

Drehzahlregelung der Wasserturbinen

Autor(en): **Stein, Th.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **65 (1947)**

Heft 39

PDF erstellt am: **21.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-55953>

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.

Drehzahlreglung der Wasserturbinen

Von Dipl. Ing. TH. STEIN, Escher Wyss A.-G., Zürich DK621.24—531.6

I. Das Regelproblem als Engpass der Weiterentwicklung

Wirkungsgrad und Anlagekosten sind massgebend für die Wirtschaftlichkeit der ausgebauten Wasserkraft. Nachdem der Wirkungsgrad der Wasserturbinen gemäss einer Untersuchung von Moser [7] im Laufe eines Jahrhunderts von 60 bis 70 % auf über 90 % gestiegen ist (Bild 1a), sind keine wirtschaftlich einschneidenden Verbesserungen des Vollast-Wirkungsgrades mehr zu erwarten. Dagegen ist die Herabsetzung der Anlagekosten der Wasserturbinen durch Senkung des Materialaufwandes in kg/PS noch nicht abgeschlossen. Von 140 kg/PS ist das Leistungsgewicht auf 3 kg/PS bei mittleren und hohen Gefällen und auf 12 kg/PS bei Niederdruckturbinen gesunken (Bild 1b). Neben dem Uebergang zu hohen Einheitsleistungen sind die Bemühungen der letzten Jahrzehnte darauf gerichtet, die Schnellläufigkeit der Turbinen zu steigern. Das senkt nicht nur die hier wiedergegebenen Leistungsgewichte der Turbinen selbst, sondern darüber hinaus die Anlagekosten der angetriebenen Generatoren.

Durch höhere Schnellläufigkeit herabgesetzte Schwungmassen haben die Anlaufzeit T_a der Turbinengruppen von früher über 10 s auf unter z. B. 6 s gesenkt. Umgekehrt wurde durch längere Rohrleitungen und höhere Abflussgeschwindigkeiten der Einfluss der Wassermassen gesteigert, was in hydraulischen Anlaufzeiten T_l von 2 bis 3 s statt früher unter 1 s zum Ausdruck kommt. Wie später gezeigt wird, ist der Verhältniswert der Anlaufzeiten der Schwungmassen T_a und der Wassermassen T_l für die Stabilität der Regulierung ent-

Tabelle 1. Alte und neue Werte für die Anlaufzeiten

	T_a s	T_l s	T_a/T_l	massgebend für Stabilität
Früher	> 10	< 1	> 10	also heute fünfmal ungünstiger
Heute	< 6	bis 3	< 2	

scheidend. Wie aus Tabelle 1 hervorgeht, ist dieser Verhältniswert T_a/T_l mehr als fünfmal ungünstiger geworden. Dadurch kommt man heute aus Gründen der Regelungsstabilität an eine Grenze, die zwingen würde, die erreichten Fortschritte höherer Schnellläufigkeit preiszugeben, indem man der Stabilität zuliebe grössere Schwungmassen verwendet als sie mit Rücksicht auf die Turbinenkonstruktion notwendig wären.

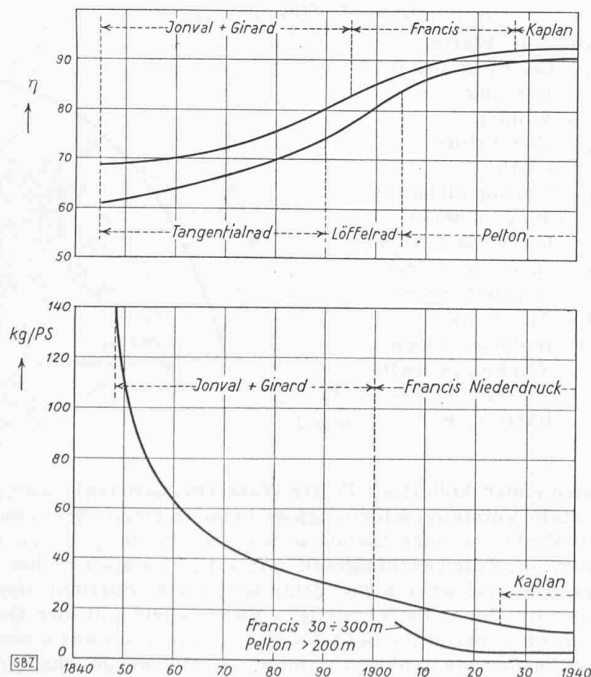


Bild 1 a und 1 b. Verbesserung von Wirkungsgrad und Leistungsgewicht der Wasserturbinen in einem Jahrhundert nach Moser [7] zeigt, dass eine Weiterentwicklung der Wirtschaftlichkeit praktisch nur von einer weiteren Senkung des Materialaufwandes kg/PS zu erwarten ist.

Um den technischen Fortschritt nicht zu hemmen, ist es deshalb zweckmässig, die theoretischen Voraussetzungen klarzustellen, die einzuhalten sind, um auch in kritischen Fällen mit den konstruktiv zulässigen kleinsten Schwungmassen den Regelvorgang zu beherrschen. Da beim Netzbetrieb der Wasserturbinen die Selbstreglung [4] des Netzes bei abweichender Frequenz den automatischen Regelvorgang oft unterstützt, ist ferner der quantitative Einfluss dieser Selbstreglung zu erfassen und die schärferen Bedingungen festzustellen, die einzuhalten sind, wo dieser Einfluss fehlt und wo es darauf ankommt, nicht nur die Stabilitätsgrenze zu erreichen, sondern den Regelvorgang in einer bestimmten Abklingzeit $T_{1/10}$ zu beenden [4], [5].

II. Kataraktregler und Beschleunigungsregler

Hier ist die praktisch wichtigste Frage, ob es nur bestimmten Reglerarten vorbehalten bleibt, den bestehenden Engpass zu überwinden, oder ob verschiedene Reglerarten hierzu imstande sind.

Bei grosser Anlaufzeit T_a der Schwungmassen und kleiner Anlaufzeit T_l der Wassermassen, genügte früher die übliche permanente Drehzahl-Statik zwischen Vollast und Leerlauf von z. B. 3 bis 5 %, um die Stabilität sicherzustellen (siehe die Zusammenstellung der Formelzeichen und Definitionen auf S. 532). Als dann die Wassermassen im Verhältnis zu den Schwungmassen stärker hervortraten, wurden zur Sicherung der Stabilität zwei ganz verschiedene Wege beschritten:

1. Kataraktregler stellen temporär eine stabilisierende grössere Statik (z. B. 20 %) ein, die sie durch den Katarakt mit der «Isodromzeit» T_i verzögert auf die permanente Statik (z. B. 4 %) abklingen lassen.

2. Der Drehzahlregler behält seine permanente Statik (z. B. 4 %), und ein die Beschleunigung messender Zusatzregler verstärkt die Stabilität, wobei aber, um die Wassermassen nicht aufzuschaukeln, die Verstellgeschwindigkeit der Hauptsteuerung zu verzögern ist.

Es ist allgemein bekannt, dass für die Stabilität die schmale Zone sehr kleiner Abweichungen von Drehzahl und Steuerung von ihrem Beharrungszustand massgebend ist. Wie die Stabilitätsbedingungen zeigen werden, ist in dieser schmalen Zone bei beiden Reglerarten eine Verzögerung der Steuerbewegungen notwendig. Sie muss umso grösser sein je grösser die Anlaufzeiten T_l der Wassermassen gegenüber denen der Schwungmassen T_a sind. Man darf also nicht den Beschleunigungsregler als schnellen und den Kataraktregler als langsamen Regler ansehen. Dies wäre nur dann richtig, wenn man beim Kataraktregler ausser der zur Stabilität notwendigen Verzögerung durch die Isodromzeit eine weitere Verzögerung durch ebenso langsame Verstellgeschwindigkeit des Hauptservomotors einführen würde, wie sie beim Beschleunigungsregler notwendig ist. Im Gegenteil gestattet aber die Zeitverzögerung des Katarakts im Bereich kleiner Abweichungen, die Verstellgeschwindigkeit des Hauptservomotors ohne Störung der Stabilität beliebig stark mit der Oeffnung des Steuerventils zunehmen zu lassen. Das hindert nicht die maximale Verstellgeschwindigkeit des Hauptservomotors, die bei grösseren Drehzahlabweichungen ausgelöst wird, in engen Grenzen zu halten, um den Druckstoss in der Rohrleitung zu begrenzen, der bei schnellem Oeffnen entsteht sowie bei schnellem Schliessen für Turbinen ohne Strahlableiter oder ohne Druckregler.

III. Der ideale Kataraktregler

Beim heutigen Kataraktregler von Escher Wyss wird von dieser Erkenntnis konsequent Gebrauch gemacht. Nach dem Beispiel, Bild 3, sind für die gleiche maximale Verstellgeschwindigkeit von z. B. 5 % pro s, die mit Rücksicht auf den Druckstoss zu begrenzen ist, ein sehr stark abweichender Anstieg der Verstellgeschwindigkeit mit der Steueröffnung möglich. Bei den ursprünglichen Drehzahlreglern arbeitete man mit Verstellgeschwindigkeiten, die mit der Steueröffnung annähernd proportional zunahm bis zur «maximalen» Steueröffnung. Als solche galt der Steuerhub, der einer Rückführungsbewegung zwischen Vollast und Leerlauf, also der permanenten Statik entsprach. Schon die Beschleunigungsregler erreichen bei viel kleineren Hüben, die nur einem Bruchteil der Statik entsprechen, die maximale Verstellgeschwindigkeit.

Formelzeichen und Definitionen

Für die Verwendung der Ergebnisse

n = Drehzahl pro Minute

T_a = Anlaufzeit der Maschine in s vom Stillstand auf Voll-
[T]¹⁾ last bei Beschleunigung durch das konstante Vollast-
Drehmoment

$$T_a = \frac{GD^2 \times n^2}{268900 \times PS \text{ Vollandast}}$$

Größenordnung: 6 bis 3 s

T_l = Anlaufzeit der Wassermassen vom Stillstand auf die
[ϱ]¹⁾ Wassergeschwindigkeit bei Vollandast

$$T_l = \frac{\sum L v_{\max}}{g H_s}$$

Größenordnung: 1 bis 3 s

$\delta_p = \frac{\Delta n_{\max}}{n}$ = permanente Statik = relativer Unterschied

der Drehzahlen im Beharrungszustand zwischen Voll-
last und Leerlauf. (Beim Isodromregler ist $\delta_p = 0$)

δ_t = temporäre Statik = relative Drehzahlabweichung, die
durch die Rückführung bei Verstellung des Servo-
motors um Vollandast entstehen würde bei verschlossen
gedachter Ausgleichdüse des Katarakts. (Isodrom-
zeit $T_i = \infty$)²⁾

$\delta = \frac{\Delta n_{\max}}{n}$ = Dynamik = relative Drehzahlabweichung

zur Herstellung der maximalen Verstellgeschwindig-
keit. Der Ausdruck «Dynamik» wird eingeführt um
zu verhindern, dass diese für den dynamischen Regel-
vorgang (Abweichung vom Beharrungszustand) mass-
gebende Grösse mit der Statik verwechselt wird, was
in der Praxis häufig geschieht. Eine Aenderung der
Statik berührt die Dynamik überhaupt nicht. Regler
mit beliebiger Einstellung ihrer permanenten Statik
haben eine davon ganz unabhängige Dynamik und
selbst bei Reglern ohne Rückführung, bei denen so-
wohl die permanente als eine temporäre Statik weg-
fallen können, bleibt die Dynamik erhalten

T_s = Schliesszeit (Oeffnungszeit) des Servomotors um den
[τ]¹⁾ vollen Hub bei maximaler Verstellgeschwindigkeit²⁾

T_i = Isodromzeit = Zeit zum Durchlaufen des maximalen
[τ']¹⁾ Katarakthubes x_{\max} unter dem Einfluss der konstant
gedachten Kraft, die beim Zusammendrücken der Kat-
araktfeder um x_{\max} entsteht. Praktisch zu messen
als Zeit, in der ein Kataraktausschlag (event. vor-
handene Rückführung stillgesetzt) auf 37 % seines
Anfangswertes abklingt

τ' = Stellzeit = $\delta T_s \equiv \delta_t T_i$ für Stabilität massgebende
Zeitkonstante

T_{ac} = Beschleunigungszeit des Beschleunigungsreglers
[m]¹⁾

$T_{1/10}$ = Abklingzeit des Drehzahlausschlages auf $1/10$, prak-
tische Dauer des Regelvorganges

¹⁾ Entsprechende Bezeichnungen nach Gaden [9]. Es ist zu beach-
ten, dass Gaden die Zeitkonstanten nicht auf Vollandast, sondern auf die
Last im Beharrungszustand bezieht.

²⁾ Die praktischen Reglerkonstanten T_s und δ_t bezieht man meist
auf den Vollandasthub $m_{1/1}$ des Servomotors. Die Stabilitätskurven basie-
ren dagegen auf den theoretischen «linearisierten» Reglerkonstanten.
Durch die Tangente an die Leistungskurve bei der betreffenden Last
ist m_{\max} zu bestimmen. Die massgebende theoretische Reglerkonstante

ist: praktische Reglerkonstante $\times \frac{m_{\max}}{m_{1/1}}$ (siehe Bild 2)

Für den Druckstoss ist T_s auf den ganzen Servomotorhub m_0 (voll-
kommener Abschluss bis Vollandast) zu beziehen. Für die Uebertouren
ist T_s bezogen auf $m_{1/1}$ massgebend, siehe Bild 2

Der Anstieg ist aber aus Stabilitätsgründen, wie später ge-
zeigt wird, zu begrenzen. Beim Katarakregler dagegen kann
man stabil den Anstieg beliebig steigern, wobei man trotz-
dem durch eine Blende die Verstellgeschwindigkeit auf den
Wert begrenzt, der einen unzulässigen Druckstoss verhindert.

So stark auch die Herstellung der maximalen Verstell-
geschwindigkeit bei kleinsten Steuerhüben die Eigenschaften
des Katarakreglers verbessert hat, verlief diese Entwicklung
fast unbemerkt, da in den letzten Jahrzehnten die entgegen-
gesetzte Tendenz nach aussen hin sichtbar wurde: Die Reduk-
tion der maximalen Verstellgeschwindigkeit des Hauptservo-
motors mit Rücksicht auf den Druckstoss. Allgemein bekannt
ist nach Tabelle 2, dass es zur Vermeidung des Druckstosses

e_s = Selbstreglungskonstante = $e_{sg} - e_{st} =$
[α]¹⁾

$$= \frac{\% \text{ Drehmomentänderung}}{\% \text{ Drehzahländerung}} = \frac{\% \text{ Leistungsänderung}}{\% \text{ Drehzahländerung}} - 1$$

Größenordnung: 0 bis 5

e_{sg} = Selbstreglungskonstante des Netzes

[α_r]¹⁾ Größenordnung: -1 bis +4

e_{st} = Selbstreglungskonstante der Turbine

[α_m]¹⁾ $e_{st} = -1$, bei Schnellläufern bis -0,6

z = Belastungsgrad bezogen auf verbrauchte Wassermenge
 $z = Q_0/Q_{\max}$

z_0 = Belastungsgrad bezogen auf erzeugte Turbinenleistung
 $z_0 = P_0/P_{\max}$

λ = Entlastungsgrad bei plötzlicher Abschaltung =
 $= P/P_{\max}$ (bei Vollandast-Abschaltung: $\lambda = 1$)

φ_{\max} = maximale Uebertouren in %

$\varphi_{h\max}$ = maximaler Druckstoss in %
Größenordnung: 10 bis 15 % bei Pelton- und Francis-
turbinen; 30 bis 40 % bei Kaplan-turbinen

L = Länge der Rohrleitung m

v_{\max} = Wassergeschwindigkeit bei Vollandast m/s

H_s = statischer Druck in m WS

Für die Ableitungen:

a) Relative Abweichungen von der Beharrungslage

$\varphi = \frac{\Delta n}{n}$ Abweichung Δn der Drehzahl bezogen auf die
Drehzahl n

$\varphi_h = \frac{h}{H_s}$ Druckstoss h bezogen auf den statischen Wasser-
druck H_s

$\mu = \frac{\Delta m}{m_{\max}}$ Abweichung Δm des Servomotors bezogen auf
die Vollandast-Abweichung m_{\max}

$\mu_h = \frac{\Delta Q}{Q_{\max}}$ Abweichung ΔQ der Wassermenge bezogen auf
die Vollandast-Wassermenge Q_{\max}

$\eta = \frac{\Delta y}{y_{\max}}$ Abweichung Δy des Reglers bezogen auf die
maximale Abweichung y_{\max}

$\xi = \frac{\Delta x}{x_{\max}}$ Abweichung Δx der Rückführung bezogen auf
den maximalen Hub x_{\max} des Rückführkataraktes

$\sigma = \frac{\Delta s}{s_{\max}}$ Abweichung Δs der Steueröffnung bezogen auf
die maximale Oeffnung s_{\max}

b) Absolute Werte

P_0 = Leistung bei Be-
harrung

P_{\max} = Vollandast

P_g = Generator-
leistung

P_t = Turbinenleistung

Q_{\max} = Wassermenge
bei Vollandast m³/s

F = Querschnitt der
Rohrleitung m²

J = Trägheits-
moment m kg s²

ω_0 = Winkelgeschwin-
digkeit bei Be-
harrung s⁻¹

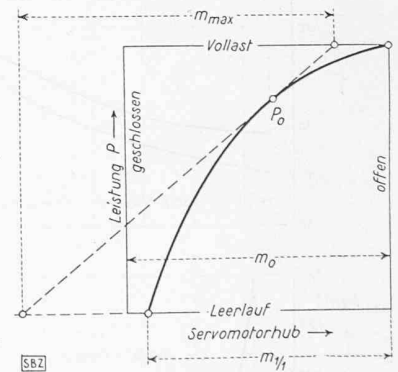


Bild 2

bei steigender Anlaufzeit T_l der Wassermassen nötig war, die
maximale Verstellgeschwindigkeit beim Oeffnen (Schliessen)
durch Einfügen einer Blende in die Steuerleitung so zu be-
grenzen, dass die Oeffnungszeit auf z. B. 20 s statt früher 5 s
steigt. Das hat aber nicht gehindert, dass innerhalb dieser
begrenzten Zone die Verstellgeschwindigkeit mit der Oeff-
nung des Steuerventils nicht langsamer, sondern ganz wesent-
lich schneller als früher zunimmt. Hierzu wurde das Quer-
schnittsverhältnis k zwischen Steuerventil und Blende von z. B.
2 auf 80 gesteigert.

Dem maximalen Hub der Steuer Verbindung zwischen
Regler und Servomotor, der notwendig ist, um den Servo-
motor um Vollandast zu öffnen, entspricht der «maximale» Hub

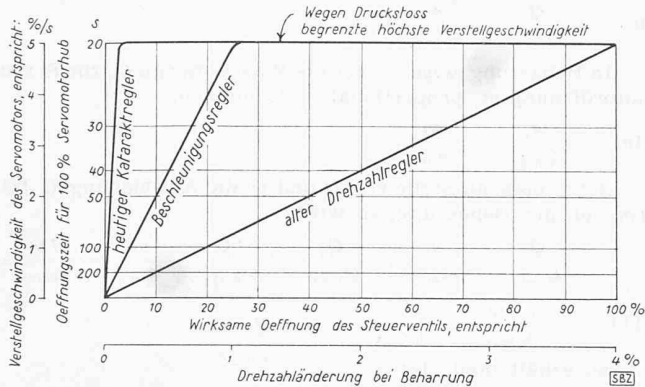


Bild 3. Bei der gleichen maximalen Verstellgeschwindigkeit, die eingehalten werden muss, um den Druckstoss zu begrenzen, kann man beim Kataraktregler mit beliebig grossem Anstieg der Verstellgeschwindigkeit mit der Öffnung des Steuerventils stabil regulieren. Die zur Stabilität notwendige Verlangsamung der Steuervorgänge besorgt der Katarakt, während dies beim Beschleunigungsregler durch begrenzten Anstieg der Verstellgeschwindigkeit mit der Öffnung des Steuerventils geschieht

des Steuerventils. Wäre keine Blende vorhanden, so würde die Verstellgeschwindigkeit durch den Querschnitt des Steuerventils selbst begrenzt und der volle wirksame Öffnungshub des Ventils (etwa $\frac{1}{4}$ des Ventildurchmessers) wäre der «maximale» Hub des Steuerventils (Vollast-Steuerhub). Durch eine Blende, die k mal kleiner ist als der Querschnitt des Steuerventils, wird die maximale Verstellgeschwindigkeit schon bei einem Hub des Steuerventils erreicht, der k mal kleiner ist als der Vollast-Steuerhub. Bei gleichen Steuerhüben wird also eine k mal grössere Verstellgeschwindigkeit hergestellt. Die für kleine Steuerhübe massgebende verzögernde Zeitkonstante sinkt also vom Wert T_s auf T_s/k . Die Steigerung des Querschnittsverhältnisses k von 2 auf 80 gemäss der Tabelle 2 bedeutet demnach bei gleichem T_s eine 40 mal schnellere Reaktion. So kommt es, dass der äusserlich viermal langsamere Servomotor (20 statt 5 s Öffnungszeit) auf kleine Steuerhübe — die für die Stabilität massgebend sind — zehnmal schneller reagiert als früher (massgebende Zeitkonstante T_s/k z. B. 0,25 statt 2,5 s).

Die Tendenz, die maximale Verstellgeschwindigkeit des Servomotors durch grosse Steuerventile schon bei kleinen Steuerhüben zu erreichen, wurde bisher bei der Berechnung der Regelvorgänge dadurch berücksichtigt, dass man meist für die Berechnung der maximalen Drehzahlabweichungen und des Druckstosses eine konstante Verstellgeschwindigkeit zu Grunde legte, für die Bestimmung der Stabilitätsbedingungen jedoch eine zum Steuerhub proportionale Verstellgeschwindigkeit. Bei den heutigen Kataraktreglern von Wasserturbinen mit ihren grossen Isodromzeiten kann man aber noch einen Schritt weiter gehen und bei der Berechnung der Stabilitätsbedingungen, für die die kleinen Abweichungen vom Beharrungszustand massgebend sind, die *dynamisch massgebende Zeitkonstante T_s/k im Verhältnis zur Isodromzeit T_i ganz vernachlässigen*. Dies umso eher, als man heute häufig den Katarakt nicht mehr durch den Hauptservomotor selbst, sondern durch eine noch schneller wirkende Vorsteuerung betätigt.

Mit einem solchen Uebergang zum idealen Kataraktregler setzt die Reglertheorie die Kette der Vereinfachungen fort, die mit *wachsender Vervollkommnung der Regler* praktisch zulässig wurde. Während man sich anfangs bemühen musste, den Einfluss der Unvollkommenheiten, wie Masse, Reibung, tote Spiele zu berücksichtigen, um die Regelvorgänge rechnerisch richtig beurteilen zu können, konnte man diese komplizierenden Grössen bei besseren Reglern praktisch vernachlässigen, mit dem Erfolg, dass wesentlich kompliziertere Regelprobleme rechnerisch mit einfachen Mitteln erfassbar wurden. So wie man dabei ein Regelorgan ohne Masse und Unempfindlichkeit einen idealen Regler nennt, ist es berechtigt, den Kataraktregler, dem der Hauptservomotor ohne Zeitverzögerung folgt, als idealen Kataraktregler zu bezeichnen. Der Antrieb des Steuerventils wächst gleichsam mit dem Servomotor zu einem «direkten» Regler zusammen. Auch hier gestattet die getroffene Vereinfachung unter Berücksichtigung aller praktisch interessierenden Einflussgrössen, Regel-

Tabelle 2. Frühere und heutige Grenzwerte für T_s und k

Trotzdem die Öffnungszeit T_s viermal länger geworden ist, folgt der Servomotor des idealen Kataraktreglers den kleinen Steuerhüben zehnmal schneller. Durch Steuerventile, die z. B. $k = 80$ mal grösser sind als die Blenden, welche die Öffnungszeit begrenzen, genügt schon $\frac{1}{80}$ des Vollast-Steuerhubes, um die volle Verstellgeschwindigkeit zu erreichen, was die bei kleinen Steuerhüben massgebende Zeitkonstante auf $\frac{1}{80}$ reduziert. Der Servomotor folgt deshalb dem Steuerhub praktisch ohne Zeitverzögerung.

	T_s durch Blende begrenzte Öffnungszeit s	k Querschnitt- verhältnis: Steuerventil zu Blende	T_s/k bei kleinen Steuerhüben massgebende Zeitkonstante s
frühere Grenzwerte z. B.	5	2	2,5
heutige Grenzwerte z. B.	20	80	0,25

vorgänge mit genügender Genauigkeit zu erfassen, die bisher einer einfachen Berechnung nicht zugänglich waren. Diese Vereinfachung ergibt, wie in einer anderen Arbeit gezeigt werden soll, auch auf dem Gebiet des Leistungsreglers ein Vordringen der Reglertheorie, indem bisher theoretisch nicht lösbare Probleme der Berechnung zugänglich werden.

Insgesamt ergibt sich aus der Steigerung der Querschnittsverhältnisse k in Tabelle 2 folgendes:

1. Schon sehr kleine Bruchteile der Steuerhübe, die notwendig sind, um die Maschine von Vollast auf Leerlauf zu steuern, genügen, um die maximale Verstellgeschwindigkeit des Servomotors herzustellen.
2. Trotzdem lässt sich diese maximale Verstellgeschwindigkeit auf den Wert begrenzen, der keinen zu grossen Druckstoss herbeiführt.
3. Bei den für die Stabilität massgebenden kleinen Steuerhüben nimmt die Verstellgeschwindigkeit so schnell zu, dass die Zeitverzögerung zwischen Kontaktregler und Hauptservomotor vernachlässigbar klein wird (direkter Regler).
4. Die mit Rücksicht auf die Stabilität bei allen Reglerarten einzuhaltende Zeitverzögerung der Regelvorgänge wird also nur durch den Katarakt bestimmt, ohne zusätzliche weitere Verzögerung durch den Hauptservomotor.
5. Der Uebergang zu diesem idealen Kataraktregler erleichtert die Berechnung der Stabilitätsbedingungen.

IV. Untersuchungsmethoden

1893 hat *Stodola* [1] die Grundlagen der mathematischen Reglertheorie geschaffen und dabei den heute wieder aktuell werdenden Einfluss der Wassermassen bei Wasserturbinen schon vollkommen behandelt. *Tolle* [2] hat 1921 nach dieser Methode die Stabilitätsbedingungen von Wasserturbinen untersucht, die von Kataraktreglern gesteuert werden. Die damals aufgestellten Formeln erfordern im Einzelfall längere Berechnungen, die für die Praxis zu kompliziert sind.

Gaden [9] untersucht, ausgehend von der Druckstosstheorie von *Allievi*, wie die Bewegungsgesetze der Wassermassen und die der Regelorgane (Beschleunigungsregler und Kataraktregler) sich gegenseitig beeinflussen. Er gewinnt dabei durch Einführung von Vektoren für den Einzelfall eine sehr anschauliche Erklärung dafür, unter welchen gegenseitigen Bedingungen von Wassermasse und Regler die Schwingungen instabil zunehmen oder stabil abklingen. Die mathematischen Ergebnisse stimmen grundsätzlich mit denen von *Tolle* überein. *Alméras* [10] verwendet die gleichen mathematischen Methoden wie *Stodola* und *Tolle* und kommt zu den gleichen Ergebnissen.

Es kommt nun darauf an, einfache, für die Praxis geeignete allgemeine Unterlagen zu schaffen, die nicht nur den theoretischen Grenzfall der Stabilitätsbedingungen ermitteln. Um die Weiterentwicklung zu fördern und die Schwierigkeiten in den verschiedenen Anlagen richtig zu überblicken, muss man für die Praxis auch zahlenmässig wissen, wie stark die einzuhaltenden Bedingungen gegen die theoretische Stabilitätsgrenze durch *Selbstreglung erleichtert und umgekehrt durch die Forderung nach Abklingen in einer vorgeschriebenen Zeit verschärft* werden.

So anschaulich die vektoriellen Methoden auch sind, so gelten ihre Ergebnisse nur für den bestimmten vorausgesetzten Fall. Es wird deshalb versucht, mit der mathematischen

Methode von *Stodola* für die Praxis brauchbare allgemein gültige Unterlagen zu schaffen. Für die Zeichen wurden die von Tolle benützten beibehalten, da bei den Veröffentlichungen in französischer Sprache [9], [10] die Bezeichnungen nicht einheitlich sind.

V. Berücksichtigung von Wassermassen und Selbstreglung

Zunächst werden die Beziehungen abgeleitet, die für alle Reglerarten gemeinsam gelten. Würden weder Wassermassen noch Selbstreglung einwirken, dann wäre die Turbinenleistung einfach in jedem Augenblick proportional zur Servomotoröffnung, die Netzleistung wäre unabhängig von der Drehzahl. Damit würde die Beschleunigung der Schwungmassen proportional mit der Servomotorabweichung zunehmen. Durch die Trägheit der Wassermassen ist aber die Wassermenge nicht in jedem Augenblick proportional zur Servomotoröffnung, ferner verursachen Drehzahlabweichungen in der Turbine und im Netz selbstregelnde Leistungsänderungen des Verbrauchs.

In einer Rohrleitung von der Länge L und dem Querschnitt F ist:

$$(1) \quad \text{Masse} = \text{Gewicht}/g = LF\gamma/g$$

Beim statischen Gefälle H_s ist die

$$(2) \quad \text{Kraft} = FH_s\gamma$$

$$(3) \quad \text{Beschleunigung } a = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{FH_s\gamma}{LF\gamma}g = \frac{H_s}{L}g$$

In der *Wasseranlaufzeit* T_l würde die Wassermasse aus der Ruhe auf die «maximale» Vollast-Geschwindigkeit v_{\max} gebracht

$$(4) \quad \text{Anlaufzeit des Wassers } T_l = \frac{v_{\max}}{a} = \frac{Lv_{\max}}{gH_s}$$

In einem beliebigen Moment weicht die Wassergeschwindigkeit v der Wassermenge Q vom Beharrungswert ab ; das Wassergefälle ist ferner um den Druckstoss h kleiner als das statische, wenn die Wassermasse sich um den positiven Wert a beschleunigt, wobei die Kraft, die der Druckstoss $-h$ erzeugt $-Fh\gamma$ ist, also

$$\begin{aligned} \text{Beschleunigung } a &= \frac{dv}{dt} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = -\frac{Fh\gamma}{LF\gamma}g = \\ &= -\frac{hg}{L} = -\frac{h}{H_s} \frac{v_{\max}}{T_l}; \quad v = \frac{Q}{F} \end{aligned}$$

$$(5) \quad \frac{h}{H_s} = -\frac{dQ}{dt} \frac{T_l}{Fv_{\max}} = -\frac{dQ}{dt} \frac{T_l}{Q_{\max}}$$

Wie bei früheren Ableitungen für Dampfturbinen mit Geschwindigkeitsreglern und Druckreglern [3], werden einheitlich alle relativen Mengenabweichungen mit μ und alle relativen Niveauabweichungen (Geschwindigkeit, Druck) mit φ bezeichnet, hier also die hydraulischen Werte mit

$$(6) \quad \text{Relativer Druckstoss } \varphi_h = \frac{h}{H_s}$$

$$(7) \quad \text{Relative Wassermengenabweichung } \mu_h = \frac{\Delta Q}{Q_{\max}}$$

$$(8) \quad \text{Relativer Druckstoss } \varphi_h = -\dot{\mu}_h T_l$$

Ein positiver Druckstoss h ergibt ein Gesamtgefälle $H_s + h$ und erzeugt eine Geschwindigkeit v , die grösser ist als die Geschwindigkeit v_s beim Beharrungsgefälle H_s .

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{2gH} ; \quad \frac{v}{v_s} = \frac{\sqrt{2g(H_s + h)}}{\sqrt{2gH_s}} = \sqrt{1 + \frac{h}{H_s}} = \\ &= \sqrt{1 + \varphi_h} \end{aligned}$$

Im gleichen Verhältnis ist die Wassermenge Q grösser als der Servomotoröffnung m entspricht:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_{\max}} &= \frac{m}{m_{\max}} \sqrt{1 + \varphi_h} \approx \frac{m}{m_{\max}} (1 + 0,5\varphi_h) = \\ &= \frac{m}{m_{\max}} + 0,5 \frac{m}{m_{\max}} \varphi_h \end{aligned}$$

indem φ_h viel kleiner als 1 angenommen wird. Für kleine Abweichungen, die für die Stabilität massgebend sind, darf man ferner im zweiten Glied für den Faktor m/m_{\max} näherungsweise den Belastungsfaktor bei Beharrung setzen $z = m_0/m_{\max} = Q_0/Q_{\max}$.

$$(9) \quad \frac{Q}{Q_{\max}} - \frac{m}{m_{\max}} = 0,5z\varphi_h$$

In Beharrung wird ferner die Wassermenge Q_0 zur Servomotoröffnung m_0 proportional angenommen.

$$(10) \quad \frac{Q_0}{Q_{\max}} = \frac{m_0}{m_{\max}}$$

Setzt man an Stelle von Q und m die Abweichungen ΔQ , Δm von der Beharrung, so wird

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_{\max}} - \frac{m}{m_{\max}} &= \frac{Q_0}{Q_{\max}} + \frac{\Delta Q}{Q_{\max}} - \frac{m_0}{m_{\max}} - \frac{\Delta m}{m_{\max}} = \\ (11) \quad &= \frac{\Delta Q}{Q_{\max}} - \frac{\Delta m}{m_{\max}} = \mu_h - \mu \end{aligned}$$

So erhält man als:

$$(12) \quad \text{Einfluss des Druckstosses auf die Wassermenge}$$

$$\begin{array}{ccccc} \mu_h & = & \mu & + & 0,5z\varphi_h \\ \uparrow & & \uparrow & & \uparrow \\ \text{Wassermenge} & & \text{Servo-} & & \text{Druck-} \\ & & \text{öffnung} & & \text{stoss} \end{array}$$

Hieraus wird μ_h nach Formel (8) eliminiert

$$(13) \quad T_l \dot{\mu} + \varphi_h + 0,5z\dot{\varphi}_h T_l = 0$$

In der *Anlaufzeit der Schwungmassen* T_a wird die Turbine unter dem Einfluss des maximalen Drehmoments aus dem Stillstand auf die Winkelgeschwindigkeit ω_0 gebracht. Die Leistung ist dabei anfangs 0, am Ende die Vollast P_{\max} , also im Durchschnitt $P_{\max}/2$. Also ist die Arbeit

$$A = \frac{J\omega_0^2}{2} = \frac{P_{\max}}{2} T_a \quad P_{\max} = \gamma Q_{\max} H_s$$

$$J\omega_0 = \frac{T_a P_{\max}}{\omega_0} = \frac{T_a \gamma Q_{\max} H_s}{\omega_0}$$

Setzt man für die relative Abweichung von der Winkelgeschwindigkeit $d\omega/\omega_0 = d\varphi$ so wird

$$dA = J\omega_0 d\omega = T_a \gamma Q_{\max} H_s \frac{d\omega}{\omega_0} = T_a \gamma Q_{\max} H_s d\varphi$$

$$\frac{dA}{dt} = \gamma Q_{\max} H_s T_a \dot{\varphi}$$

Die Beschleunigungsleistung wird durch den Unterschied der Turbinenleistung P_t gegen die Generatorleistung P_g aufgebracht.

$$(14) \quad \frac{dA}{dt} = P_t - P_g = \gamma Q_{\max} H_s T_a \dot{\varphi}$$

Bei der *Selbstreglung* durch Abweichen der Drehzahl [4], [5] ist sowohl der Einfluss auf die Turbinenleistung P_t als auf die Netzleistung, also die Generatorleistung P_g zu berücksichtigen.

Die momentane Leistung P_t der Turbine ist die der Wassermenge entsprechende, vermehrt um die Leistungsabweichung ΔP_{st} durch Selbstreglung.

$$\text{Turbinenleistung } P_t = \gamma QH + \Delta P_{st}$$

Die Generatorleistung wäre ohne Selbstreglung bei der üblichen Annahme einer plötzlichen Belastungsänderung, die dann frei ausschwingt, die Beharrungsleistung $\gamma Q_0 H_s$. Durch die Leistungsabweichung ΔP_{sg} der Selbstreglung wird nun die Generatorleistung

$$P_g = \gamma Q_0 H_s + \Delta P_{sg}$$

$$P_t - P_g = \gamma QH + \Delta P_{st} - (\gamma Q_0 H_s + \Delta P_{sg})$$

$$(15) \quad P_t - P_g = \gamma QH - \gamma Q_0 H_s + (\Delta P_{sg} - \Delta P_{st})$$

$$(16) \quad \text{Gesamte Selbstreglung } \Delta P_s = \Delta P_{sg} - \Delta P_{st}$$

Da bei den Turbinen der fast lineare Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl bei einer bestimmten Servomotoröffnung übersichtlicher ist als der krummlinige Zusammenhang zwischen Leistung und Drehzahl, werden zweckmässig alle Leistungsabweichungen ΔP_s durch Selbstreglung, in Abweichungen des Drehmomentes ΔM_s dargestellt, multipliziert mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0 bei Beharrung.

$$(17) \quad \Delta P_s = (\Delta M_{sg} - \Delta M_{st}) \omega_0 = \left(\frac{\Delta M_{sg}}{M_0} - \frac{\Delta M_{st}}{M_0} \right) M_0 \omega_0$$

Als Selbstreglungskonstante wird eingeführt:

$$(18) \quad \text{Selbstreglungskonstante } e_s = \frac{\% \text{ Drehmomentänderung}}{\% \text{ Drehzahländerung}}$$

Da der Nenner gleich der relativen Drehzahlabweichung φ und der Zähler gleich $\Delta M/M_0$ sind, gilt:

$$e_s \varphi = \frac{\Delta M}{M_0}$$

Ferner ist $M_0 \omega_0$ die Beharrungsleistung, also wenn man den Belastungsgrad z_0 bezogen auf die Vollast P_{\max} einführt

$$M_0 \omega_0 = z_0 P_{\max}$$

In (17) eingesetzt wird

$$(19) \quad \Delta P_s = (e_{sg} \varphi - e_{st} \varphi) z_0 P_{\max} = z_0 e_s \varphi P_{\max}$$

wobei

$$(20) \quad \text{Gesamte Selbstregelungskonstante } e_s = e_{sg} - e_{st}$$

Turbinen mässiger Schnellläufigkeit erreichen bei rd. 100% Uebertouren die Durchbrenndrehzahl, bei der das Drehmoment 0, also die Drehmomentänderung gegen Vollast - 100% wird. Die Selbstregelungskonstante ist dann gemäss Tabelle 3 $e_{st} \sim -1$. Für die genaue Bestimmung von e_{st} bei Teillast ist die Tangente im Teillastpunkt massgebend. Schnellläufer haben höhere Durchbrenndrehzahlen, sodass der Nenner in Formel (18) grösser und z. B. $e_{st} \sim -0,6$ wird.

Für motorische Netzbelastung mit konstantem Drehmoment wird der Zähler in Formel (18) Null und damit $e_{sg} = 0$. Ist das Netz mit rein Ohmschen Widerständen belastet und auf konstante Spannung geregelt, so bleibt die Leistung unabhängig von der Drehzahl (Frequenz) konstant. Dies bedeutet, dass jedes % Zunahme der Drehzahl 1% Abnahme des Drehmoments bewirkt, also $e_{sg} = -1$. Ist dagegen die Spannung nicht reguliert, so ist die Selbstregelungskonstante je nach der Abhängigkeit der Spannung von der Frequenz grösser als 1. Wenn die Erregermaschine mit dem Generator gekuppelt ist, kann die Selbstregelungskonstante Werte von $e_{sg} = +4$ erreichen.

Aus Gleichung (14), (15), (16), (19) wird

$$\frac{dA}{dt} = \gamma Q_{\max} H_s T_a \dot{\varphi} = \gamma Q H - \gamma Q_0 H_s - z_0 e_s \varphi P_{\max}$$

Dabei ist

$$\gamma Q H = \gamma Q (H_s + h) = \gamma Q H_s \left(1 + \frac{h}{H_s}\right) = \gamma Q H_s (1 + \varphi_h)$$

$$\frac{dA}{dt} = \gamma Q H_s + \gamma Q H_s \varphi_h - \gamma Q_0 H_s - z_0 e_s \varphi \gamma Q_{\max} H_s$$

Da Q den Momentanwert der Wassermenge darstellt und Q_0 den Beharrungswert, ist die Abweichung von der Beharrung $Q - Q_0 = \Delta Q$. Damit wird:

$$\begin{aligned} \frac{dA}{dt} &= \gamma \Delta Q H + \gamma Q H_s \varphi_h - z_0 e_s \varphi \gamma Q_{\max} H_s = \\ &= T_a \gamma Q_{\max} H_s \dot{\varphi} \\ \frac{\Delta Q}{Q_{\max}} + \frac{Q}{Q_{\max}} \varphi_h - z_0 e_s \varphi &= T_a \dot{\varphi} \end{aligned}$$

Für kleine Abweichung ist annähernd Q/Q_{\max} der Belastungsgrad z bezogen auf die Wassermenge. Mit $\Delta Q/Q_{\max} = \mu_h$ wird

$$\begin{array}{ccccccc} \mu_h & + & z \varphi_h & - & z_0 e_s \varphi & = & T_a \dot{\varphi} \\ \uparrow & & \uparrow & & \uparrow & & \uparrow \\ \text{Wasser-} & & \text{Druck-} & & \text{Selbst-} & & \text{Schwung-} \\ \text{menge} & & \text{stoss} & & \text{regelung} & & \text{massen} \end{array}$$

Man sieht, dass die Schwungmassen um die Druckstossenergie $z \varphi_h$ mehr aufzunehmen haben, als der Wasserenergie entspricht, während die Selbstregelung die Druckstossenergie zu kompensieren sucht. Die Wassermenge μ_h selbst ist aber darüber hinaus nach Formel (12) um $0,5z \varphi_h$ grösser als der Servomotorstellung μ entspricht, so dass der Druckstoss insgesamt mit $1,5z \varphi_h$ wirkt. Damit wird:

$$(21) \quad \begin{array}{ccccccc} T_a \dot{\varphi} & = & \mu & + & 1,5z \varphi_h & - & z_0 e_s \varphi \\ \uparrow & & \uparrow & & \uparrow & & \uparrow \\ \text{Schwung-} & & \text{Servo-} & & \text{Druck-} & & \text{Selbst-} \\ \text{massen} & & \text{motor} & & \text{stoss} & & \text{regelung} \end{array}$$

Die Selbstregelung ist in so hohem Masse befähigt, den Druckstoss zu kompensieren, weil ihre Wirkung wie die des Druckstosses mit steigender Belastung z zunimmt.

In erster Annäherung kann man hier den Belastungsgrad z_0 , bezogen auf die erzeugte Maschinenleistung, dem Belastungsgrad z , bezogen auf die verbrauchte Wassermenge gleichsetzen.

Tabelle 3. Grössenordnungen der Selbstregelungskonstanten

	e_{sg}	e_{st}	$e_s = e_{sg} - e_{st}$
<i>Turbine</i>			
im Allgemeinen	—	etwa - 1	—
Schnellläufer	—	bis - 0,6	—
<i>Generator</i>			
Netzbelastung:			
rein motorisch			
(Drehmoment konstant)	0		+ 1
nur Ohmsche Widerstände			
mit Spannungsregler	- 1		0
ohne Spannungsreglung	+ 1 bis + 4		2 bis 5
Pariser Netz ¹⁾	0,5 bis 1,5		1,5 bis 2,5

¹⁾ Nach Nasse, brieflich mitgeteilt.

Der physikalische Grund, warum sich die Trägheit der Wassermassen viel nachteiliger auswirkt als die Trägheit eines Servomotors liegt darin, dass der Servomotor seine Antriebsenergie von aussen zugeführt erhält, während bei der Trägheit der Wassermassen der Reglerkreis die Druckstossenergie selbst aufbringen muss.

Nach Tabelle 3 können alle Werte zwischen 0 und z. B. 5 auftreten. Bei Schnellläufern ($e_{st} = -0,6$) kann bei reiner Widerstandslast mit konstanter Spannung ($e_{sg} = -1$) die Selbstregelung sogar negativ werden ($e_s = -1 + 0,6 = -0,4$). Daraus geht hervor, dass in kritischen Fällen keine Selbstregelung auftritt. Umgekehrt hat die Hilfe der Selbstregelung dazu geführt, dass man praktisch oft mit Reglerkonstanten ausgekommen ist, die in Fällen fehlender Selbstregelung gänzlich ungenügend sind.

Aus Gleichung (21) lässt sich φ_h berechnen und in Formel (13) einsetzen. Das ergibt die Gleichung für die

$$(22) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Massenbeschleunigung mit Wassermassen und Selbst-} \\ \text{regelung } 0,5z T_a T_l \dot{\varphi} + T_a \dot{\varphi} + z T_l \ddot{\mu} + 0,5z z_0 T_l e_s \dot{\varphi} + \\ + z_0 e_s \varphi - \mu = 0 \end{array} \right.$$

Um den Reglerkreis zu schliessen, ist nun festzustellen, welche Steuergleichung, d. h. welche Beziehung zwischen Servomotor μ und Drehzahl φ , bei den verschiedenen Reglerarten gelten. Da die permanente Statik bei allen Reglerarten stabilisierend wirkt, aber im kritischen Fall, dem die Regler zu genügen haben, diese Hilfe fehlt oder sehr klein ist, wird in allen Fällen der Isodromregler untersucht, bei dem die permanente Statik Null ist. (Fortsetzung folgt)

Literaturverzeichnis

- [1] Stodola A.: Ueber die Regulierung von Turbinen SBZ 1893, Bd. 22, S. 113*, 121*, 126*, 134*.
- [2] Tolle M.: Regelung der Kraftmaschinen, Springer 1921.
- [3] Stein Th.: Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen, Springer 1926.
- [4] Stein Th.: Selbstregelung, ein neues Gesetz der Regeltechnik. Z. VDI 1928, Nr. 6, S. 165.
- [5] Stein Th.: Systematik der Reglerarten, «Escher-Wyss-Mitteilungen» 1940, S. 56.
- [6] Gantenbein A. und Hirt M.: Der neue elektrische Drehzahlregler Oerlikon-Escher Wyss, SEV-Bulletin 1941, Nr. 14.
- [7] Moser J.: 100 Jahre Wasserturbinen «Escher-Wyss-Mitteilungen» 1942, S. 101.
- [8] Lüthi A.: Reglerschwingungen und schiefwinklige Vektordiagramme. SBZ 1942, Bd. 119, No. 15, Seite 171—174*.
- [9] Gaden D.: Considérations sur le problème de la stabilité, Lausanne 1945.
- [10] Alméras P.: Influence de l'inertie de l'eau sur la stabilité d'un groupe hydro-électrique. La houille blanche 1946, S. 81, 131, 189, 407.
- [11] Stein Th.: Vereinfachte Primärregelung der Uebergabeleistung. SEV-Bulletin 1946, No. 3.
- [12] Stein Th.: Drehzahlregelung von Flugzeug-Triebwerken. SBZ 1946, Bd. 127, S. 295*, 309*, 323*.

Betonverkleidung von Fluss-Böschungen DK 627.417

Der Schutz der Böschungen grosser Flüsse gegen Erosion erfordert den örtlichen Verhältnissen gut angepasste Mittel. Wie sehr die anzuwendenden Methoden in ständiger Entwicklung begriffen sind, wird einem recht bewusst beim Studium der reich bilderten Veröffentlichung von Ing. Haas in der April- und Mai-Nummer von «Concrete»