

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	85/86 (1925)
Heft:	5
Artikel:	Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen
Autor:	Zuppinger, W.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-40063

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: 11.01.2026

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

INHALT: Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen. — Der Umbau des Klosters Allerheiligen in Schaffhausen. — Zur Frage der Bodensee-Regulierung. — Miscellanea: Wassermangel und schweizerische Elektrizitätswirtschaft. Internationale Vereinigung für gewerblichen Rechtsschutz. Alte Brücken einfacher Bauart in Pennsylvania. Die Normannischen Kathedralen in England. Ein Zürcher Verkehrsproblem. Messwagen für Wärmewirt-

schaft der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Schweizerischer Werkbund. Rückstau des Rheins. Beifussmoral und öffentliche Interessen. Direktor der Eidgen. Bauten. — Nekrologie: Georg Fischer. — Konkurrenz: Ulmer Münsterplatz-Wettbewerb. Konferenzsaal für den Völkerbund in Genf. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Sektion Bern des S.I.A. Akademie der E.T.H.-Studierenden. S.T.S.

Vergleich der mannigfachen Charakteristiken verschiedener Typen moderner Schnelläuferturbinen.

Von Ing. W. ZUPPINGER, Zürich.

Die nachstehende Charakterisierung verschiedener Typen von schnellaufenden *Niederdruckturbinen* und deren Einbauten betrifft entweder direkt oder indirekt folgende Punkte: Laufradprofile und deren Abhängigkeit vom Gefälle, Schaufelzahl der Laufräder, Zellenräder und Propellerräder, alte und neue Grundlagen zur Berechnung der Schaufelungen, Wirbelungen und Korrosionen, Flügelräder, Schluckfähigkeit, Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit, Wirkungsgrade in Funktion der Leistungen und der Wassermengen, Anwendungsgebiete der verschiedenen Typen, Kaplan-turbinen, Wirkungsgradgarantien und Normen für Leistungsversuche, Durchbrenndrehzahl und Leistungen bei Rückstau, Zahnradübersetzung zwischen Turbine und Generator, Leiträder, Raumbedarf, Spiralgehäuse und offene Wasserkammern, Konusturbinen und deren Fortschritte, Saugrohre. Dabei werden nicht nur die Vorteile einzelner Konstruktionen beschrieben, sondern auch deren Nachteile, alles möglichst kurz gefasst. Diese Charakteristiken liegen meist Publikationen über einige ausgeführte moderne Schnelläufertypen von sehr verschiedener Bauart zu Grunde. An Hand der bezüglichen Versuchsergebnisse wird bewiesen, dass bei partiellen Öffnungen solcher Turbinen, je nach deren Schnelläufigkeitsgrad, ein gewaltiger Unterschied darin bestehen kann, ob die Wirkungsgradgarantien in Funktion der *Leistung* oder in Funktion der *Wassermenge* gegeben werden. Dies führt zum Schluss, dass das Anwendungsgebiet von Schnelläuferturbinen umso kleiner ist, je grösser deren Schnelläufigkeit ist, und dass für Neuanlagen grosse Vorsicht angezeigt ist in der Wahl jener Typen, die den vorhandenen Wasser- und Gefällsverhältnissen am besten entsprechen, wenn die Anzahl der Maschineneinheiten auf ein Minimum beschränkt werden soll. Um aber bei allen diesen Erörterungen rein sachlich und unparteiisch zu bleiben, sind die verschiedenen Typen möglichst allgemein und ohne Angabe der betreffenden ausführenden Firmen behandelt.

I. Laufräder.

In den Abbildungen 1, 2, 3 sind drei verschiedene *Laufradprofile I, II, III* für Niederdruck schematisch dargestellt; ihre Charakteristiken sind:

Typ	Wasserdurchfluss	Spezifische Drehzahl
Abb. 1. Francistyp	radial-axial	$n_s \approx 200 - 350$
Abb. 2. Diagonaltyp	diagonal-axial	$300 - 600$
Abb. 3. Axialtyp	axial	$500 - 1000$

Natürlich lässt ein jedes dieser Laufradprofile *unzählige Varianten* zu, um sie den verschiedensten Verhältnissen anzupassen. Je mehr axialen Charakter ein Laufradprofil hat, desto grösser kann die Schnelläufigkeit sein, desto kleiner wird die Zentripetalkraft der einzelnen Wasserfäden und umso mehr ist die Anwendung solcher Typen auf kleine Gefälle beschränkt. Wie bei den Pumpen die Ueberwindung grösserer Förderhöhen grössere Zentrifugalkraft erfordert, ebenso sollen nach neuern Versuchen bei den Turbinen für grössere Gefälle auch grössere Zentripetalkräfte notwendig sein, also Francisturbinen mit mehr oder weniger zylindrischer Eintrittskante.

Eine genaue Berechnung der Laufradtypen II und III ist aber ungemein schwierig, und zwar umso schwieriger, je mehr axial gerichtet der Wasserdurchfluss, je breiter der

Schaufelkranz und je geringer die Schaufelzahl ist. Hier versagt die für Francisturbinen bekanntlich bestbewährte sogenannte Stromfadentheorie vollständig; die Gründe liegen hauptsächlich in schädlichen Nebenströmungen, Wirbelungen und Reibungsverlusten, die infolge der grossen Durchflussgeschwindigkeit eine viel bedeutendere Rolle spielen als bei Francisturbinen. Es sei hierüber auf einige interessante Aufsätze verwiesen, einerseits in der „Z.V.D.I.“, 1911, Nr. 6 sowie 1921, Nr. 16 und 23, anderseits über neuere hydrodynamische Versuche an Kreiselräder in der „S. B. Z.“ vom 22. Dez. 1923, 17. Mai und 14. Juni 1924.

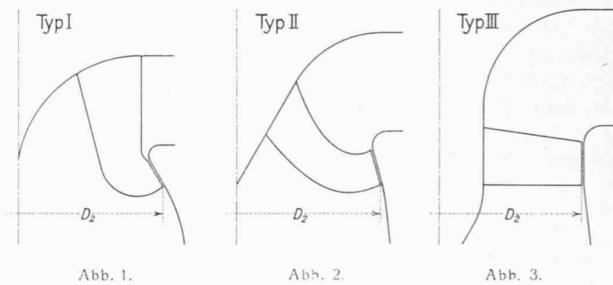


Abb. 1.

Abb. 2.

Abb. 3.

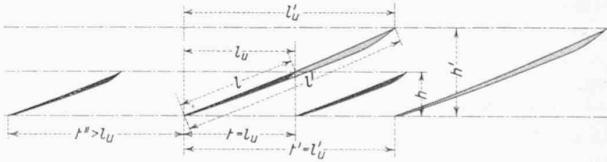


Abb. 4. Schaufelungen mit verschiedenen Teilungen und Laufrad-Höhen.

Besonders wichtig ist wie gesagt auch die *Schaufelzahl* bzw. die Teilung der Schaufelung. Je grösser die Umfangsgeschwindigkeit, desto flacher werden die Laufradschaufeln, und desto weniger Schaufeln genügen im Gegensatz zu Francisturbinen, wenn man zur Verminderung der Reibungsverluste grosse Durchflusssquerschnitte erhalten will. Für Zellenräder ist die grösste Teilung $t \approx l_u$, d. h. gleich der Projektion l_u der Schaufellänge l . Um dann bei grosser Teilung dennoch eine gute wirbelfreie Wasserführung zu erzielen, muss die Laufradhöhe h entsprechend vergrössert werden (siehe Abbildung 4 rechts h' für l'_u). Damit jedoch das Verhältnis $h : D_2$ nicht allzu gross werde, was für grosse Durchmesser auch ungewöhnlich grosse Bauhöhe der ganzen Turbine erfordert, wählt man für Zellenräder selten weniger als vier, meistens aber bedeutend mehr Schaufeln. Bei den eigentlichen *Propellerturbinen*, mit meist vier Schaufeln auch für die grössten Durchmesser, ist die Schaufelteilung nach dem Patent von Prof. Kaplan $t > l_u$ (Abbildung 4 links), sodass hier von Zellen oder von einer Wasserführung nicht mehr gesprochen werden kann. Hier genügt auch bei kleinster Schaufelzahl eine geringe Höhe des Laufrades.

Im Gegensatz zu der bisherigen Turbinentheorie, wonach bei grosser Schaufelzahl in einem Schaufelkanal mit $t < l_u$ gleiche Druck- und gleiche Geschwindigkeitsverteilung vorausgesetzt wurde, wird bei Schaufelungen mit $t > l_u$ nach neuerer Anschauung der Umfangsdruck zur Krafterzeugung durch die *Druckdifferenz* vor und hinter den Schaufeln im Sinne der Drehrichtung erzeugt. Wo

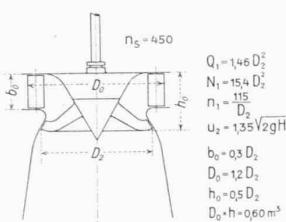


Abb. 6 Diagonaltyp A

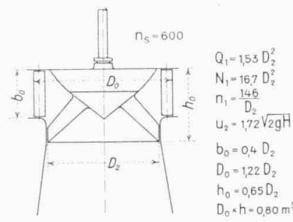


Abb. 7 Diagonaltyp B

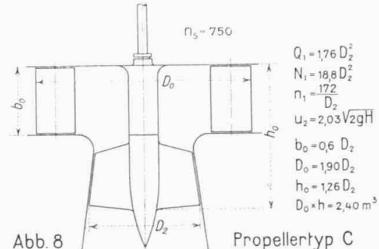


Abb. 8 Propellertyp C

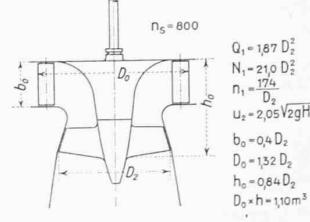


Abb. 9 Propellertyp D

liegt die Grenze zwischen diesen beiden Ansichten? Diese neue, grundverschiedene Turbinentheorie, die aus der Flugzeugtechnik entnommen ist, steckt aber heute trotz eifriger Bemühungen der Mathematiker noch in den Kinderschuhen. Offenbar ist auch für Uebergangstypen mit $t = l_n$ die bisherige Berechnungsmethode umso unsicherer, je kleiner die Schaufelzahl ist, wie unzählige Misserfolge in Versuchsanstalten bewiesen haben. Vorläufig ist der Konstrukteur für Schnelläuferturbinen auch aus den vorher angegebenen Gründen ganz auf Modellversuche angewiesen.

Ein weiterer besonders wichtiger Punkt betrifft die bei Schnelläuferturbinen nicht selten eintretende *Korrosion* von Laufrädern, herrührend von Unterdruck an der Nabe oder Ablösung des Wasserstrahls mit damit verbundenen Wirbelungen. Solche Korrosionen treten unter Umständen schon nach kurzer Betriebszeit auf und nehmen natürlich umso schneller zu, je grösser die Durchflussgeschwindigkeit und je stärker die Wirbel sind, namentlich also bei hochgradigen Schnelläuferturbinen mit grosser Schluckfähigkeit. Für den Wasserwerk-Besitzer ist dieser Umstand ebenso wichtig wie der Wirkungsgrad seiner Turbinen.

Was die übrige Konstruktion von Laufrädern nach Typ II und III anbelangt, so sind in den letzten Jahren grosse Fortschritte erzielt worden, und es bestehen heute Ausführungen bis zu 6 m Laufraddurchmesser und für Wassermengen bis zu 150 m³/sek pro Einheit. So grosse und schwere Räder sind natürlich nicht in einem Stück transportierbar, sondern müssen entweder zweiteilig oder besser als *Flügelräder* ohne Aussenkranz in einzelnen zusammensetzbaren Segmenten mit je einer angegossenen Schaufel ausgeführt werden. Diese letzte Bauart bietet auch der Giesserei bedeutende Vorteile für relativ schnelle und sichere Herstellung auch der grössten Räder, ohne Kernbüchsen und ohne Risiko von Brüchen infolge der sonst unvermeidlichen Gussspannungen. Ferner können einzelne Schaufeln behufs Verringerung der Reibungsverluste auf beiden Seiten mittels Schmiegelscheiben bequem poliert, oder bei allfälliger Beschädigung auch ausgewechselt werden.

II. Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit.

Zur Charakterisierung einer Turbine bezüglich Schluckfähigkeit, Leistungsfähigkeit und Schnelläufigkeit, sowie zur Umrechnung der verschiedenen Werte auf die Einheitsmasse $H = 1$ m und $D_2 = 1$ m, wobei D_2 den äussern Laufraddurchmesser am Austritt (Abbildungen 1 bis 3) und (η/η) den Wirkungsgrad bei voller Öffnung bedeutet, diene nebenstehende Tabelle. Als Zusammenfassung aller dieser Eigenschaften gilt wie bekannt die sogenannte *spezifische Drehzahl* $n_s = n_1 \sqrt{N_1}$.

Wenn wir nun die betrachteten Schnelläufertypen I, II, III (Abbildungen 1 bis 3) einteilen wollen in eine Anzahl Stufen bezüglich spezifischer Drehzahl n_s , z. B. $n_s = 300, 450, 600, 750, 900$, wobei für volle Öffnung bei allen Typen gleich grosses (η/η) = 80% als garantierter Wirkungsgrad angenommen sei, so können wir nach Abbildung 5 ein Diagramm entwerfen für einen gegebenen Fall, z. B. für $H = 5$ m, $Q = 25$ m³/sek, $N_e = 1300$ PS, unter Annahme von $Q'_1 = 1$ bis 2 m³/sek und $k_u = 1,10$ bis $2,35$. So erhalten wir die in Abbildung 5 eingezeichneten Kurven für D_2 und n , die beide natürlich nur ungefähre Orientierungswerte darstellen. Abweichungen davon hängen namentlich von verschiedener Wahl der Schluckfähigkeit Q'_1 ab, die umso grösser sein darf, je wirksamer das Saug-

rohr ist, d.h. je mehr von der Austritts-Energie am Laufrad durch das Saugrohr zurück gewonnen werden kann.

Aus Abbildung 5 sehen wir, dass durch Erhöhung der spezifischen Drehzahl n_s von 300 bis 900 der Durchmesser des Laufrades um $2,370 : 3,350 =$ rund 0,70 reduziert und die Drehzahl in der Minute um $188 : 62,5 = 3$ mal erhöht werden kann. Das bedeutet ganz

erhebliche Ersparnisse sowohl für die Turbine und deren Einbau, als auch für den Generator. Kein Wunder also, wenn man heute mit allen Kräften darnach trachtet, die spezifische Drehzahl auf ein Maximum zu steigern. Wir werden aber sehen, dass eine allzu hohe Schnelläufigkeit auch grosse Nachteile hat und dass grosse Vorsicht in der Wahl von Schnelläufertypen für einen gegebenen Fall geboten ist.

Zu diesem Zwecke untersuchen wir einige, in den Abbildungen 6 bis 9 dargestellte *ausgeföhrte* moderne und sehr verschiedenartige Schnelläufertypen mit spezifischen Drehzahlen $n_s = 450, 600, 750, 800$. Sie sind aus verschiedenen Publikationen entnommen. Es wurden dafür die zugehörigen Charakteristiken berechnet, bezogen auf denselben Durchmesser D_2 und auf das Einheitsgefälle $H = 1$ m. Diese Charakteristiken betreffen zunächst, wie in den Abbildungen 6 bis 9 dargestellt, einerseits die Schluckfähigkeit, die Leistungsfähigkeit und die Schnelläufigkeit, andererseits die Hauptabmessungen und den Raumbedarf $D_0 h_0$ der eigentlichen Turbinen.

Wie schon angedeutet, haben auch diese Charakteristiken der vier untersuchten Typen nur einen relativen Wert, indem mittels geeigneter Modifikationen ein jeder derselben ohne Zweifel in weiten Grenzen anpassungsfähig ist an die jeweiligen Verhältnisse; immerhin bietet diese

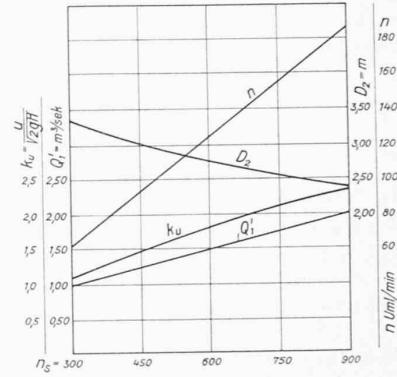


Abb. 5. Angenäherte Werte des Laufrad-Durchmessers D_2 und der Drehzahl n in Funktion der spez. Drehzahl n_s ; für $H = 5$ m, $Q = 25$ m³/sek, $N_c = 1300$ PS.

Gefälle	m	H	$H = 1$	$H = 1$
Durchmesser	m	D_2	D_2	$D_2 = 1$
Wassermenge	m ³ /sek	Q	$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	$Q'_1 = \frac{Q_1}{D_2^2}$
Absolute Leistung	PS	$N_a = \frac{10 Q H}{0.75}$	—	—
Wirkungsgrad (η/η)		η	η	η
Effektive Leistung	PS	$N_e = \eta N_a$	$N_1 = \frac{N_e}{H \sqrt{H}}$	$N'_1 = \frac{N_1}{D_2^2}$
Umdrehungen pro Minute		n	$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$	$n'_1 = n_1 D_2$
Umfangsgeschwindigkeit m/sec		$n_2 = \frac{D_2 \pi n}{60}$	—	—
Umfangsgeschwindigkeitsgrad		$k_u = \frac{n}{\sqrt{2 g H}}$	—	—
Spezifische Drehzahl		—	$n_s = n_1 \sqrt{N_1}$	—

Vergleich der Wirkungsgrad-Charakteristiken einiger ausgeführter moderner Schnellläufer-Turbinen.

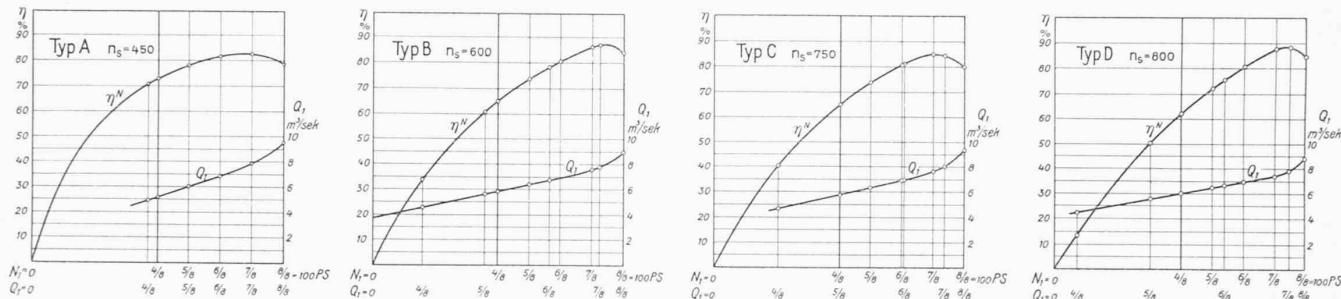


Abb. 10 bis 13. Wirkungsgrade und Wassermengen der Turbinen-Typen A bis D in Funktion der Leistung.

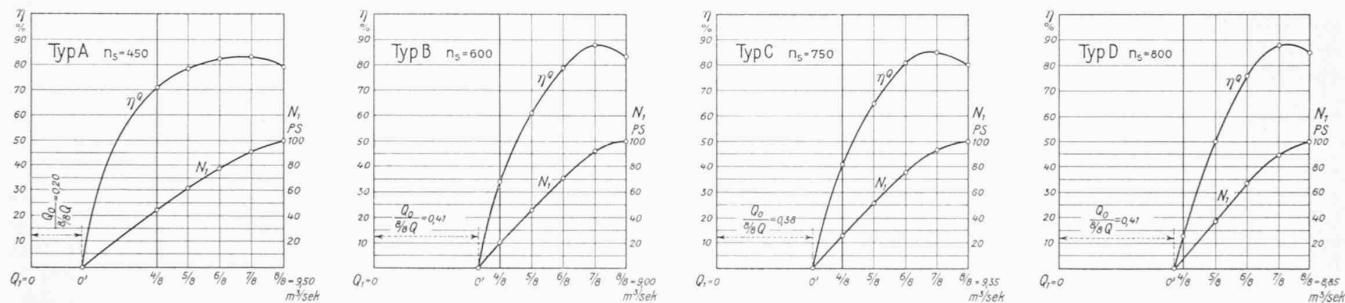


Abb. 14 bis 17. Wirkungsgrade und Leistungen der Turbinen-Typen A bis D in Funktion der Wassermenge.

Zusammenstellung einen interessanten Vergleich. Je grösser die *Schluckfähigkeit* $Q'_1 = Q_1 : D_2^2$ der Turbine, desto kleiner und billiger wird diese bei gleich grossem Verhältnis $D_0 : D_2$ des Leitrades. Je grösser die *Schnellläufigkeit* $n'_1 = n_1 D_2$, desto kleiner wird der Generator und auch desto billiger, solange nicht eine Spezialkonstruktion notwendig wird.

III. Wirkungsgrade und Wirkungsgrad-Garantien.

Die Erfahrung hat bewiesen, dass bei voller Oeffnung Schnelläuferturbinen von z. B. $n_s = 900$ ebenso hohe und noch höhere Wirkungsgrade ergeben können, wie solche von $n_s = 300$, wenn sie zweckentsprechend konstruiert sind. Ganz anders verhält es sich bei partiellen Oeffnungen, und zwar ist der Unterschied viel grösser als nach bisherigen Publikationen scheinen möchte. Eine Ausnahme macht einzig die Kaplanturbine mit drehbaren Laufradschaufern, auf die wir nachher zurückkommen werden.

Für gewöhnliche *Francisturbinen* mit mehr oder weniger zylindrischem Eintrittsprofil sind die *Wirkungsgrad-Garantien stets in Funktion der Wassermengen* Q gegeben worden, und man war ängstlich dafür besorgt, dass auch bei $1/4 Q$ noch ein möglichst hoher Wirkungsgrad η erhältlich war, nicht nur bei Einzelturbinen, sondern auch für Zentralen mit mehreren Einheiten. Die beste unter den zahlreichen *Francisturbinen*, die ich während meiner langjährigen Praxis als konsultierender Ingenieur in Italien zu kollaudieren Gelegenheit hatte, ergab Wirkungsgrade $\eta = 60, 80, 84,5$ und $81,3\%$ für $Q = 1/4, 2/4, 3/4$ und $4/4$ bei einer spezifischen Drehzahl $n_s = 215$.

Heute ist man in dieser Hinsicht bedeutend bescheidener geworden, indem man sich bei *Schnelläuferturbinen* mit diagonalem oder axialem Eintrittsprofil mit einem Wirkungsgrad von etwa 65 % für $1/2 N$, d. h. für halbe Leistung (nicht halbe Wassermenge) begnügt. Dass man sich heute auf $1/2 N$ anstatt auf $1/4 N$ beschränkt, röhrt daher, dass Schnellläufer meist nur in Zentralen mit mehreren Maschineneinheiten angewandt werden. Man hat es dann in der Hand, das Wasser so auf die einzelnen Turbinen zu verteilen, dass bei verringertem Wasserzufluss die einen ausgeschaltet, andere voll laufen und nur wenige reguliert werden müssen, derart, dass deren Leistung nie unter $1/2 N$ sinkt. Nun scheint aber in interessierten Kreisen

bisher wenig bekannt zu sein, dass bei Schnelläuferturbinen unter Umständen ein grosser Unterschied besteht, ob für partielle Oeffnungen die Wirkungsgradgarantien in Funktion der Leistungen (η^N) oder in Funktion der Wassermengen (η^Q) angegeben sind.

Setzen wir für die im Abschnitt II näher bezeichneten Schnelläufertypen A, B, C und D, nach Abbildungen 6 bis 9, gleich grosse effektive Leistung $N_e = 100 \text{ PS}$ bei $H = 1 \text{ m}$ voraus und tragen in den Abbildungen 10 bis 13 die aus den betreffenden Publikationen bekannten Wirkungsgradkurven η^N auch für $N_e = 1/8, 5/8, 6/8, 7/8, 8/8$ auf. Durch Rechnung finden wir dazu die absoluten Leistungen $N_a = \frac{N_e}{\eta^N} = \frac{10 Q H}{0,75}$, woraus sich die Wassermenge $Q = \frac{0,75 N_a}{10 H}$ für jeden Wert von N_e ergibt. Wir können also auch die zugehörige Q -Kurve aufzeichnen. Suchen wir nun auf dieser Q -Kurve die Werte $Q = 1/8, 5/8, 6/8, 7/8$ und projizieren diese Punkte vertikal aufwärts auf die gemeinsame η -Kurve, so erhalten wir auf dieser letzten die Werte η^Q für $Q = 1/8$ bis $8/8$. Durch diese einfache Methode ergibt sich ein anschauliches Bild über den Zusammenhang zwischen η^N und η^Q für jede beliebige zu untersuchende Turbine. Wir sehen, dass bei den hier untersuchten Typen bei halber Wassermenge η^Q zwischen 71 und rd. 13 % (!) schwankt, gegenüber η^N zwischen 73 und 62 %. Je grösser die Schnellläufigkeit, desto grösser wird der Unterschied zwischen η^N und η^Q bei partieller Oeffnung. Dass aber bei $1/2 Q$ der Unterschied so gross werden könnte, war bisher gewiss wenig bekannt, ausser den Konstrukteuren.

Wir können aber die Sache noch deutlicher darstellen, wenn wir die oben erhaltenen Werte von η^Q für $Q = 1/8, 5/8, 6/8, 7/8, 8/8$ in neuen Diagrammen nach Abb. 14 bis 17 aufzeichnen. Wir erhalten dann eine η^Q -Kurve, die total verschieden ist von der η^N -Kurve. Berechnen wir nun aus diesen Teilwerten von Q und η^Q rückwärts die absolute Leistung $N_a = \frac{10 Q H}{0,75}$ und $N_e = \eta^Q N_a$, so finden wir eine N_e -Kurve in Funktion von Q , die schliesslich die wichtigste ist für den Turbinenbesitzer.

Aus den Abbildungen 14 bis 17 ergibt sich, dass im Gegensatz zu den η^N -Kurven in den Abbildungen 10 bis 13 die Wirkungsgradkurven η^Q nicht im Nullpunkt o be-

ginnen, sondern in Punkten o' . Die Strecke $Q_0 = o' - o$ entspricht der Wassermenge, die erforderlich ist, um die Turbine aus dem Stillstand auf die normale Drehzahl zu bringen und darin zu erhalten ohne nützliche Kraft abzugeben. Erst von Q_0 an beginnt die eigentliche Kraftentwicklung, sodass die N_e -Kurve umso steiler wird, je grösser Q_0 ist. Bei den vier untersuchten Turbinen schwankt Q_0 zwischen $0,20 Q$ und $0,46 Q$ (!); die Ursachen dafür sind vermutlich nicht nur die Ueberwindung des Trägheitsmomentes und der Reibung bei der hohen Drehzahl, sowie die Erregung und Ventilation des Generators, sondern wahrscheinlich auch Störungen des Wasserdurchflusses im Innern des Laufrades, solange die Umlaufzahl nicht normal ist.

Um eine bestimmte Abhängigkeit von Q_0 von der Umfangsgeschwindigkeit u_2 zu suchen, sind in Abb. 18 die gefundenen Werte von Q_0 in Funktion des Umfangsgeschwindigkeitsgrades $k_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}$ aufgetragen. Daraus ergibt sich zwar keine absolute Stetigkeit für die $\frac{Q_0}{Q}$ -Kurve, wohl aber scheint es unzweifelhaft, dass $\frac{Q_0}{Q}$ wenigstens ungefähr proportional ist mit k_u .

Es kann auch interessieren, in den Abbildungen 19 und 20 als zwei extreme Fälle, eine *Francisturbine* Typ F von $n_s = 215$ und obige Propellerturbine D von $n_s = 800$ miteinander zu vergleichen. Der Francistyp entspricht den am Anfang dieses Abschnittes angegebenen Wirkungsgraden. Beide Turbinen sind berechnet für die gleiche Leistung $N_e = 500$ PS bei 5 m Gefälle; ihre Charakteristiken sind aus den Abbildungen 21 und 22 ersichtlich. Für $\frac{1}{8} Q$ ist demnach bei der Francisturbine $\eta^Q = 80,3\%$, entsprechend 0,50 Volleistung, bei der Propellerturbine D: $\eta^Q = 13\%$, entsprechend rd. 0,08 (!) Volleistung. Als Einzelturbine ist die Francisturbine unbedingt immer noch der ideale Typ; für elektrische Zentralen jedoch eignet sie sich wegen ihrer spezifisch geringen Schnelläufigkeit leider nur bei höhern Gefällen.

Wenn wir für vorliegenden Zweck als extreme Fälle nur die Schnelläufertypen A und D oder besser gesagt die Schnelläufigkeiten $n_s = 450$ und 800 betrachten, so können wir aus obigen Erörterungen folgende *Schlüsse* ziehen: Für den Anwendungsbereich bildet die Wassermenge Q_0 , bzw. das Verhältnis $\frac{Q_0}{Q}$, den richtigen Anhaltspunkt. Als Einzelturbine ist deshalb ein hochgradiger Schnelläufer nur höchst selten anwendbar. Wohl aber können solche vortreffliche Dienste leisten als *Zusatzturbinen* in bestehenden Anlagen. Der Fall ist nicht selten, dass in bestehenden Kraftwerken für längere Zeit überschüssiges Wasser vorhanden ist, das verwertet werden könnte, namentlich zur Kraftvermehrung bei Rückstau. In solchen Fällen empfiehlt es sich, womöglich eine kleinere schnellaufende Zusatzturbine ohne Regulierung daneben einzubauen.

Für *Neuanlagen hydro-elektrischer Zentralen* ist es in erster Linie notwendig zu wissen, wie viele Monate des Jahres Wassermengen von ungefähr $\frac{1}{4}, \frac{2}{4}, \frac{3}{4}, \frac{4}{4}$ der auszubauenden Wasserkraft vorhanden sind. Sodann muss man die Wirkungsgrade der zu installierenden Turbinen in Funktion der Wassermenge (nicht Leistung!) kennen. Aus diesen beiden Faktoren kann man dann die kleinstmögliche Anzahl der Einheiten derart bestimmen, dass die mögliche Totalleistung des Jahres ein Maximum wird, bei einem Minimum der Gesamtkosten der Zentrale. Dabei kann die Anordnung so getroffen werden, dass nur ein Teil der Turbinen mit Regulierung eingerichtet wird, die übrigen hingegen, die nur unter Vollast zu laufen haben, mit nur festen Leitradshaufeln. Für diesen speziellen Fall eignen sich hochgradige Schnelläufer vorzüglich; nur muss man dann durch geeignete Mittel dafür sorgen, dass sie nicht durchbrennen. Auf diese Weise kann an einer Turbinenanlage mit mehreren Einheiten wesentlich gespart werden. Ich verweise auch auf meinen Vorschlag in der „Schweizer. Bauzeitung“ vom 25. August 1923, worin bewiesen wurde, dass bei kleineren Anlagen mittels nur zweier ungleich

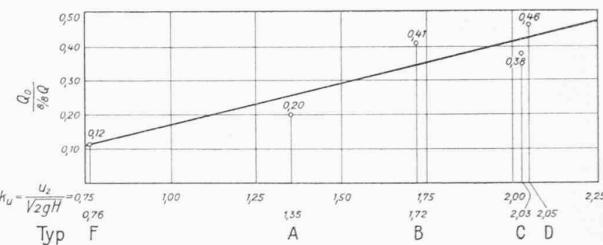


Abb. 18. Abhängigkeit der Wassermenge Q_0 von der Umfangsgeschwindigkeit k_u .

grosser Turbinen von $\frac{2}{3}$ und $\frac{1}{3} Q$ stets wirtschaftliche Wirkungsgrade innerhalb weiter Grenzen $\frac{1}{5}$ bis $\frac{5}{5} Q$ erreichbar sind, bei einem Minimum der Installationskosten.

In jedem Fall ist es zu der nötigen Rentabilitätsberechnung einer Neuanlage notwendig, den *Wirkungsgrad* der Turbinen in Funktion der Wassermenge zu kennen, und damit komme ich auf die *Wirkungsgradgarantien* zurück. In diesem Zusammenhang sei auf die *Normen für Leistungsversuche an Wasserkraftanlagen* vom Jahre 1921, aufgestellt vom „Verein deutscher Ingenieure“ und vom „Deutschen Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verbande“ hingewiesen. Wie mir erst kürzlich bekannt wurde, sind bei den Vorbereitungen zu diesen Normen von einigen Bezirksvereinen Einsprachen erhoben worden gegen die ausschliessliche Zulassung von Wirkungsgradgarantien in Funktion der Leistung; leider sind aber diese Einwände nicht berücksichtigt worden. In Art. 20 der definitiven Normen heisst es betreffs Auslegung des Lieferungsvertrages einfach: „Bei den Leistungen sollte die zugehörige Wassermessung genannt werden“.

Nach meiner Auffassung ist damit nur ein Wunsch, nicht eine Forderung ausgesprochen, sodass jene Einsprachen durchaus berechtigt waren. Der Besteller einer Turbine stellt doch dem Konstrukteur eine bestimmte *Wassermenge* (nicht Leistung) zur Verfügung und verlangt möglichst grosse Leistung auch bei halber Wassermenge.

Die meisten werden erst bei „regelrecht“ durchgeführten Abnahmever suchen die Entdeckung machen, dass ihre Turbinen bei halber Wassermenge unter Umständen kaum die Hälfte oder auch noch viel weniger Leistung geben, als sie laut Vertrag zu beanspruchen glaubten.

Wie viele Besteller von Turbinen wissen, dass es bei Schnelläuferturbinen ganz zweierlei ist, ob die Wirkungsgrad-Garantien auf die Leistung oder auf die Wassermenge bezogen werden? Es wäre daher zu begrüssen, wenn oben genannte Normen in diesem Sinn abgeändert würden.

Ganz anders liegen die oben geschilderten Verhältnisse bei der *Kapplanturbine*, bei der bekanntlich auch bei höchstmöglicher Schnelläufigkeit die Wirkungsgradkurve in weiten Grenzen beinahe flach verläuft, sodass die Unterschiede zwischen η^N und η^Q auch bei $\frac{1}{2} Q$ beinahe verschwinden. Dies wird dadurch erreicht, dass nicht nur die Leitradshaufeln, sondern auch die Laufradschaufeln drehbar sind und während des Betriebes reguliert werden können. Ueber die Wirkungsweise dieser Regulierungsart gibt Prof. R. Thomann in seinem vorzüglichen Lehrbuch¹⁾ einige Aufschluss. Er kommt dabei zum Schluss, dass auch drehbare Laufradschaufeln allein unter Umständen nahezu die gleiche gute Wirkung ergeben sollten, während die Leitradshaufeln fest wären, oder wenn die Zuführung des Wassers zum Laufrad durch eine Spirale ersetzt würde. Ja sogar eine Turbine ohne Leitrad oder Spirale sei bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten in den Kreis der Konstruktionsmöglichkeiten gerückt.

Ueber den derzeitigen Stand der Kapplanturbine berichtet die „Z. V. D. I.“ vom 12. April 1924. Der wunde Punkt liegt immer noch in der komplizierten Konstruktion drehbarer Laufradschaufeln mit Befürchtung ungenügender Betriebsicherheit und schneller Abnutzung des Reguliermechanismus bei zeitweise sandhaltigem Wasser. Wenn es

¹⁾ R. Thomann „Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen“ I. Teil, dritte Auflage 1924.

Vergleich der Wirkungsgrad-Charakteristiken einer Francisturbine und einer Schnelläufturbine.

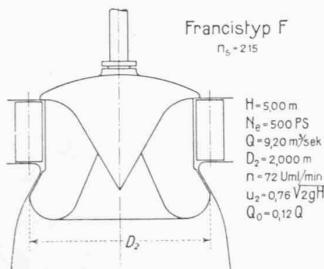


Abb. 19. Francistyp F.

Masstab 1 : 75.

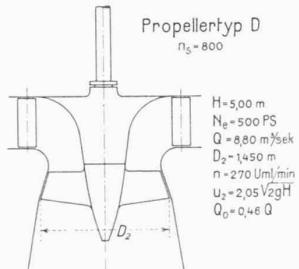


Abb. 20. Propellertyp D.

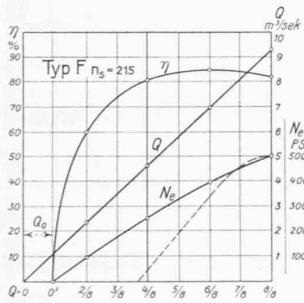


Abb. 21 und 22. Wirkungsgrade und Leistungen der Typen F und D in Funktion der Wassermenge.

aber den vereinten Kräften des Kaplan-Konzerns gelingen sollte, diesen gordischen Knoten wirklich einwandfrei zu lösen, und wenn außerdem zur Vereinfachung die erwähnte Anregung von Prof. Thomann sich bewähren sollte, so sähe die Kaplanturbine unzweifelhaft einer grossen Zukunft entgegen.

IV. Durchbrenn-Drehzahl und Leistungen bei Rückstau.

Eine weitere wichtige Charakteristik der Schnelläufturbinen besteht in deren Durchbrenn-Drehzahl n_0 infolge von Kurzschluss oder andern Ursachen. Sie wird bestimmt durch den Leerlauf der Turbinen im Versuchstand für Bremsbelastung $P = 0$. In Abbildung 23 sind die Kurven der η , Q_1 und N_1 für variable Drehzahlen vom Stillstand bis zum Leerlauf, bei konstantem Gefälle und voller Öffnung, für zwei Laufradtypen II und III (siehe Abbildungen 2 und 3 auf Seite 55), von $n_s = 450$ und 750 , dargestellt. Von der nach obiger Art bestimmten Leerlauf-Drehzahl n_0 sind für Turbinen im praktischen Betriebe mit zusammengekuppelten Generatoren etwa 5% für die Ventila-

tionsarbeit und vielleicht weitere 5% für den grössten Reibungsverlust infolge Zunahme von Q beim Durchbrennen der Turbine abzuziehen. Während bei Francisturbinen dieser n_0 den Wert $1,80 \cdot n_{norm}$ nicht übersteigt, ist nach Abbildung 25 bei Typ II $n_0 = 2,05 \cdot n_{norm}$ und bei Typ III $n_0 = 2,65 \cdot n_{norm}$. Es soll aber gewisse Schnelläufturbinen geben, bei denen n_0 sogar bis $3 \cdot n_{norm}$ beträgt. Für Laufräder mit Außenkranz sind so hohe n_0 umso gefährlicher, je grösser der Durchmesser ist, wegen etwa verborgener Gussfehler und wegen der unvermeidlichen Gussspannungen. Flügelräder sind deshalb für grosse Schnelläufigkeit viel eher geeignet.

Gefährlicher noch als für die Turbinen sind zu hohe Durchbrenn-Drehzahlen für die Generatoren, deren Rotor bei Normaltypen etwa doppelt so gross ist, als das Laufrad der Turbine. Allerdings ist laut den „BBC-Mitteilungen“ vom August 1924 die Konstruktion der Generatoren in den letzten Jahren auch in dieser Beziehung, durch Verwendung hochwertigen Stahlgusses, vervollkommen worden. Solche Spezialkonstruktionen erhöhen aber entsprechend den Preis.

In neuerer Zeit hat man bei Vertikalturbinen mehrmals zu einer Zwischenschaltung von Präzisions-Zahnradern mit hohen Übersetzungsraten Zuflucht genommen, damit sowohl die Turbine als auch der Generator mit seiner günstigsten Drehzahl laufen können. Derartige Zahnräder müssen beständig im Öl laufen, was einen kostspieligen Aufbau erfordert (s. „S. B. Z.“ vom 11. November 1922). Wenn man sich aber auf etwa $n_s = 450$ beschränkt, so ist eine solche Komplikation gar nicht notwendig, denn die Erfahrung hat gelehrt, dass dann sowohl Turbine wie Generator wirtschaftlich günstige Wirkungsgrade aufweisen und dass dann ein Durchbrennen der Turbine auch für den Generator keine Gefahr bringt, sodass dann Spezialkonstruktionen entbehrlich werden.

Untersuchen wir nun die Leistungen bei Rückstau, d. h. bei veränderlichem Gefälle mit Hilfe der Abb. 23, wobei wir als Beispiel wiederum eine Turbine für $Q = 25 \text{ m}^3/\text{sek}$ bei $H_{norm} = 5,00 \text{ m}$ mittlerem Gefälle, entsprechend $N_e = \text{rd. } 1300 \text{ PS}$ wählen. Das Minimalgefälle sei $H' = \frac{1}{2} H_{norm} = 2,50 \text{ m}$. Es ist dann $Q' = \sqrt{\frac{H'}{H}} Q = 0,71 \cdot 25 = 17,7 \text{ m}^3/\text{sek}$ und $n' = \sqrt{\frac{H'}{H}} n_{norm} = 0,71 n_{norm}$, um denselben Wirkungsgrad zu erreichen. Im praktischen Betrieb ist aber dieses n' nicht möglich, weil die Drehzahl in der Regel konstant bleiben soll, d. h. bei halbem Gefälle muss die Turbine im Verhältnis $1 : 0,71 = 1,40$ mal relativ zu schnell laufen. Diese grosse relative Erhöhung der Drehzahl bei vermindertem Gefälle ist aber für moderne Schnelläufturbinen nicht ungünstig, wie aus Abbildung 23 hervorgeht. Läuft nämlich die Turbine bei halbem Normalgefälle relativ 1,4 mal schneller, so steigt die Wassermenge beim Typ II auf das 1,12 fache, bei Typ III sogar auf das 1,22 fache. Beide ergeben dadurch trotz eines Wirkungsgrad-Abfalls von mehreren Prozenten spezifisch günstige Leistungs-Koeffizienten, und zwar bei Typ II von 0,99, bei Typ III von 1,16, womit allerdings bei letztem, wie aus Abbildung 23 ersichtlich ist, eine entsprechend grössere Durchbrenn-Drehzahl in Kauf genommen werden muss.

Wie bekannt verändern sich die Leistungen bei konstanter Drehzahl nach $H^{1/2}$, sodass unter Berücksichtigung der sich aus Abbildung 23 ergebenden relativen Leistungs-Koeffizienten bei halbem Normalgefälle sich bei Typ II eine Leistung von $1300 (2,5 : 5)^{1/2} \cdot 0,99 \cong 457 \text{ PS} = 0,35 N_{norm}$, bei Typ III eine solche von $1300 (2,5 : 5)^{1/2} \cdot 1,16 \cong 535 \text{ PS} = 0,41 N_{norm}$ ergibt.

Die noch vor wenigen Jahren gebauten Laufradtypen ergaben bei halbem Gefälle wesentlich weniger Leistung als moderne Ausführungen, ganz abgesehen von der bedeutenden Steigerung der spezifischen Drehzahl, die man inzwischen erreicht hat. (Schluss folgt.)

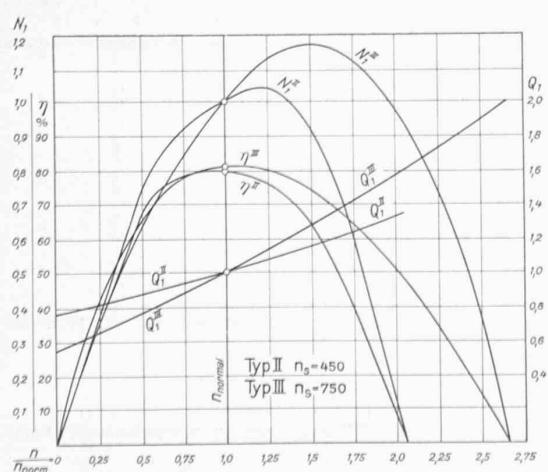


Abb. 23. Vergleich der Wirkungsgrade, Wassermengen und Leistungen der zwei Schnelläufturbinen Typ II und Typ III (vergl. Abb. 2 und 3 auf Seite 55) bei veränderlicher Drehzahl, konstantem Gefälle und voller Öffnung.