

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau

Autor(en): **Zuppinger, W.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **57/58 (1911)**

Heft 23

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-82623>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau. — Wettbewerb für Entwürfe zu einem Post- und Telegraphengebäude in Murten. — Die schweizerischen Eisenbahnen im Jahre 1910. — Brig-Furka-Disentis-Bahn. — Miscellanea: Elektrizität, Beton und Eisenbeton. Ein neuer Einphasen-Repulsionsmotor für Bahnbetrieb. Die Arbeitverluste in Kammwalzgerüsten. Rheinschiffahrt Basel-Bodensee. Nationaldenkmal für Viktor Emanuel II. Wiederherstellung des Isartores in München.

Verteilung des Heizwertes der Steinkohle auf ihre Destillationsprodukte. Kabelkran mit einer festen und einer fahrbaren Stütze. III. internationaler Wohnungshygiene Kongress. Verband schweizer. Drahtseilbahn-Gesellschaften. Elektrischer Automobilbetrieb mit Oberleitung. Gesellschaft der Ingenieure der S. B. B. Römisch-kath. Kirche an der Kannenfeldstrasse in Basel. Oberforstinspektor Dr. J. Coaz. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. G. e. P.: Stellenvermittlung.

Band 57.

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

Nr. 23.

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

Von W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

V. Charakteristik und Nutzeffekte verschiedener Turbinentypen.

Obwohl in Nachstehendem nur die Francisturbinen in ihren verschiedenen Formen und Typen behandelt werden sollen, kann ich nicht umhin, zum Zwecke der Vergleichung auch die Girardturbinen kurz zu berühren.

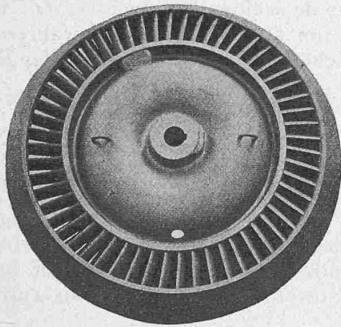


Abb. 22. Laufrad einer Girardturbine.

Es sind dies bekanntlich axiale Druckturbinen, auch Freistrahlturbinen genannt, perspektivisch dargestellt in Abb. 22.

Ueber deren Schaufelkonstruktion habe ich ganz besonders interessante Erfahrungen gemacht, die mir die Unvollkommenheit der bestehenden Theorien bewiesen haben. Da jedoch dieses System als Wasserturbine bei Neuanlagen heute nicht mehr in Frage

kommt, wegen seiner bekannten praktischen Nachteile, so verzichte ich darauf, hier näher auf jenen Punkt einzutreten.

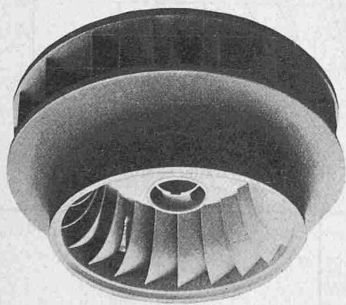
Hingegen findet das System bekanntlich für Dampfturbinen immer mehr Anwendung, jedoch meist mit Schaufelkonstruktionen, mit denen ich bei Wasserturbinen die schlechtesten Wirkungsgrade erzielt habe. Ich gebe gerne zu, dass wegen der Expansion des Dampfes dessen Wirkung auf die Schaufeln eine andere ist als bei Wasser, und erlaube mir deshalb kein Urteil hierüber. Auf Anregung von Herrn Professor Dr. Stodola in Zürich werden gegenwärtig im Maschinenlaboratorium der Königl. Technischen Hochschule Charlottenburg Versuche gemacht über die Verluste in den Schaufeln von Freistrahldampfmaschinen¹⁾, und es würde mich nicht wundern, wenn dabei Resultate

könnten. Für heute nur so viel, dass der Wirkungsgrad einer rationell konstruierten Girardturbine bei partieller Beaufschlagung auch von der bestkonstruierten Francisturbine nicht erreicht wird, wie Abbildung 27 zeigen wird.

Nun zu den Francisturbinen, die bekanntlich radiale Reaktionsturbinen mit äusserer Beaufschlagung sind, und sich einteilen lassen zunächst nach ihrem äusseren, wesentlich verschiedenen Aussehen (siehe Abbildungen 23 bis 25) in folgende drei Hauptgruppen, wobei D_1 den Eintrittsdurchmesser des Laufrades bedeutet:

Abb.	Nach „Hütte“ benannt	Eintrittsbreite b	Ausguss-Durchm. D_2	Eintrittswinkel β_1	Umfangsgeschwindigk. u_1
23	Langsamläufer .	$b < 0,2 D_1$	$D_2 < D_1$	$\beta_1 > 90^\circ$	$u_1 \leq 0,65 \sqrt{2gH}$
24	Normalläufer .	$= 0,2 D_1$	$= D_1$	$= 90^\circ$	$=$ „
25	Schnellläufer . .	$> 0,2 D_1$	$> D_1$	$< 90^\circ$	$>$ „

Abbildung 23 zeigt den ursprünglichen Typus der Francisturbine, der heute nicht mehr für kleinere und mittlere Gefälle angewendet wird, wohl aber in neuester Zeit für Hochdruckanlagen¹⁾, wo die andern Typen zu kleine Abmessungen bekämen und zu rasch laufen würden. Das Bedürfnis nach grösseren Umlaufzahlen zeitigte den Normaltypus nach Abbildung 24, der für mittlere und auch höhere Gefälle am beliebtesten ist, weil er die sicherste Garantie bietet für guten Nutzeffekt, sowohl bei voller als bei teilweiser Beaufschlagung. Für kleinere Gefälle wird auch dieser Normaltyp zu teuer und tritt an dessen Stelle der Vielschlucker, Abbildung 25, nach amerikanischer Bauart, allgemein Schnellläufer genannt. Er findet aber auch für höhere Gefälle Anwendung, wenn es sich darum handelt, möglichst hohe Umlaufzahlen zu erreichen, wie dies für elektrische Zentralen bekanntlich von besonderem Vorteil ist. Da jedoch bei diesem Schnellläufertypus die Schaufelkonstruktion für die Berechnung ausserordentlich schwierig wird und deshalb, wie aus Abbildung 27 ersichtlich, bezüglich Nutzeffekt oft bedeutend zu wünschen übrig lässt, mag es angezeigt sein, in Folgendem etwas länger bei diesem Typus zu verweilen.



Francisturbinen-Laufräder.

Abb. 23. Langsamläufer $D_2 < D_1$.

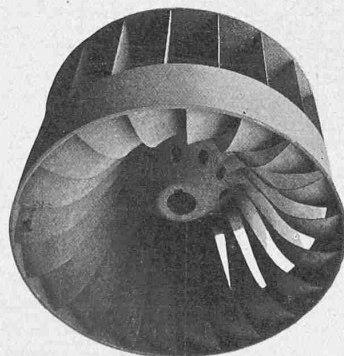


Abb. 24. Normalläufer $D_2 = D_1$.

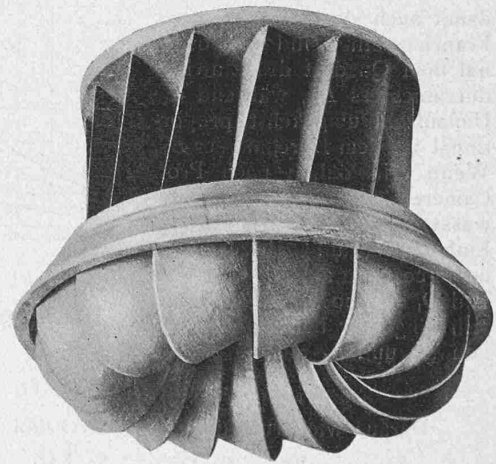


Abb. 25. Schnellläufer $D_2 > D_1$.

zu Tage gefördert würden, die mit den meinigen Aehnlichkeit hätten. In diesem Falle könnte es dann vielleicht Interesse bieten, auf meine diesbezüglichen an Freistrahldampfturbinen gesammelten Beobachtungen zurückzukommen, insofern als auch diese unter Umständen zur Aufklärung in dieser überaus wichtigen Frage ein Scherflein beitragen

Die amerikanischen Turbinenfabrikanten haben diese Schnellläufer mit allerlei hochtrabenden Namen getauft, während man in Europa auch diese allgemein mit dem Namen Francisturbinen benennt, jedoch mit Klassifizierung nach ihrer Charakteristik.

¹⁾ Z. d. v. d. J. 1910, S. 2159.

¹⁾ U. a. am Albulawerk mit $H = \text{rd. } 150 \text{ m}$, von Escher Wyss & Cie. ausgeführt, s. Schweiz. Bauzeitung, Bd. LII, S. 203.

Was ist die *Charakteristik* einer Turbine? Darüber bestehen verschiedene Auffassungen¹⁾, und jede derselben hat ihre gute Begründung und Berechtigung. Ausser den oben erwähnten charakteristischen Merkmalen $\frac{b}{D_1}$ und $\frac{D_2}{D_1}$, welche die äusserliche Form einer Francisturbine bestimmen, gibt es eine innere Charakteristik, die sich auf die Schaufelkonstruktion bezieht und die Durchflussverhältnisse des Wassers durch das Laufrad, die durchfliessende Wassermenge und die Umfangsgeschwindigkeit bzw. Umlaufzahl bedingt.

Wenn eine Turbine vom Eintrittsdurchmesser D_1 des Laufrades unter dem Gefälle H^m die Wassermenge Q^{m^3} schluckt bei n Uml./Min., und hierbei eine Leistung N^{PS} ergibt, so reduzieren sich bekanntlich für $H_1 = 1$ m Gefälle diese Werte auf:

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}, n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}, N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}}$$

Die innere Charakteristik kann man nach Baashuus²⁾ entweder durch $k_Q = n_1 \sqrt{Q_1}$ oder durch $k_N = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}}$ ausdrücken. Ich für meinen Teil ziehe die erste Formel vor, weil in der zweiten der Wirkungsgrad enthalten ist, den wir bei einer neu zu konstruierenden oder bei einer zu untersuchenden Turbine nicht zum voraus kennen.

Diese Charakteristik k_Q einer Turbine bildet einen Masstab für ihre Leistungsfähigkeit bezüglich der mit einer gewissen Wassermenge Q_1 bei $H = 1$ m Gefälle zu erzielenden grösstmöglichen Umlaufzahl n_1 . Sie wird deshalb auch *spezifische Drehzahl* n_s genannt, also $n_s = n_1 \sqrt{Q_1}$; dieser Wert ist konstant für alle Durchmesser derselben Laufradserie.

Wenn wir demnach zwei beliebige Francisturbinen von ungleichen Eintrittsdurchmessern D_1 und unter verschiedenen Gefällen H bezüglich ihrer spezifischen Umlaufzahl n_s miteinander vergleichen wollen, so würde es nach Obigem genügen, für jede derselben $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ und $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$ zu bestimmen für $H = 1$ m Gefälle, woraus unmittelbar $n_s = n_1 \sqrt{Q_1}$. Damit wären aber diese Turbinen nicht genügend charakterisiert, denn es interessiert uns ebenso sehr die Schluckfähigkeit Q_1 und die Umlaufzahl für jede derselben zu kennen, wenn sie den gleichen Durchmesser hätten, z. B. $D_1 = 1,00$ m.

Die Schluckfähigkeit, und damit auch die Leistung einer Francisturbine, sind proportional dem Quadrat des Eintrittsdurchmessers D_1 , während die Umlaufzahl umgekehrt proportional ist dem Durchmesser D_1 . Wenn wir daher nach Prof. Camerer mit Q_1^1 die Einheitswassermenge, und mit n_1^1 die Einheitsdrehzahl bezeichnen, beide bezogen auf $H_1 = 1,00$ m und $D_1 = 1,00$ m, so reduzieren sich obige für beliebige Durchmesser D_1 erhaltenen Werte von Q_1 und n_1 auf:

$$Q_1^1 = \frac{Q_1}{D_1^2}, \text{ und } n_1^1 = n_1 D_1.$$

Daraus wiederum die spezif. Drehzahl

$$n_s = n_1^1 \sqrt{Q_1^1} = n_1 \sqrt{Q_1}$$

Je grösser der Wert von n_s umso kleiner und billiger wird eine Turbine, und umso schneller läuft sie für einen gegebenen Fall, was für elektrische Zentralen natürlich von hoher Bedeutung ist. Nun verlangen letztere bei Drehstrom auch ganz bestimmte Umlaufzahlen, und dadurch sind die Ansprüche an den Turbinenbauer heute ganz bedeutend

gestiegen, wenn er allen möglichen Fällen von H , Q und n entsprechen soll. Während er früher mit einer einzigen Serie von Laufrädern mit demselben Werte von n_s , z. B. mit normalen Francisturbinen, von verschiedenen Durchmesser auskommen konnte, muss er heute mehrere Serien mit verschiedenen n_s zur Verfügung haben, jede mit einer ganzen Reihe von Durchmessern. Dadurch ist die serienweise Fabrikation von Turbinen, die zuerst von den Amerikanern praktiziert wurde, nun auch in Europa ganz allgemein geworden. Früher dagegen glaubte man, eine Turbine müsse genau nach den Verhältnissen entworfen werden, für die sie bestimmt sei, damit das Ergebnis ein gutes werde.

Wie weit man es heute mit der *Schluckfähigkeit* Q_1 der Turbinen gebracht hat, zeigt Abbildung 26 für Durchmesser $D_1 = 0,50$ m bis 1,800 m des Laufrades und für $H = 1$ m Gefälle. Hiernach schluckt z. B. eine Trumpturbine etwa vier mal so viel Wasser wie eine normale Girardturbine, oder etwa zweieinhalb mal so viel wie eine normale Francisturbine von demselben Durchmesser D_1 . In diesem Diagramme kommt nur Q_1 zum Ausdruck, während zur Erhöhung der spezifischen Drehzahl n_s die Umfangsgeschwindigkeit $u_1 = \frac{D_1 n_1}{19,1} = k \sqrt{2gH}$ noch mehr beiträgt als Q_1 . Es werden deshalb heute Francisturbinen gebaut mit u_1 bis zu $0,90 \sqrt{2gH}$, was in diesem Masse allerdings nicht empfehlenswert ist, wie wir sehen werden.

Wie schwierig es ist, mit hoher Charakteristik n_s auch guten *Wirkungsgrad* zu vereinigen, zeigt am deutlichsten Abbildung 27 nebst folgender Tabelle für einige der bekannteren Turbinentypen, sowohl amerikanischer als europäischer Herkunft.

Die meisten dieser Versuche habe ich selbst ausgeführt, einige davon sollen bei Besprechung von Beispielen einlässlicher behandelt werden; die übrigen Resultate sind zuverlässigen Quellen entnommen. Geschäftliche Rücksichten gebieten, die Namen der betreffenden Fabrikanten nicht nur bei den schlechten, sondern auch bei den guten Exemplaren zu verschweigen.

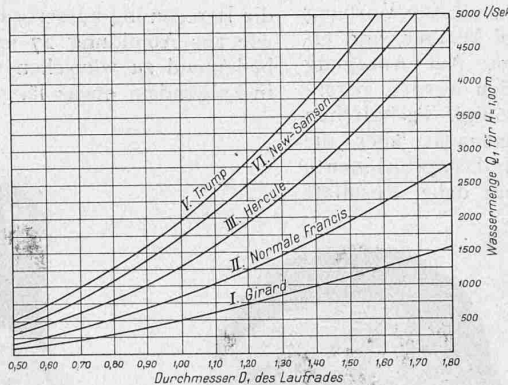


Abb. 26. Schluckfähigkeit einiger Turbinensysteme.

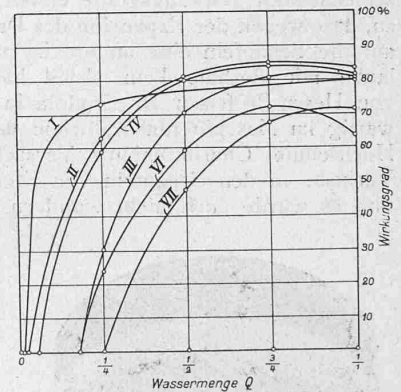


Abb. 27. Wirkungsgrad-Kurven.

Typus	$\frac{b}{D_1}$	$\frac{D_2}{D_1}$	$k = \frac{n_1}{\sqrt{2gH}}$	n_1^1	Q_1^1 l/sek.	$n_s = n_1^1 \sqrt{Q_1^1}$	Wirkungsgrad % für $Q_1^1 =$			
							$1/1$	$3/4$	$1/2$	$1/4$
I. Girard normal	—	—	0,495	42	0,480	29	80	78,5	77	73
II. Francis „	0,20	1,00	0,64	54	0,750	47	83	85	81	63
III. Francis A	0,45	1,17	0,64	54	1,260	60,5	81	81	70,5	29,5
IV. „ B	0,38	1,20	0,64	54	1,450	65	81,3	84,5	80,3	60
V. „ C	0,50	1,18	0,73	61	2,042	87	66	69,5	68,5	41
VI. „ D	0,44	1,30	0,89	75	1,700	98	63,5	72,5	60	24
VII. „ E	0,36	1,30	0,92	78	1,850	106	71,8	67,8	49,1	0
VIII. „ F	—	—	0,745	63	2,050	90	86,5	76	59	16
IX. „ G	—	—	0,745	63	2,000	89	75	79,5	72	—
X. „ H	0,50	1,28	0,79	67	2,250	100	74	80,5	69	18
XI. „ J	—	—	0,77	65	2,080	94	76	81,5	68	26

¹⁾ vergl. Prášil, Schweiz. Bauzeitung, Bd. XIV, Nr. 7—13, Schmitt-henner, Z. d. V. d. J. 1903, S. 841, Baashuus Z. d. V. d. J. 1905, S. 92, Hónold & Albrecht, Francisturbinen 1910.

²⁾ Baashuus Z. d. V. d. J. 1905, S. 92.

Nr. V, VI und VII sind amerikanischer Herkunft. Die Regulierung der Turbine III geschah mittels Perspektivschütze zwischen Leit- und Laufrad; bei allen andern dagegen war Fink'sche Drehschaufelregulierung angebracht, mit Ausnahme natürlich der Girardturbine, die wie gesagt nur zum Ver- gleiche dienen soll.

Während die Amerikaner, die die Möglichkeit grosser Leistungsfähigkeit der Francisturbinen zuerst erkannt und durch vorbildliche Typen bewiesen haben, auf empirischem Wege im allgemeinen nicht zu guten Resultaten gelangt sind, ist es einigen europäischen Firmen gelungen, die amerikanischen Konstruktionen auf Grund wissenschaftlicher Studien ganz grossartig zu vervollkommen. Es ist nämlich, wie schon bemerkt, ausserordentlich schwierig, bei grosser Schluckfähigkeit Q_1 und hoher Umfangsgeschwindigkeit u_1 die verschiedenen Bedingungen für guten Nutzeffekt richtig mit einander zu verbinden, um so mehr als Q_1 und u_1 unter sich in gewissem Masse in Widerspruch stehen.

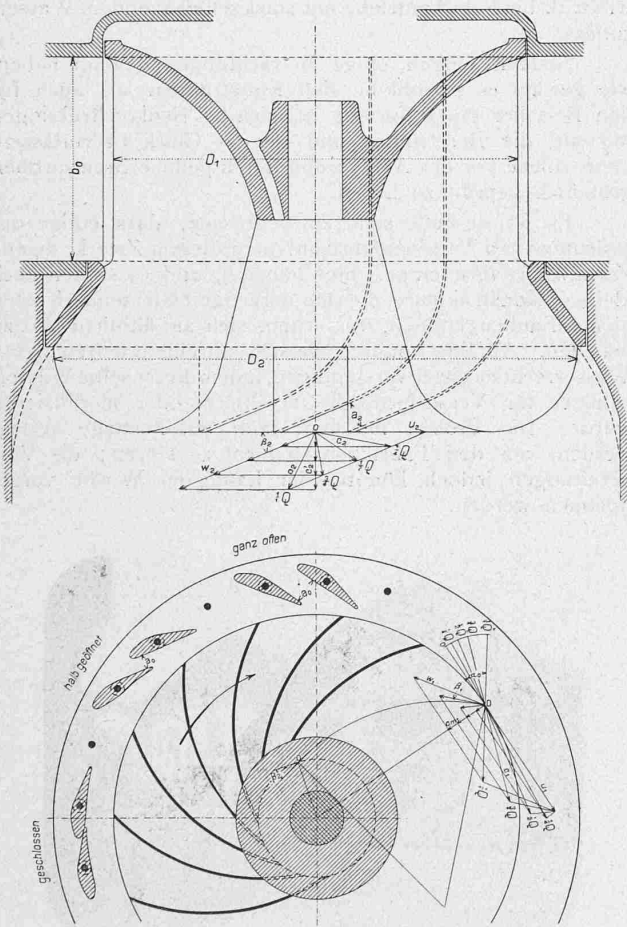


Abb. 28. Schaufelschnitt eines Schnellläufers.

An Hand von Abbildung 28 mögen deshalb einige *allgemeine Gesichtspunkte* über die bezüglichen Verhältnisse erörtert werden. Bei den älteren Turbinenkonstruktionen galten bekanntlich als Grundbedingungen: stossfreier Eintritt und axialer Austritt. Dies war leicht zu erreichen, weil die Leitschaufeln fest waren.

Bei den Francisturbinen dagegen mit drehbaren Leitschaufeln ändern sich Richtung und Geschwindigkeit des Wassers mit der Beaufschlagung, sowohl am Eintritt als am Austritt des Laufrades. Bekanntlich sucht man hier für $\frac{3}{4} Q$ den grössten Wirkungsgrad zu erreichen, damit dieser bei abnehmender Wassermenge nicht zu stark zurückgeht. Man wählt deshalb die Schaufelform so, dass für diese Beaufschlagung der Eintritt des Wassers stossfrei erfolgt (siehe Abbildung 28). Für alle andern Öffnungen herrscht Stossverlust, doch scheint dieser nicht so bedeutend zu sein,

wie man früher annahm. Auch hat die Erfahrung gelehrt, dass der bei kleiner Öffnung grosse Spalt keinen ungünstigen Einfluss ausübt.

Am Eintritt ist die Meridiankomponente c_{m1} der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_1 proportional der Wassermenge Q , und daraus kann man nach Honold & Albrecht¹⁾ für jedes gewünschte Q die Eintrittsdreiecke konstruieren.

Darnach nimmt c_1 mit abnehmender Beaufschlagung zu, was auch ganz begreiflich ist, weil dann das Verhältnis $\frac{F_0}{F_2}$ und damit auch der Reaktionsgrad kleiner wird. In Folge dessen ist die Wassermenge Q nicht proportional mit der Schaufelöffnung, wie abermals aus Abbildung 28 hervorgeht, sowie aus späteren Beispielen.

Bedeutend mehr Wichtigkeit als der Eintritt hat für den Wirkungsgrad die Austrittspartie; sie ist ausser für den Austrittsverlust bestimmend für die Schluckfähigkeit der Turbine. Damit der Austrittsverlust klein ausfalle, soll der Austrittsquerschnitt F_2 möglichst gross und der Austrittswinkel β_2 möglichst klein sein. Hierin liegt ein grosser Mangel amerikanischer Konstruktionen, indem dort, um grosses Q zu erreichen, nicht selten $\beta_2 = 40^\circ$ gewählt wird, sodass der Austrittsverlust 20% und mehr ausmacht. Von diesen können allerdings eventuell einige Prozente durch ausgeweitetes Saugrohr wiedergewonnen werden, aber nur dann, wenn letzteres genügend lang und wenn keine Wirbel darin auftreten.

Grosse Schluckfähigkeit Q erfordert grosse relative Durchflussgeschwindigkeit w , und damit grössere Reibungsverluste im Verhältnis zu w^2 . Ferner bedingt grosses Q wie schon bemerkt grossen Ausflussquerschnitt F_2 , daher löffelartige Schaufeln, wenn man den Austrittsverlust in den gewohnten Grenzen von 5% bis höchstens 8% halten will.

Für die Umfangsgeschwindigkeit u_1 ist eine praktische obere Grenze gesteckt bei etwa $0,80 \sqrt{2gH}$; sonst wird der Winkel β_1 zu klein, die Schaufel zu lang, und wachsen die innern Widerstände zu sehr. Zwar braucht man betreff Einhaltung der berechneten Umlaufzahl n_1 nicht gar so ängstlich zu sein, indem die Francisturbinen die angenehme Eigenschaft besitzen, bei vermindertem n_1 nicht viel am Nutzeffekt zu verlieren. Beim Diagramm des letzteren verschiebt sich dann vielmehr sein Höhepunkt bei abnehmender Beaufschlagung nach links. Die Schaufeln dieser Schnellläufer werden behufs günstigerer Austrittsverhältnisse aus Blech gefertigt, zwischen Schaufelklötzen gepresst und dann eingegossen. Wenn nun die Schaufeln, wie oft gebräuchlich, doppelt und dreifach gekrümmt sein sollen, so bilden sich leicht Falten am Rande und Risse in der Mitte des Schaufelbleches. Deshalb empfiehlt sich vielleicht einfache Krümmung wie in Abbildung 28; denn es ist ohnehin schwierig genug, die stark löffelartige Form beim Austritt herauszukriegen. Allerdings besteht so eine gewisse Kontraktion am innern Radumfang; diese lässt sich aber bei so kleinem Durchmesser nicht verhüten, auch dann nicht, wenn das Schaufelende evolventenförmig und der übrige Teil doppelt gekrümmt ist. Uebrigens betrifft diese Kontraktion nur einen kleinen Teil des Ausflussquerschnittes, und zwar gerade jenen, aus dem am wenigsten Wasser ausfliesst.

Ausser unter sich parallel gerichtet zu sein, sollten die Wasserfäden zur Erzielung guten Wirkungsgrades in absoluter Richtung senkrecht zum Umfange aus dem Laufrade austreten. Wiewohl dies nach Abbildung 28 bei dem eingezeichneten Schnitte für $\frac{3}{4} Q$ angenähert zutrifft, ist es im allgemeinen nicht möglich, diese Bedingung zu erfüllen, indem es zweckmässig ist, $w_2 = u_2$ zu machen für $\frac{3}{4} Q$, damit der Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ für Beaufschlagungen zwischen $\frac{3}{4}$ und $\frac{1}{2} Q$ ein Minimum wird.

¹⁾ Die Francisturbinen, von Honold & Albrecht, Verlag der Polytechnischen Buchhandlung R. Schulze in Mittweida 1910.

Bei kleineren Q wird c_2 sogar sehr schief gerichtet, was eine schraubenförmige Bewegung des Wassers im Saugrohr bewirkt, womit auf Kosten des Wirkungsgrades Wirbel und Störungen verursacht werden.

Die am schwierigsten zu erfüllende weitere Bedingung ist, dass die axiale Komponente c_2 des austretenden Wasserstrahles an jeder Stelle des Schaufelprofils ungefähr gleich gross sei wie die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr, damit keine Stossverluste auftreten.

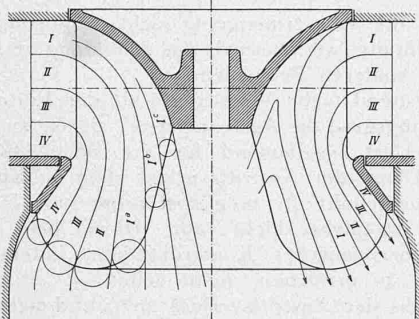


Abb. 29. Schichtkurven für Berechnung eines Schnellläufers.

Zur rechnerisch konstruktiven Feststellung des Austritts denkt man sich bekanntlich das Schaufelprofil nach Abbildung 29 links, in mehrere kleine Teilturbinen zerlegt. Dabei beruht jedoch der Verlauf der Schichtlinien auf Schätzungen und Annahmen, die das Ergebnis der Rechnung unsicher machen, umso mehr, als letztere sich dadurch bedeutend kompliziert, dass jene Schichtkurven hier die Schaufelkanten sowohl am Eintritt als am Austritt unter schiefem Winkel schneiden. Besonders schwierig zu behandeln sind die Austrittsverhältnisse der innern Partie I. Zudem ist gar nicht gesagt, dass in Wirklichkeit nicht Verschiebungen der Wasserfäden vorkommen. Die Konstruktion muss gewöhnlich unter verschiedenen Annahmen mehrmals wiederholt werden, bis sie mit der Berechnung stimmt, d. h. bis die Bedingung $Q = F_0 c_1 = F_2 w_2$ so erfüllt ist, wie wir es wünschen.

Dabei ist die Leitradbreite b_0 in vier gleiche Teile zerlegt worden, entsprechend gleicher Schluckfähigkeit. Die entsprechenden vier Arbeitsstufen im Laufrade verarbeiten aber nur bei voller Beaufschlagung gleiche Wassermengen. Die Ungleichheit wird umso grösser, je kleiner Q wird, und es wird bei Partie I sogar der Fall eintreten, dass kein Wasser mehr austritt, sondern aus dem Saugraum bereits verarbeitetes Wasser wieder angesogen wird (siehe Abbildung 29 rechts). Dies kommt vor, sobald der Spaltdruck so klein geworden ist, dass er die Zentrifugalkraft des Wassers nicht mehr zu überwinden vermag. Dass dann der Wirkungsgrad stark zurückgehen muss, ist einleuchtend, indem dann im Innern des Laufrades Stösse und Wirbel entstehen.

Je kleiner die Umfangsgeschwindigkeit u_1 einer Turbine, desto geringer werden Reaktionsgrad und Spaltdruck, und umso eher tritt daher bei veringertem Beaufschlagung diese störende Wirkung des Laufrades ein. Andererseits fällt diese umso bedeutender aus, je grösser der Unterschied zwischen dem äussern und innern Ausgussdurchmesser D_2 ist, d. h. je tiefer das Schaufelprofil ist. Die Schnellläufer sind deshalb trotz hoher Umfangsgeschwindigkeit bei partieller Beaufschlagung ebenso sehr obigem Uebelstande unterworfen wie Langsamläufer bei kleiner Umfangsgeschwindigkeit.

Der Umstand, dass bei Turbinen mit hoher Charakteristik n_s der Wirkungsgrad mit abnehmendem Q schneller sinkt als bei normalen Francis-turbinen, hat natürlich mehr denn Bedeutung, wenn nur eine Turbine aufgestellt werden kann oder soll. Erfordert oder erlaubt der Betrieb bei stark schwankendem Wasserzufluss relativ hohe Umlaufzahl, so empfiehlt es sich zuweilen, zwei einzeln regulierbare Tur-

binen auf derselben Welle zu vereinigen. Sind diese für $\frac{2}{3} Q$ und $\frac{1}{3} Q$ gebaut, so kann man für normale Francis-turbinen von $\frac{1}{1} Q$ an bis zu $\frac{1}{4} Q$ und entsprechend günstiger Verteilung des Wassers auf die beiden Turbinen nahezu konstanten Nutzeffekt von etwa 80% erreichen. Für elektrische Zentralen ist durch Anwendung mehrerer Einheiten ebenfalls die Möglichkeit geboten, auch mit Schnellläufern bei wenig Wasser guten Wirkungsgrad zu erreichen.

Mit oben dargestellten charakteristischen Merkmalen der Francis-turbinen glaube ich bewiesen zu haben, wie vorsichtig man in der Anwendung dieser modernen Schnellläufer sein sollte, die nur da zu empfehlen sind, wo sie wirkliche Vorteile bieten. Dagegen ist es üblich geworden, sie nur wegen ihrer Billigkeit oft auch da vorzuschlagen, wo eine normale Francis-turbine viel eher am Platze wäre, wie z. B. für Fabrikantriebe mit stark schwankendem Wasserzufluss.

Sodann mögen obige Betrachtungen gezeigt haben, wie gewagt es sowohl für den Konstrukteur als auch für den Besteller einer Turbine ist, sich bei Neukonstruktionen nur auf die Berechnung und auf das Glück zu verlassen, ohne solche vor der Ablieferung durch genaue Bremsproben gründlich geprüft zu haben.

Es ist deshalb sehr zu begrüßen, dass einige der bedeutendsten Turbinenfabrikanten zu diesem Zwecke eigene *Versuchsanstalten* eingerichtet haben¹⁾, und es sollten auch kleinere Konstrukteure, die sich derartige bedeutende Kosten nicht erlauben können, versuchen, sich auf ähnliche Art zu behelfen. Allfällig könnten sie sich mit einem befreundeten Wasserrechtsbesitzer verständigen, indem dieser seine Wasserkammer für Versuchszwecke erweitern oder modifizieren würde. Die Proben müssten dann auf Festtage verlegt werden, um den Fabrikbetrieb nicht zu stören; die Vorbereitungen jedoch könnten im Laufe der Woche vorgenommen werden.



Baustelle für das neue Post- und Telegraphengebäude Murten.

Bequemer ist es natürlich für den Konstrukteur, in der eigenen Werkstätte eine Versuchsanstalt zu haben, in der ein sog. Kreislauf eingerichtet werden kann, nach dem Vorbilde des Maschinen-Laboratoriums unseres Eidgen. Polytechnikums²⁾. Von einem zu errichtenden Hochbehälter aus würde das Wasser der Turbine zufließen, um nach der Messung im Abflusskanal sofort wieder mittelst Zentrifugalpumpe in das Bassin emporgehoben zu werden. Letzteres brauchte für vorliegenden Zweck nicht hoch zu liegen, könnte aber immerhin nur für kleinere Turbinenmodelle genügen. (Schluss folgt.)

¹⁾ Vergl. Die Turbinen-Versuchsanstalten der Firma J. M. Voith in Heidenheim. Verlag von Julius Springer, Berlin 1909.

²⁾ Siehe Schweiz. Bauzeitung, Band XLII, Seite 187 und ff. (auch als Sonderabdruck erhältlich), sowie Z. d. V. d. J. 1904, S. 1061.