellkraft des Servomotors M_2 vernachlässigbar sein. Man erhält die Bewegungsgleichung:

$$y_{e2} = c'_2 (Z_2 \dot{y}_{a2} + y_{a2}) \quad (2)$$

Die Konstante c'_2 ist infolge der anderen Schieberanordnung diesmal positiv. Wir betrachten schliesslich das letzte Glied bestehend aus der Turbine T mit Einlassventil V , Generator G und Netz N . Der dem Turbinenrotor zugeführte Leistungsüberschuss ΔL_e sei proportional der flüchtigen Ventilhubabweichung y_{e3} . Das heisst es sei $\Delta L_e = k_e y_{e3}$. Der vom elektrischen Netze aufgenommene Leistungsüberschuss sei proportional der flüchtigen Drehzahlabweichung y_{a3} , d. h. es gelte $\Delta L_a = k_a y_{a3}$.

Für die Beschleunigung $\dot{y}_{a3}$ des Rotors lässt sich dann schreiben:

$$Z_b \dot{y}_{a3} = \Delta L_e - \Delta L_a = k_e y_{e3} - k_a y_{a3} \quad (3v)$$

oder wenn wir setzen:

$$Z_b \frac{1}{k_a} = Z_3, \text{ und } c'_3 = \frac{k_a}{k_e}$$

$$y_{e3} = c'_3 (Z_3 \dot{y}_{a3} + y_{a3}) \quad (3)$$

Hält man den Eingang der Glieder in der Bezugsstellung fest, wobei $y_{eg} = 0$ ($g = 1, 2, 3$) zu setzen ist, so ist der Ausgang dennoch einer «Eigenbewegung» fähig, denn die verbleibende homogene Gleichung hat die Lösung:

$$y_{ag} = a e^{\frac{t}{Z_g}}$$

wobei e die Basis der natürlichen Logarithmen ist. Z_g ist daher die Zeit, die verstreicht, bis eine Auslenkung y_{ag} auf den e -ten Teil abgeklungen ist. Wir nennen sie «Folgezeit», da sie darüber Auskunft gibt, wie rasch der Ausgang den Bewegungen des Einganges folgt. Für Z_1 und Z_2 sind die Ausdrücke Schluss- oder Stellzeit gebräuchlich. Nun seien Y_{eg} und Y_{ag} die Masse, die die Bezugsstellung festlegen. Teilen wir die Gleichungen 1, 2, 3 beidseitig durch Y_{eg} und klammern rechts Y_{ag} aus, so erhalten wir das Gleichungssystem:

$$x_{eg} = c_g (Z_g \dot{x}_{ag} + x_{ag}) \quad g = 1, 2, 3 \quad (4)$$

Hierin ist $c_g = c'_g Y_{ag} / Y_{eg}$ eine dimensionslose Konstante. Auch die Grössen $x_{eg} = y_{eg} / Y_{eg}$, $x_{ag} = y_{ag} / Y_{ag}$ sind dimensionslos. Wir nennen sie, wie üblich, «bezogene Abweichungen». Ergänzen wir die Gleichungen (3a) durch die Bedingungen $x_{a1} = x_{e2}$, $x_{a2} = x_{e3}$, $x_{a3} = x_{e1}$ und eliminieren die überzähligen Unbekannten, so erhalten wir die Regulier-Differentialgleichung dritter Ordnung mit:

$$a_0 x_{e1} + a_1 \dot{x}_{e1} + a_2 \ddot{x}_{e1} + a_3 x_{e1} = 0 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} a_0 &= 1 - \frac{1}{c_1 c_2 c_3} \\ a_1 &= Z_1 + Z_2 + Z_3 \\ a_2 &= Z_1 Z_2 + Z_1 Z_3 + Z_2 Z_3 \\ a_3 &= Z_1 Z_2 Z_3 \end{aligned}$$

wobei die Punkte Ableitungen nach der Zeit bedeuten. Man bemerkt sofort, dass die Koeffizienten dieser Gleichung symmetrische Funktionen der Konstanten der Glieder sind. Es ist daher für den zeitlichen Verlauf der Abweichungen gleichgültig, in welcher Reihenfolge die Glieder geschaltet werden, oder in welcher Reihenfolge drei gegebene Zeitgrössen als Folgezeiten oder drei dimensionslose Grössen als Konstante auf die Glieder verteilt werden.

Wir nennen eine Anordnung von Gliedern nach Abb. 1, wo ein Glied an das andere gereiht ist und schliesslich das letzte

$$\mu = \prod_{r=1}^n (\xi - \xi_r) \quad (14)$$

Liegen daher k von den n Nullstellen des Polynoms μ innerhalb $[\xi]$, so ist der Argumentzuwachs von μ gleich $2k\pi$. Das heisst, die $[\xi]$ entsprechende Kurve $[\mu]$ umschlingt den Nullpunkt 0 der Zahlenebene k mal; μ umläuft 0 k mal in positivem Sinn. Da nun der Regler dann die geforderte Mindestdämpfung hat, wenn alle Nullstellen des Polynoms μ innerhalb der geschlossenen Randkurve $[\xi]$ des in Abb. 2 schraffierten Fächerbereiches liegen, gilt folgendes

Dämpfungskriterium A: Ein Regler hat dann und nur dann die geforderte Mindestdämpfung, wenn das durch das Polynom μ der charakteristischen Gleichung n -ten Grades (9), (14) vermittelte konforme Bild $[\mu]$ des Fächerbereiches $[\xi]$ den Nullpunkt der Zahlenebene n mal umschliesst.

Es ist leicht, μ aus ξ zu ermitteln. Zu diesem Zweck setzen wir $\xi = \rho e^{i\varphi}$ in (9) ein und erhalten:

$$\begin{aligned} \mu &= \sum_{m=0}^n c_m \rho^m e^{im\varphi} \\ &= \sum_{m=0}^n c_m \rho^m \cos m\varphi + i \sum_{m=0}^n c_m \rho^m \sin m\varphi \quad (15) \end{aligned}$$

Das bedeutet, dass der Realteil von μ als Projektion eines gleichwinkligen Polygonzuges mit dem Aussenwinkel φ und den Seitenlängen $c_m \rho^m$ auf die reelle Achse aufgefasst werden kann, während der Imaginärteil durch die Projektion des gleichen Polygonzuges auf die imaginäre Achse zu deuten ist. Das Ende dieses Polygonzuges entspricht daher dem Zahlenpunkt μ . Dieser Sachverhalt ist in Abb. 4 für ein Polynom dritten Grades dargestellt.

Beim Umfahren des in Abb. 2 wiedergegebenen Bereiches sind offenbar φ konstant und ρ veränderlich, beziehungsweise ρ konstant und φ veränderlich zu wählen.

Die eben skizzierte Methode lässt sich mit Vorteil etwas modifizieren, da Reglersysteme, wie schon aus unserem einleitenden Beispiel hervorgeht, aus in sich geschlossenen Ketten von mindestens zwei hintereinander geschalteten Gliedern bestehen. Schneiden wir die Kette vorerst nur an einer Stelle durch, so können wir in praktischen Fällen fast immer feststellen, dass die Störungen, ganz so, wie wir dies von den einzelnen Gliedern unseres Beispiels voraussetzten, nur in einer Richtung durch die Kette gehen. Wir haben es dann mit einer gerichteten Kette zu tun, die einen Eingang und einen Ausgang hat.

Wir nennen eine solche Kette «linear übertragend» oder schlechthin «linear», wenn ihr Verhalten durch ein lineares Differential-Polynom etwa wie folgt beschrieben werden kann:

$$x_e = c(x_a + \sum_{m=1}^n \gamma_m x_a^{(m)}) \quad (16)$$

Hierin sei x_e die Eingangsstörung, x_a die daraus folgende Schwan-
kung am Ausgang, und c, γ_m seien die charakteristischen Konstanten der Kette. Wird nun nachträglich der Eingang wieder mit dem Ausgang verbunden, d. h. wird die Gleichung $x_e = x_a$ wieder erzwungen, so erhält man die vollständige Reguliergleichung der geschlossenen linearen Kette:

$$u = c(x_a + \sum_{m=1}^n \gamma_m x_a^{(m)}) - x_a = 0 \quad (17)$$

Macht man für x_a den Ansatz (7), (8), so erhält man mit

$$\xi = 1 + \sum_{m=1}^n \gamma_m \xi^m \quad (18)$$

aus (16):

$$\beta = \frac{x_e}{x_a} = c\xi \quad (16a)$$

und mit

$$\mu = c\xi - 1 \quad (19)$$

aus (17) wieder die Gleichung (9):

$$\mu = 0$$

Für festes x_a , d. h. für $x_a = x_a^*$, verschwindet ξ mit seinen Potenzen. Es gilt $x_e^* = c x_a^*$. Der reelle Proportionalitätsfaktor c sei «feste Uebersetzung» benannt. Für die komplexe Grösse ξ hingegen, die ausser vom Bau der Kette auch vom Charakter der gewählten Störschwingungen abhängt, schlagen wir die Bezeichnung «flüchtige Uebersetzung» vor, während wir β schlechthin Uebersetzung nennen. Aus unserem Dämpfungskriterium folgt, dass das Bild $[c\xi - 1]$ des Randes $[\xi]$ des Fächerbereiches der Abb. 2 den Nullpunkt, oder, was gleichbedeutend ist, dass der Weg $[\xi]$ den Punkt $1/c$ der reellen Achse n mal umschliessen muss, damit die Bedingungen der Mindestdämpfung erfüllt sind. Das

Randbild mag als n -schleifige, in sich geschlossene Kurve unübersichtlich sein, kann aber mittels der Abbildungsfunktion

$y = \sqrt[n]{\xi}$, wobei nur einer der n Wurzelwerte zu betrachten ist, in eine Kurve übergeführt werden, die sämtliche n Wurzeln $\sqrt[n]{\frac{1}{c}}$ einmal umschliessen muss. Die Konstruktion von ξ erfolgt wieder nach Abb. 4. Die Seiten des Polygons haben, wie aus dem Vergleich der Gleichungen (9) und (18) folgt, die Längen $1, \gamma_1 \rho, \gamma_2 \rho^2, \dots, \gamma_n \rho^n$.

Zerfällt die Kette wie in unserem Eingangsbeispiel in q gerichtete «lineare» Glieder, und ist der Ausgang a eines jeden Gliedes g mit dem Eingang e des folgenden verbunden, so besteht folgendes Gleichungssystem:

$$x_{eg} = c_g(x_{ag} + \sum_{m=1}^{n_g} \gamma_{gm} x_{ag}^{(m)}) \quad (20)$$

$$x_{ag} = x_{e(g+1)} \quad (20^*)$$

wobei g die Zahlen 1, 2, 3 bis q annimmt. Aus diesem System lässt sich, ähnlich wie in unserem Beispiel, durch Elimination eine Differentialgleichung von der Form (6) gewinnen. Der Grad

dieser Gleichung ist $n = \sum_{g=1}^q n_g$. Ist die Kette aufgeschnitten, so

ist unter den Gleichungen (20*) eine weniger vorhanden, als unter den Gleichungen (20). Setzen wir, ohne die Allgemeinheit der Betrachtung zu berühren, voraus, der Schnitt befinde sich nach dem letzten Gliede q . Dann ist die flüchtige Abweichung x_{aq} am Ausgang dieses Gliedes identisch mit der Abweichung x_a am Ende der Kette. Führen wir für letztgenannte den Ansatz (7), (8) ein, so erhalten wir:

$$x_{eq} = \beta_q x_a \quad (21)$$

wobei

$$\beta_q = c_q(1 + \sum_{m=1}^{n_q} \gamma_{qm} \xi^m) \quad (22)$$

die Uebersetzung des letzten Gliedes sei. Setzen wir das erhaltene x_{eq} in die Gleichung des vorletzten Gliedes ($q-1$), so folgt, da β_q bei gegebenem ξ eine Konstante ist:

$$x_{e(q-1)} = \beta_q \beta_{(q-1)} x_a$$

Setzt man $x_{e(q-1)}$ in die drittletzte Gleichung ein und so weiter, so erhält man schliesslich die x_a erzeugende Störung $x_e = x_{e1}$ zu:

$$x_e = x_a \prod_{g=1}^q \beta_g$$

und unter Berücksichtigung der Definitionsgleichung (16a):

$$\beta = \prod_{g=1}^q \beta_g \quad (23)$$

Die «totale» Uebersetzung der aufgeschnittenen Kette ist gleich dem Produkte der Uebersetzungen der Kettenglieder. Dieser Satz überträgt sich auf die festen Uebersetzungen, sodass sich die Analogie mit Hebel und Räderübersetzungen wie schon im Eingangsbeispiel aufdrängt. Auf Grund der Gleichungen (23), (19), (16a) und (9) ist ferner die in unserem Beispiel festgestellte Unabhängigkeit der Lösungen der Regulier-Differentialgleichung von der Reihenfolge der Glieder allgemein erwiesen. Die Gesamtheit der Lösungen der Gleichung $\beta = 0$ ist gleich der Gesamtheit der Nullstellen der Einzelübersetzungen β_g . Die Gleichungen $\beta_g = 0$ sind oft nur ersten Grades, wie in unserem Beispiel, oder dann zweiten Grades in ξ , wie im erwähnten Fall eines trägen Drehzahlpendels, und können daher leicht errechnet werden.

Es liegt nahe, die Nullstellen der einzelnen Uebersetzungen direkt mit den Lösungen der charakteristischen Gleichung der geschlossenen Kette in Beziehung zu bringen und so zu einem in der Anwendung praktischeren Dämpfungskriterium zu gelangen:

Wir sahen, dass das Argument von β um $2k\pi$ zunimmt, wenn sich k Nullstellen von β in unserem Fächerbereich befinden und ξ dessen Rand einmal in positivem Sinne durchläuft. Unter den gleichen Voraussetzungen nimmt das Argument von $(\beta - 1)$ um $2h\pi$ zu, wenn der Bereich h Nullstellen von $(\beta - 1)$

enthält. Das Argument des Quotienten $\frac{\beta - 1}{\beta} = 1 - \frac{1}{\beta}$ wächst somit um $2\pi(h - k)$. Da β und $\beta - 1$ gleichen Grades sind und daher gleichviele Lösungen haben, liegen, sofern alle Lösungen von β in unseren Fächerbereich fallen, dann und nur dann sämtliche Lösungen von $(\beta - 1)$ in dem selben Bereiche, wenn das Argument von $(1 - \frac{1}{\beta})$ nach einem Umlauf von ξ unverändert bleibt. Wir erhalten hieraus unmittelbar ein

Dämpfungskriterium B: Ein aus einer gerichteten Kette bestehender Regler hat dann die geforderte Mindestdämpfung, wenn die Eigenschwingungen seiner hintereinandergeschalteten,

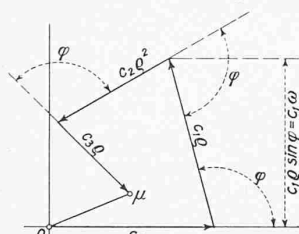


Abb. 4

gerichteten Glieder Mindestdämpfung aufweisen und überdies entweder das konforme Bild $\left[1 - \frac{1}{\beta}\right]$ des Fächerbereichsrandes den Nullpunkt der Zahlenebene nicht umschliesst, oder aber das Bild $\left[\frac{1}{\beta}\right]$ des Fächerbereichsrandes den Punkt $+1$ der Zahlenebene nicht umschliesst.

Es steht natürlich frei, die zu steuernde Maschine mitsamt dem Regler als ein einziges gerichtetes Glied aufzufassen, dessen Anfang und Ende miteinander verbunden sind. Setzt man gleichzeitig $|\varphi_e| = \frac{\pi}{2}$, so geht unser Kriterium in jenes von Nyquist über.

Setzt man wieder $c\zeta$ anstelle von β , so geht die Schlussbedingung von B in folgende über: Das Bild $\left[\frac{1}{\zeta}\right]$ des Fächerbereichsrandes darf den Punkt $+c$ der reellen Axe nicht umschliessen.

Endbeispiel

Wir wenden zum Schlusse die gewonnene Erkenntnis auf unser Eingangsbeispiel an. Aus den Gleichungen (4) folgt, dass die β_g der Glieder je nur eine Nullstelle

$$\zeta_g = -\frac{1}{Z_g}$$

haben. Ordnen wir diese nach der Grösse ihrer Absolutwerte, so lässt sich sofort folgende Bedingung anschreiben:

$$\varrho_e < \frac{1}{Z_{g1}} < \frac{1}{Z_{g2}} < \frac{1}{Z_{g3}} < \varrho_{e'} \dots \quad (24)$$

Auf Grund eines Abschätzungssatzes der Algebra⁹⁾ lässt sich sogar entscheiden, ob die Lösungen der Gleichungen (9) innerhalb der Schranken und $\varrho_e, \varrho_{e'}$ liegen. Ist die Ungleichung 24 erfüllt, so liegen die ζ_g sicher innerhalb des Fächerbereichs und das Dämpfungskriterium B kann angewandt werden. Die in Abb. 4 wiedergegebene Konstruktion des Polynomwertes ergibt für jedes der drei Glieder ein Dreieck mit der reellen Einheit als Grundlinie und dem Aussenwinkel φ_e . Zeichnet man diese Dreiecke mit der gleichen Basis ineinander, so erhält man Abb. 5, in der gleichzeitig der Aus-

druck $\left|\frac{1}{\zeta}\right|$ mittels Hilfskreisen um den Nullpunkt und Parallelen mit der Neigung φ_e aus den Einzelwerten $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ konstruiert ist. Das Argument von ζ ist gleich $-(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)$, wobei das Minuszeichen infolge der Symmetrie des Randbildes $\left[\frac{1}{\zeta}\right]$ bezüglich der reellen Axe auch vernachlässigt werden kann.

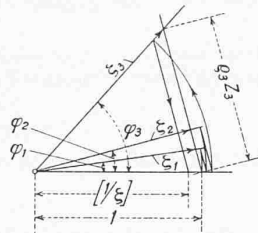


Abb. 5

SBZ

Wir führen der Uebersichtlichkeit halber noch zwei in der Reglertechnik geläufige Grössen ein: Die Ungleichförmigkeit δ des Regeltriebes gibt an, wie viele Prozente feste Drehzahlabweichung x_{e1}^* nötig sind, um -1% feste Hubabweichung x_{e3}^* des Turbineneinlassorgans zu erzeugen. Sie ist offenbar entgegengesetzt gleich der Teilübersetzung des Steuerbetriebes, d. h. es gilt:

$$\delta = -c_1 c_2 \dots \quad (25)$$

Wird dabei die Bezugsstellung Y_{e3} des Turbineneinlassventils von seinem Leerlaufhub aus gemessen, so sagt δ bei geradliniger Hub-Leistungscharakteristik auch aus, wie viele Drehzahlprozente nötig sind, um -1% feste Leistungsabweichung zu erzeugen.

In den meisten Veröffentlichungen wird Glied 3 in entarteter Form angenommen. Diese Form entsteht, wenn die Lastaufnahme des Netzes unabhängig von der Drehzahl ist. Die Konstante k_a in Gl. (3v) verschwindet dann. In Gleichung 3 verschwindet c_3' und Z_3 wächst über alle Grenzen, das Produkt $c_3' Z_3$ bleibt aber endlich. Wir nennen das Produkt $c_3 Z_3 = Z_{a3}$, auf das sich diese Eigenschaft überträgt, «Anlaufzeit» der Maschine und erhalten

$$x_{e3} = Z_{a3} \dot{x}_{a3}$$

Nehmen wir hierin x_{a3} fest gleich x_{e3}^* an und integrieren beidseitig von $z = 0$ ausgehend über die Zeit, so erhalten wir

$$z x_{e3}^* = Z_{a3} x_{a3}$$

d. h. Z_{a3} ist diejenige Zeit, die verstreicht, bis bei 1% fester Eingangsabweichung die Drehzahl- bzw. Ausgangsabweichung von 1% entsteht.

Wir wählen $\delta = 0,10$, $Z_1 = 0,2$ s, $Z_2 = 1$ s, $Z_{a3} = 6$ s.

In Abb. 6 sind die mit diesen Werten und drei verschiedenen Bereichswinkeln $\varphi_e = \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{12}\right)$; $\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6}\right)$; $\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{4}\right)$ erhal-

ten konformen Randbilder A, B, bzw. D, nebst dem Einheitskreise K eingetragen. Diesen Kurven entspricht $\nu_e = 0,186$; 0,026 bzw. 0,0019, d. h. genügend gedämpfter, gut gedämpfter bzw. praktisch aperiodischer Regelvorgang, sofern der durch c gegebene Punkt der negativ-reellen Axe nicht umschlossen wird. In unserem Fall mit $c = -0,3$ ist demnach genügende, aber nicht gute Dämpfung nachgewiesen. Eine solche, ja sogar praktisch aperiodischer Verlauf der Reglerabweichungen kann offenbar erreicht werden, wenn man δ vergrössert und so den durch c gegebenen Punkt mehr nach links rückt. Wir haben auf unseren Bildkurven A, B, D eine Reihe verschiedener Punkte hervorgehoben und die ihnen entsprechenden ϱ -Werte angeschrieben. Verbindet man Punkte gleicher ϱ -Werte, so erhält man, wie strichpunktiert angedeutet, orthogonale Trajektorien zu den Kurven A, B, D, unter ihnen wäre das Bild der Bereichrandstücke $\varrho_e, \varrho_{e'}$ zu finden.

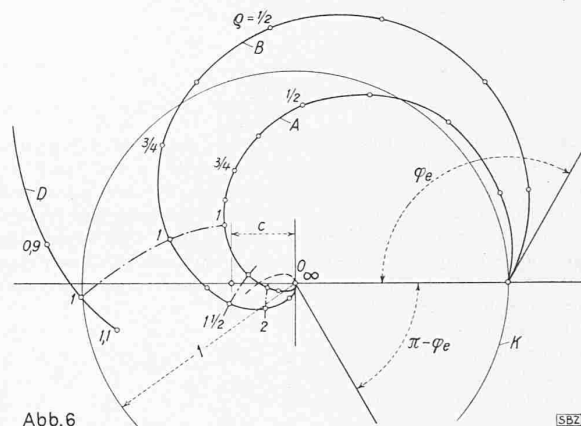


Abb. 6

SBZ

Der Augenschein lehrt, dass in unserem Fall der genaue Verlauf der Kurven A, B, D nicht von Belang ist, wenn nur ihre Schnittpunkte mit der reellen Axe gegeben sind und zudem bekannt ist, zwischen welchen Schnittpunkten die Kurve oberhalb und zwischen welchen sie unterhalb der Axe verläuft. Allgemein lässt sich zeigen, dass es schon genügt, ausser der Lage der Schnittpunkte noch zu wissen, ob die Axe an den Schnittstellen von oben nach unten, oder umgekehrt durchstossen wird.

Bei der Anwendung unseres Verfahrens ergeben sich leicht Ungenauigkeiten, wenn eine Zeitkonstante im Vergleich zu den andern gross ist. Hier kann aber leicht rechnerisch nachkorrigiert werden. Entartet Glied 3, wie schon angedeutet, so liegt die Nullstelle von β_3 und folglich auch eine Nullstelle von β im Nullpunkt der Zahlenebene. In der Lösung Gl. (10) befindet sich daher ein zeitunabhängiger Summand, der weder die absolute, noch die relative Dämpfung verändert und uns daher nicht weiter interessiert. Soll das Kriterium B angewandt werden, so stört zunächst, dass der Exponent ξ_3 dieser Lösung ausserhalb des in Abb. 2 gegebenen Bereiches liegt. Sollen daher die Lösungen von $\beta - 1 = 0$ sämtliche im Bereich liegen, so muss die Kurve $\left[1 - \frac{1}{\beta}\right]$ den Nullpunkt einmal und nur einmal im gleichen Umlaufsinn umschliessen, wie $[\xi]$ umlaufen wird. Das Gleiche gilt für $\left[\frac{1}{\beta}\right]$ im Bezug auf den Punkt $+1$ der reellen Axe.

Zusammenfassung

Es wird gezeigt, wie durch eine konforme Abbildung des Randes eines zur negativ-reellen Axe der Zahlenebene symmetrischen Fächerbereiches entschieden werden kann, ob die Eigenschwingungen eines Reglertriebes vorgeschriebenen Mindestdämpfungsbedingungen genügen. Die Punkte des Randbildes werden mittels schiefwinkliger Vektordiagramme ermittelt.

Eine neue Form aufgelöster Staumauern

Seit langem ist man bestrebt, wirtschaftlichere Staukörperformen zu finden, als die klassische dreieckförmige Gewichtstaumauer. Meistens wird als aufgelöste Staumauer der Typus mit mehrfachen Gewölben gewählt. Bei dessen Berechnung treten jedoch gewisse Schwierigkeiten auf, und der Bau wird durch kompliziertere Schalungen wieder verteuert.

Berechnet man eine Gewichtstaumauer unter Anwendung der ausführlichen Methoden der Elastizitätstheorie, so kann festgestellt werden, dass die Spannungsverteilung längs einer Hori-

⁹⁾ O. Perron: Algebra II, Verlag Walter de Gruyter & Co. 1933, S. 33, Satz 21.