

Wasserkraftmaschinen

Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von
Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen

von

Dipl.-Ing. L. Quantz VDI

Stettin

Achte, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 217 Abbildungen im Text



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1939

Wasserkraftmaschinen

Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von
Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen

von

Dipl.-Ing. L. Quantz VDI

Stettin

Achte, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 217 Abbildungen im Text



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1939

ISBN 978-3-662-35780-4 ISBN 978-3-662-36610-3 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-36610-3

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1929 and 1939 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer, Berlin 1939

Vorwort zur achten Auflage

Vor 32 Jahren schrieb ich die erste Auflage. Damals war die Francis-Turbine, besonders durch die Lehrtätigkeit von Professor Pfarr, Darmstadt, bekannt geworden, und von vielen Seiten wurde für die Ausnutzung der unerschöpflichen Energie der „weißen Kohle“ geworben, damit kein Raubbau an dem Volksvermögen der schwarzen Kohle getrieben werde. Die Firmen: Voith, Escher-Wyss, Lutter, Briegleb-Hansen, Queva u. a. hatten sich für die Verbreitung der Turbinen, besonders der Francis-Turbine, eingesetzt und für ihre Vervollkommnung gesorgt.

Seitdem sind große Veränderungen im Wasserturbinenbau erfolgt, aber mein stetes Bestreben war es, mein Büchlein den Fortschritten anzupassen. Daher sind auch aus der ersten Auflage nur wenige Abbildungen erhalten geblieben; eigentlich nur solche, welche die geschichtliche Entwicklung oder theoretische Vorgänge darstellen. Durchschnittlich alle $4\frac{1}{2}$ Jahre ist eine neue Auflage von 2—3000 Stück notwendig geworden, und dies darf ich wohl zu meiner Genugtuung feststellen, um so mehr als das Büchlein auch in mehrere Fremdsprachen übersetzt worden ist.

In der vorliegenden achten Auflage sind wieder veraltete Formen und Erkenntnisse durch solche ersetzt worden, die der letzten Entwicklung des Wasserturbinenbaues entsprechen. Besonders wurde der ungeahnten Entwicklung der Propeller-Turbinen Rechnung getragen, welche in den letzten Jahren die Francis-Turbinen auch bei größeren Gefällhöhen vielfach verdrängt haben. Beibehalten wurde

aber von mir, wie bei allen seitherigen Auflagen, einerseits die elementare Behandlung, welche für die Grundlagen der Turbinentheorie vollkommen ausreicht, und andererseits die Theorie der vereinfachten Wasserströmung, also die sogenannte „Stromfadentheorie“, trotz der ihr anhaftenden Willkürlichkeit. Sie bildet aber auch heute noch den Ausgangspunkt für den Entwurf der Turbinenlaufräder. Entsprechende Hinweise auf neuere Anschauungen und ihre Literatur werden den Lesern, die sich eingehender vertraut machen wollen, willkommen sein.

So möge auch die achte Auflage ihren Zweck als „Einführung“ erfüllen und mit dazu beitragen, daß der Wasserturbinenbau in Deutschland, welcher in den letzten Jahren fast gänzlich brach gelegen hat, einen neuen Auftrieb erhält zum Wohle des Volks-Ganzen.

Stettin, im Dezember 1938.

Dipl.-Ing. L. Quantz

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Wasserkraftanlagen.	
1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten . . .	1
A. Wasserkräfte und ihre Bedeutung	1
B. Ausnutzung der Wasserkräfte	2
C. Vorarbeiten	6
2. Wassermessung	7
A. Allgemeines	7
B. Messung durch Überfall	8
C. Woltmannscher Flügel	9
D. „Schirm“-Messung	11
3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen	12
A. Wehre	12
B. Offene Zuleitungen zu Kraftanlagen — Berechnung des Kanal- gefälles	17
C. Rohrleitungen	20
4. Einlaßschützen und Rechen	25
A. Einlaßschützen	25
B. Rechen	30
II. Allgemeines über Wasserkraftmaschinen.	
5. Arten der Wasserkraftmaschinen, Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen	32
6. Turbinen-Arten	36
A. Überdruckturbinen	36
B. Freistrahlturbinen	37
7. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen	39
8. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydrodynamik	42
9. Die Arbeitsleistung des Wassers in Turbinen	46
A. „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“	46
B. Die Turbinen-Hauptgleichung	48
10. Verhalten der Turbinen bei wechselndem Gefälle	51
A. Änderung der Umlaufzahl n	51
B. Änderung der Wassermenge Q	51
C. Änderung der Leistung N	52
11. Spezifische Drehzahl n_s	53

III. Francis-Turbinen.		Seite
12. Konstruktionsformen		56
13. Allgemeine Berechnungsgrundlagen bei Francis-Turbinen		59
A. Laufrad. — Einfluß des Winkels β_1 auf Schaufelform und Drehzahl		59
B. Saugrohr und Kavitation		63
C. Verhältnisse bei Regelung der Turbine		66
14. Berechnung der Francis-Turbine		68
A. Normalläufer		68
B. Schnelläufer		72
15. Konstruktion der Laufradschaufel.		76
A. Schaufelschnitte		77
B. Übertragung und Radialschnitte		78
C. Modellschnitte und Schaufelklotz.		80
16. Regelung der Francis-Turbinen. — Leitschaufeln. — Kennlinien		82
A. Zweck der Regelung.		82
B. Drehbare Leitschaufeln		83
C. Der Regler.		86
D. Kennlinien und Wirkungsgradkurven.		89
17. Spurlager		92
A. Einfache Ringspurlager		92
B. Kugelspurlager		94
C. Segment-Drucklager		95
D. Berechnung der Spurlager.		96
18. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen		97
A. Wasserkammer. — Stehende Welle.		97
B. Wasserkammer. — Liegende Welle.		104
C. Rohrzuleitung. — Gehäuseturbinen		109
IV. Propeller- und Kaplan-Turbinen.		
19. Entwicklung, Wirkungsweise und Radformen		116
20. Regelung der Propeller- und Kaplan-Turbinen		122
A. Einfluß auf Wasserbewegung und Wirkungsgrad.		122
B. Regelantriebe bei Kaplan-Turbinen.		124
21. Aufstellungsarten von Propeller- und Kaplan-Turbinen		126
22. Berechnungsgrundlagen		131
A. Allgemeines		131
B. Berechnungsbeispiel		134
V. Freistrahlturbinen.		
23. Allgemeines. — Aufbau und Regelung.		137
24. Berechnungen und Konstruktionsannahmen		146
25. Berechnungsbeispiel		150

Literaturverzeichnis.

Wasserkraftanlagen.

- Ludin, Die Wasserkräfte, ihr Ausbau usw., Berlin: Julius Springer, 1923.
Mattern, Die Ausnutzung der Wasserkräfte, Berlin: Engelmann, 1921.
Schlotthauer, Über Wasserkraftanlagen, München: Oldenbourg, 1923.
Sympher, Die Wasserwirtschaft Deutschlands und ihre Aufgaben, 2 Bände, 1922.
„Die Wasserkraft - Wirtschaft Deutschlands.“ Herausgegeben vom Deutschen
Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verband 1930.

Turbinentheorie.

- Bánki, Energie-Umwandlungen in Flüssigkeiten, Bd. I: Einleitung in die Kon-
struktionslehre der Wasserkraftmaschinen usw., Berlin: Julius Springer, 1921.
Brauer, Turbinentheorie, Leipzig: Hirzel.
Escher-Dubs, Theorie der Wasserturbinen, Berlin: Julius Springer, 1924.
Spannhake, Kreiselräder als Pumpen u. Turbinen, I. Bd. Berlin: J. Springer, 1931.

Wasserkraftmaschinen.

- Camerer, Berechnungen bei Francisturbinen, Forschungsheft Nr. 139.
Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, Berlin: Engelmann, 1924.
Honold-Albrecht, Francisturbinen, Mittweida: R. Schulze, 1910.
Thomann, Wasserturbinen, Stuttgart: Wittwer, 1924.
Müller, Die Wasserräder, Leipzig: M. Schäfer, 1930.
Kaplan-Lechner, Turbinen-Schnelläufer, München: Oldenbourg, 1931.
Regeln für Abnahme-Versuche, Berlin: VDI-Verlag, 1936.

Turbinen-Regulatoren.

- *Bauersfeld, Autom. Regulierung von Turbinen, Berlin: Julius Springer, 1905.
Budau, Regulierung hydraulischer Motoren, Wien und Leipzig: Fromme
Druckschriften von J. M. Voith, Heidenheim u. Escher Wyss, Ravensburg

Zeitschriften.

- Schweizerische Bauzeitung.
„Wasserkraft und Wasserwirtschaft.“
Z. d. Vereins deutscher Ingenieure.

* Vergriffen!

I. Wasserkraftanlagen.

1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten.

A. Wasserkräfte und ihre Bedeutung.

„Wasserkräfte“, d. h. in Gewässern aufgespeicherte Energien, stehen uns überall zur Verfügung, denn jedes Gewässer, ob stehend oder fließend, ließe sich durch Stauung und Ableitung zur Arbeitsleistung heranziehen. Vielfach werden aber im Vergleich zu der erzielten Arbeitsleistung die Anlagekosten derart hohe, daß sich die Ausnutzung nicht lohnen würde.

Dies tritt vor allen Dingen bei Flüssen des Flachlandes auf, weil hier zwar in der Regel große Wassermengen vorhanden sind, aber vielfach das Gefälle zu gering ist, so daß umfangreiche Wehr- und Kanalbauten notwendig werden und doch nur geringe Leistungen herausgeschlagen werden können. Trotzdem sind aber im Tieflande viele wirtschaftlich günstige Anlagen zu finden. Erwähnt seien z. B. nur einige pommersche Kraftwerke, wie z. B. bei Lietzow und bei Lebbin an der Rega (zus. 5300 PS), in Rosnow an der Radüe (6900 PS), bei Krien und Klaushof an der Stolpe (zus. 7400 PS) und das Kraftwerk am Glambocksee bei Stolp mit 5500 PS. Zur Zeit stehen den pommerischen Überland-Kraftwerken 13 Wasserkraftwerke mit zusammen etwa 40000 PS zur Verfügung, die jährlich rund 60 Mill. kWh liefern.

Beachtenswert ist ferner ein großes Wasserkraftelektrizitätswerk von ungefähr 11500 PS in Hemelingen bei Bremen, welches in einer zur Weserkorrektur notwendig werdenden Wehr- und Schleusenanlage errichtet wurde und dadurch Energien ausnützt, welche sonst verlorengegangen wären. (Abb. 18 später.)

Gebirgige Gegenden sind natürlich reicher an ausnutzbaren Wasserkräften, so z. B. Mittel- und Süddeutschland, Österreich, die Schweiz, vor allem aber Schweden und Norwegen sowie die Vereinigten Staaten von Nordamerika. In der Schweiz stehen noch reiche Kraftquellen zur Verfügung, und dies kommt dem Lande um so mehr zugute, als es keine Kohlenschätze aufzuweisen hat. Im Jahre 1935 waren dort etwa 2 Millionen PS ausgebaut und es wurden nahezu 5 Milliarden kWh erzeugt. Bayern verfügt über ungefähr 4 Millionen PS, wovon es bereits einen großen Teil im Walchenseewerk, den Werken an der Isar, dem Inn, Lech usw. ausgebaut hat. Die gesamten Wasserkräfte in Großdeutschland werden nach neuesten Schätzungen¹⁾ auf rund 16 Millionen PS angegeben, wovon etwa der dritte Teil zur Zeit ausgenutzt sein wird. Bei 6000 Betriebsstunden im Jahre und einem Kohlenverbrauch von 0,6 kg pro PS-Stunde werden durch Ausnutzung der gesamten deutschen Wasserkräfte also mindestens

¹⁾ Nach Angaben der „Weltkraftkonferenz“, 1930, in Berlin.

$16000000 \cdot 6000 \cdot 0,6 = 57,5$ Millionen t Kohle jährlich erspart. Die Wasserkräfte in Schweden und Norwegen werden auf 21 Millionen PS geschätzt, und es stellen sich dort vielfach Anlage- und Betriebskosten so gering, daß sich der in solchen Anlagen erzeugte elektrische Strom mitunter auf nur 1 Pf. pro Kilowattstunde stellt.

Die Frage, ob sich eine Wasserkraftanlage in einem bestimmten Falle lohnt, ist natürlich nicht ohne weiteres zu beantworten. Es müssen die Anlagekosten erst aufgestellt werden, und hierbei ist im allgemeinen als obere Grenze für lohnenden Ausbau 1000 Mark für die Pferdestärke anzunehmen, bezogen auf die durchschnittliche Jahresleistung. Wird eine solche Anlage an sich dann auch wesentlich teurer als eine Dampfkraftanlage, so ist doch vor allem zu beachten, daß die reinen Betriebskosten (also Ausgaben für Löhne, Schmier- und Putzmaterial, Reparaturen, Versicherungen, aber ohne Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals) nachher nur außerordentlich gering sind.

Die Kosten für ausgeführte Wasserkraftanlagen schwanken bedeutend, und zwar werden im allgemeinen Anlagen mit geringem Gefälle teurer als Hochdruckanlagen. Während 1700 Mk. für die Pferdestärke vor 1914 als oberste Grenze galt, so können als niedrigste Werte bei besonders günstigen Anlagen für Deutschland 180 Mk., für die Schweiz 70 Mk., für Kalifornien etwa 50 Mk. für die Pferdestärke angenommen werden. In letzterem Falle können also auch sehr geringe Stromkosten erzielt werden.

B. Ausnutzung der Wasserkräfte.

Die Ausnutzung der Wasserkräfte kann erfolgen:

- a) durch Anlagen im Flusse selbst,
- b) durch besondere Kanalanlagen,
- c) durch Kanäle und Rohrleitungen, und zwar richtet sich dies nach dem Gelände und den sonstigen örtlichen Verhältnissen.

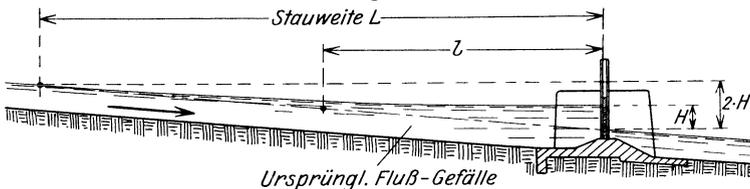


Abb. 1. Stauweiten l und L .

a) **Anlagen im Flusse selbst.** Im allgemeinen werden diese Anlagen einfach. Sie sind auch dort ohne weiteres gegeben, wo die Wasserkraftanlage mit einer Schleusenanlage einer SchiffsstraÙe verbunden wird¹⁾. Durch ein Wehr ist der Fluß aufzustauen und hierbei ist zu beachten, daß sich der Stau bis zu einer ziemlich großen Strecke flußaufwärts bemerkbar macht, also die gesamten Geländebeziehungen berücksichtigt werden müssen. Beträgt die Stauhöhe H m und ist das

¹⁾ Z. B. bei den neueren Anlagen am Main, Neckar, dem Rhein, der Donau usw. (vgl. Abb. 16, 18 u. 20). Auch die in neuester Zeit ausgeführten „Unterwasser-Kraftwerke“ an der Persante (1200 PS) und der Iller (10000 PS) sind unmittelbar in den Staudamm eingebaut (vgl. S. 131).

Flußgefälle, bezogen auf 1000 m Länge I m, so würde der sogenannte statische Stau eine Stauweite $l = \frac{H}{I}$ ergeben, was z. B. bei Talsperren zutrifft. Bei Flüssen ist dagegen mit dem sogenannten hydraulischen Stau zu rechnen und dieser ergibt ungefähr die doppelte Stauweite, nämlich:

$$L = 2 \frac{H}{I}, \text{ vgl. Abb. 1.}$$

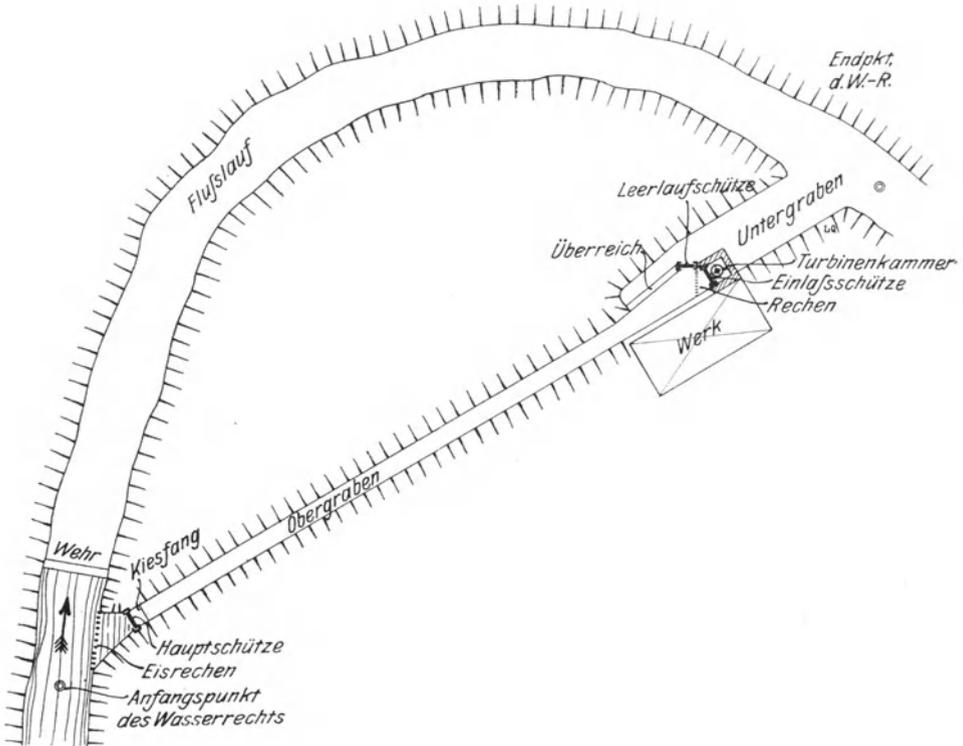


Abb. 2. Anlage mit Zu- und Abführungskanal. (Schematische Darstellung.)

Sollen also z. B. $H = 6$ m Gefällhöhe erzeugt werden und betrug das ursprüngliche Flußgefälle $I = 2:1000$, so erhält man die Stauweite:

$$L = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1000}{2} = 6000 \text{ m} = 6 \text{ km.}$$

Die Staukurve nähert sich, wie Abb. 1 erkennen läßt, mit zunehmender Entfernung immer mehr dem Flußgefälle, also könnte beispielsweise ein zweites Kraftwerk schon etwa in 4,5 km Abstand von dem vorliegenden errichtet werden, falls eine weitere Staustufe errichtet werden soll. Die Stauhöhe ist bei solchen Anlagen unmittelbar das „nutzbare“ Gefälle H .

b) **Kanalanlagen.** Läßt sich das Gefälle nicht unmittelbar durch eine Stauanlage erhalten, so baut man in den Fluß ein Wehr und führt das Wasser durch den Obergraben der Turbine zu, wie Abb. 2 in schematischer Darstellung zeigt. Ist ein geringer Stau vor dem Wehr möglich, so wird die ganze Kanalanlage kürzer bzw. das Gefälle höher.

Das Wehr wird zweckmäßig senkrecht zum Flußlauf eingebaut und der Obergraben nicht unmittelbar davor, sondern ungefähr 20 m oberhalb abgezweigt, damit nicht Treibholz, Eis, Kies usw. direkt dem Graben zutreiben und diesen zusetzen oder gefährden. Auch wird aus diesem Grunde der Einlaufquerschnitt zwei- bis dreimal so groß als der eigentliche Grabenquerschnitt gemacht und am besten dem Flußlaufe parallel gelegt. Der Einlauf selbst ist durch eine Haupt-Einlaßschütze, welche bis über Hochwasser reichen muß, abzuschließen. Vor dem Einlauf befindet sich häufig ein sogenannter Grob- oder Eisrechen, der aber auch weggelassen werden kann, weil er oft nur hinderlich ist. Unmittelbar hinter dem Einlaß, mitunter auch kurz

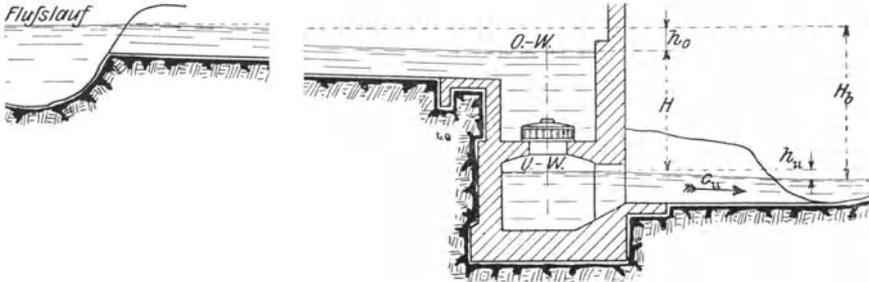


Abb. 3. Roh- und Nutzgefälle.

davor, ist ein sogenannter Kiesfang, in welchem sich Sand und Schlamm absetzen, die durch eine seitliche, von der Kiesschütze verschlossene Öffnung ausgespült werden können.

Das Maschinenhaus liegt am besten ziemlich am Ende der ganzen Anlage, da der Untergraben, weil er mit seiner Sohle sehr tief liegt, meist viel teurer herzustellen ist wie der Obergraben. Letzterer erhält das rechnungsmäßige Sohlengefälle, während der Untergraben auch mit waagerechter Sohle, die in den tiefsten Punkt des Flußbettes einmündet, ausgeführt wird, wie dies in Abb. 3 angedeutet ist. Die Dammkrone des Obergrabens wird, falls angängig, waagrecht vom Einlaufe an ausgeführt, damit bei abgestellter Maschine das Wasser nicht am Maschinenhaus über den Damm läuft, sobald sich der Wasserspiegel in der Ruhe horizontal einstellt. Ist dies aber nicht möglich, so wird zweckmäßig ein Überfall oder Übereich angeordnet, über welchen überschüssiges Wasser ständig abfließen kann.

Der Einlauf in die Maschinenkammer wird nochmals durch einen Rechen sowie eine Schütze gesichert. Unmittelbar daneben befindet sich eine Leerlaufschütze, durch welche das Wasser aus dem Obergraben, den Leerlauf oder Freifluter durchströmend, direkt in den Untergraben gelangen kann.

Die Graben- oder Kanalanlage muß stets so beschaffen sein, daß sie für sich nur wenig Gefälle verbraucht, damit an der Stelle, an welcher sich die Wasserkraftmaschine befindet, noch ein möglichst großes „nutzbares“ Gefälle übrigbleibt. Aus Abb. 3 ergibt sich also z. B., daß die Kanalsohle des Obergrabens nicht mehr geneigt sein darf als zur Beibehaltung einer geringen Geschwindigkeit c_0 unbedingt nötig ist. Dann behält die nutzbare Gefällhöhe

$$H = H_b - (h_o + h_u)$$

einen möglichst hohen Wert! — (Über Bestimmung von h_o und h_u vgl. später unter 3 B.)

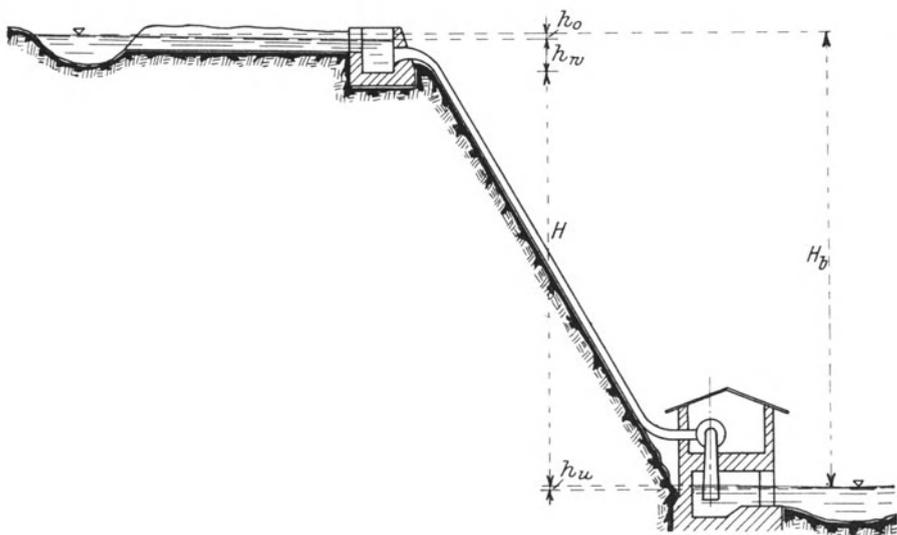


Abb. 4. Anlage mit Kanal und Rohrleitung.

c) Kanäle und Rohrleitungen. Bei größerem Gefälle führt nach Abb. 4 entweder ein offener Kanal oder ein Stollen das Wasser zu einem sogenannten Wasserschloß, an welches sich je nach der Anlage ein Rohr oder mehrere Rohrleitungen anschließen. Hier ist nun von der natürlichen Gefällhöhe H_b nicht allein $(h_o + h_u)$ abzuziehen, sondern noch außerdem eine Widerstandshöhe h_w , die den Gefällverlust in der Rohrleitung darstellt (vgl. S. 25). Es ist in diesem Falle also:

$$H = H_b - (h_o + h_u + h_w).$$

Der Wasserkraftmaschine selbst fällt alsdann die Aufgabe zu: zufließende Wassermenge und nutzbares Gefälle H mit hohem Nutzeffekte zu verwerten.

Beträgt die zufließende Wassermenge Q m³ in der Sekunde, und ist das nutzbare Gefälle zu H m ermittelt, so würde die verfügbare Leistung bekanntlich:

$$1000 \cdot Q \cdot H \text{ mkg/sek}$$

betragen, allerdings unter der Voraussetzung, daß $c_o \sim c_u$, d. h. keinerlei Strömungsenergie des Wassers verwertet wird.

Eine Wasserkraftmaschine, welche einen Wirkungsgrad oder Nutzeffekt η besitzt, würde somit effektiv:

$$Ne = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75} \text{ PS leisten.}$$

Ist z. B. $\eta = 0,75$, so wird also:

$$Ne = 10 \cdot Q \cdot H \text{ PS.}$$

Mit dieser einfachen Beziehung kann man jede vorhandene Wasserkraft überschläglich bewerten. Gute Maschinen der Neuzeit (wie später ersichtlich wird: Francis- und Kaplan-turbinen sowie Tangentialräder) geben jedoch einen besseren Wirkungsgrad ab, und zwar bis 85, ja bis 90 v.H. und mehr, so daß dann die Leistung entsprechend höher wird.

C. Vorarbeiten.

Bevor zum Ausbau einer Wasserkraft geschritten werden kann, sind wichtige Vorarbeiten nötig. Sie erstrecken sich zunächst auf die Ermittlung des natürlichen oder Rohgefälles H_r und der Wassermenge Q . Das Gefälle wird durch Nivellieren ermittelt als Höhenunterschied zwischen dem oberen und unteren Wasserspiegel der auszunutzenden Flußstrecke. In der Regel wird dabei die ganze Strecke in einzelne kürzere Meßstrecken eingeteilt. Festzustellen sind ferner die Schwankungen des Wasserspiegels zu den verschiedenen Jahreszeiten, besonders bei Niedrigwasser und Hochwasser. Letzteres erzeugt z. B. meist Rückstau im Unterlauf des Flusses, so daß also bei großer Wassermenge ein geringeres Gefälle vorhanden sein wird. Allen diesen Schwankungen ist Beachtung zu schenken, da sie die Wahl der Turbinen und ihrer Aufstellung beeinflussen können.

Gleichzeitig mit der Gefällemessung geschieht die Ermittlung der Wassermenge. Auch diese Messung hat in sorgfältiger Weise zu jeder Jahreszeit zu erfolgen, und zwar um allen auftretenden Möglichkeiten Rechnung zu tragen, womöglich einige Jahre hindurch vorher. In der Regel werden festgestellt die kleinste Wassermenge, die Mengen, welche an mindestens 9 Monaten und an wenigstens 6 Monaten vorhanden sind und die größte überhaupt auftretende Wassermenge. Diesen Schwankungen entsprechend, die besonders bei Hochgebirgsflüssen mit der Jahreszeit wechselnd auftreten, läßt sich dann die Anlage ausbilden. Man muß, falls kein Ausgleichbehälter angelegt werden kann, entweder nur einen Teil des Wassers ausnutzen, wobei in Hochwasserzeit eine große Menge Arbeit verlorenggeht, oder man muß von vornherein die Anlage für größere Wassermenge einrichten und bei Niedrigwasser dieselbe teilweise stillsetzen bzw. geringer beaufschlagen, je nachdem sie aus mehreren Turbinen oder nur aus einer einzigen besteht. Soll die Gesamtleistung auf gleicher Höhe erhalten bleiben, so erhält eine derartige Anlage eine durch Dampf- oder Gaskraft

betriebene Reservemaschine, die zu Zeiten des Niedrigwassers in Tätigkeit tritt.

Über die Wassermengen größerer Flüsse und deren Schwankungen liegen Aufzeichnungen vor (in Preußen: Landesanstalt für Gewässerkunde, Berlin). Wo diese nicht ausreichen oder nicht vorhanden sind, muß man die Mengen selbst ermitteln. Dies kann indirekt, aber dann nur überschläglich erfolgen durch Schlüsse aus der Größe und Art des Niederschlags- oder Einzugsgebietes. Genauere Feststellungen sind aber nur möglich durch direkte Messungen, die ihrer Wichtigkeit wegen ausführlich im Abschnitt 2 enthalten sind.

Neben diesen beiden wichtigen Vorarbeiten sind aber noch weitere auszuführen, welche sich auf die Ermittlung der Geländeverhältnisse, Untersuchung des Baugrundes, Möglichkeit der Anlage von Speicherbecken, Zusammenarbeit mit benachbarten Werken usw. erstrecken. Die Interessen der Anlieger müssen berücksichtigt werden, besonders in Fragen der Ent- und Bewässerung des Geländes. Ist der Fluß schiffbar, so sind die Verbindung des Kraftkanals mit der zukünftigen Schifffahrtsstraße, die anzubringenden Schleusen usw. zu beachten. Kann das Betriebswasser nicht voll verwertet werden und ist auch eine unmittelbare Speicherung nicht möglich, so ist anzustreben, daß das überschüssige Wasser Pumparbeit leistet. Ein Teil kann dann vielleicht in einem künstlichen Hochbehälter aufgespeichert werden, damit es zu Zeiten großen Kraftbedarfes zur sogenannten Spitzendeckung zur Verfügung steht.

Die restlose Ausnutzung einer Wasserkraft erfolgt dann, wenn jeder Liter des vorhandenen Wassers und jeder Zentimeter des vorhandenen Gefälles ausgenutzt wird. Dies gilt besonders bei Anlagen von geringem Gefälle. Alle Überlegungen müssen natürlich unter dem Gesichtspunkte höchster Wirtschaftlichkeit erfolgen. Hierauf ist z. B. im Abschnitt 3 bei Berechnung der Kanäle und Rohrleitungen besonders hingewiesen.

2. Wassermessung.

A. Allgemeines.

Um ein richtiges Bild über die Ausbaufähigkeit einer Wasserkraft zu erhalten, müssen die Wassermessungen, wie schon erwähnt, so genau wie möglich und zu verschiedenen Jahreszeiten vorgenommen werden. Auf die indirekten Ermittlungsverfahren wurde ebenfalls schon hingewiesen. Hier sollen nur die direkten Meßverfahren besprochen werden.

Will man nur annähernd die verfügbare Menge schätzen, so läßt sich dies mittels eines Schwimmers leicht bewerkstelligen. Es wird festgestellt, in welcher Zeit derselbe eine vorher abgemessene Strecke zurücklegt. Daraus ergibt sich die annähernde Wassergeschwindigkeit v_0 an der Oberfläche. Die mittlere, zur Berechnung der Wassermenge erforderliche Geschwindigkeit v beträgt aber nur durchschnittlich 0,85 bis 0,65 der beobachteten, so daß diese Messung nur unsichere Werte liefert.

In Amerika ist das sogenannte „Mischverfahren“ zur Wassermessung in Anwendung. Eine Kochsalzlösung wird in den Flußlauf eingebracht und in größerem Abstand werden Wasserproben entnommen, woraus der Verdünnungsgrad bestimmt wird. Hieraus läßt sich auf die fließende Menge schließen. Dies Verfahren ist aber in Deutschland kaum in Gebrauch.

Genaue und für die Praxis als einwandfrei anerkannte Messungen erfolgen durch Überfall, durch Meßflügel und durch Schirm¹⁾, wie folgt:

B. Messung durch Überfall.

Es wird am zweckmäßigsten ein sogenannter „vollkommener“ Überfall nach Ausführung der Abb. 5 fest eingebaut.

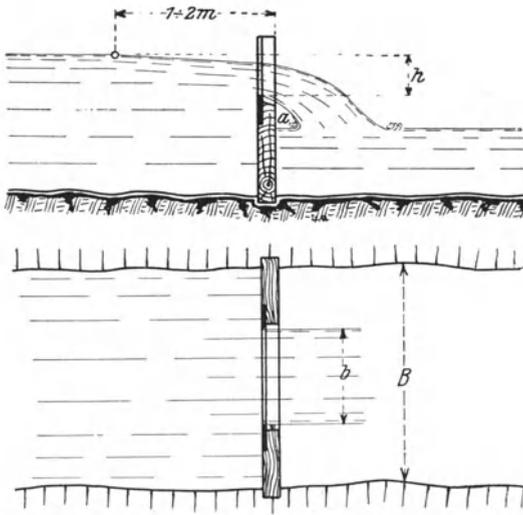


Abb. 5.

kanten müssen scharf und daher am besten aus zugeschärftem Flacheisen ausgebildet sein. Vor allem ist jedoch darauf zu sehen, daß sich unter dem Strahl ein Luftraum a befindet, weil sonst die Messung durch Wirbelbildung ungenau wird. Sollte daher der Ausschnitt b so breit wie das Bachprofil sein, so muß durch ein Rohr künstlich Luft von der Seite her eingeführt werden. Die Wassermenge Q in m^3/sek ergibt sich alsdann zu

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}.$$

Hierbei ist h stets vom ungesenkten Wasserspiegel aus zu messen, der etwa 2 m oberhalb des Überfalles liegt (Abb. 5). Die Ausflußziffer kann durchschnittlich $\mu = 0,63$ gewählt werden. Da aber nach den ausführlichen Versuchen das Verhältnis der Überfallbreite b zur ganzen Kanalbreite B eine Rolle spielt, so wird μ am besten nach einer von Braschmann aufgestellten Formel bestimmt, welche für $h \geq 0,1$ m gilt und lautet:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,00053 \frac{1}{h}.$$

¹⁾ Auch die „Regeln für Leistungsversuche an Wasserkraftanlagen“, VDI.-Verlag, geben als zuverlässige Wassermessungen nur die drei oben angeführten an.

Andere Formeln tragen dem Verhältnis der Tiefe t (gemessen von Überfallkante bis zur Sohle) zur Überfallhöhe h Rechnung, z. B. die Formel von Rehbock:

$$\mu = 0,605 + \frac{1}{1000 \cdot h} + \frac{0,08 \cdot h}{t} \quad (\text{hierbei } h \text{ und } t \text{ in m}),$$

welche recht genaue Werte liefern soll. Diese Formel gilt aber nur für Überfälle ohne Seiteneinschnürung, also wobei $b = B$ ist.

Bei kleinen Wassermengen (unter $0,5 \text{ m}^3/\text{sek}$) wird der Dreiecks-Überfall von Thompson vorgezogen, Abb. 6, mit einem Ausschnitt unter 90° . Die Wassermenge ergibt sich hierbei aus der Formel:

$$Q = 1,415 h^2 \cdot \sqrt{h},$$

wobei h vom ungesenkten Wasserspiegel bis zur untersten Spitze des Ausschnittes zu messen ist. Auch hier muß der Überfall scharfkantig sein und der Strahl frei überfallen.

C. Woltmannscher Flügel.

Er besteht, wie Abb. 7 zeigt, aus einem Flügelrad, welches mittels einer Stange in fließendes Wasser eingetaucht wird. Die Umdrehungszahlen des Flügels werden durch ein Zählwerk gemessen, welches in der Regel mit Kontakten und elektrischen Leitungen ausgerüstet ist. Nach einer bestimmten Zahl von Umläufen, z. B. 25, ertönt dann oben ein Signal oder es findet eine vollkommen selbsttätige Aufschreibung statt. Oben an der Stange befindet sich eine kleine Trommel a für das elektrische Kabel, die Batterie b und ein Sporn d , der die Richtung des Meßflügels anzeigt.

Ein anderer Flügel größerer Ausführung mit vollständig eingekapseltem Zählwerk, ist in Abb. 8 dargestellt. Beide Ausführungen stammen von der Firma A. Ott, Kempten.

Jeder Apparat wird zur Bestimmung der Abhängigkeit zwischen Wassergeschwindigkeit und Flügeldrehzahl geeicht. Zu diesem Zwecke wird er mit bestimmter Geschwindigkeit mittels eines durch Elektromotor angetriebenen kleinen Wagens durch stehendes Wasser gezogen und hierbei die Flügeldrehzahl gemessen. Das

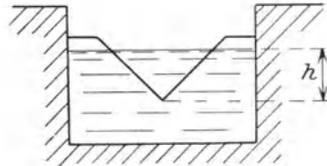


Abb. 6.

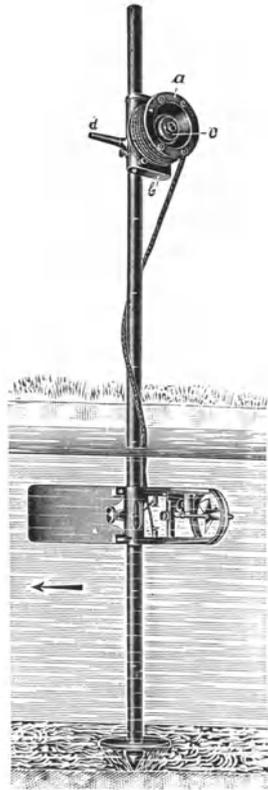


Abb. 7.

Resultat der Eichung wird dann in der Regel durch die „Flügelgleichung“ ausgedrückt, welche meist die Form hat:

$$v = \alpha \cdot n + \sqrt{\beta \cdot n^2 + \gamma},$$

wobei α , β , γ die von der Flügelart abhängigen Beiwerte sind. Diese Gleichung gilt für $v < 0,5$ m/sek. Bei größeren Geschwindigkeiten erhält sie meist die einfachere Form:

$$v = k \cdot n.$$

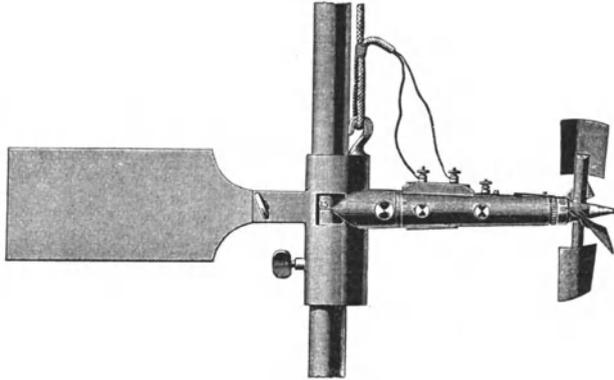


Abb. 8.

Diese Gleichungen bzw. ihre Beiwerte sind von Zeit zu Zeit nachzuprüfen.

Die Messung mittels dieser Flügel ist einfach und genau! Bei Flüssen ist es auch die einzig anwendbare Methode. Man kann hierbei

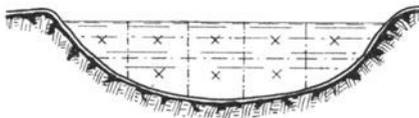


Abb. 9.

das Flußprofil in eine Anzahl Felder nach Breite und vielleicht auch Tiefe gemäß Abb. 9 einteilen und dann in jedem Felde die betreffende Geschwindigkeit feststellen. Aus dem Produkte von Geschwindigkeit

und Feldgröße erhält man dann die Wassermenge in einem Felde und durch Addition der einzelnen Teilwassermengen die gesamte Wassermenge pro Sekunde.

Bei größeren Flußläufen, also vielen Meßstellen, ist diese Rechnung allerdings etwas umständlich, weshalb man hier ein graphisches Verfahren anwendet. Man teilt sich das Flußprofil ein wie Abb. 10 für einige Meßlinien 1 ÷ 4 beispielsweise zeigt und trägt die ermittelten v maßstäblich den Meßpunkten entsprechend auf, wodurch die Flächen f_1 , f_2 usw. im Seitenriß entstehen. Diese Flächen f werden alsdann in irgendwelchem Maßstabe in den Grundriß übertragen, so daß sich hier

die Fläche F ergibt. F entspricht dann der Wassermenge Q , denn es ist nämlich:

$$f = t \cdot v_{\text{mittl.}} \text{ m}^2/\text{sek}^1)$$

$$\text{und } F = Q = b \cdot f_{\text{mittl.}} = b \cdot t_{\text{mittl.}} \cdot v_{\text{mittl.}} \text{ m}^3/\text{sek.}$$

Steht ein Planimeter zur Verfügung, so ist das Auswerten der Flächen sehr einfach, da die Flächen f und F sich sofort ablesen lassen. Sonst ist auch diese Rechnung wie die zuerst angeführte recht aufenthaltsreich.

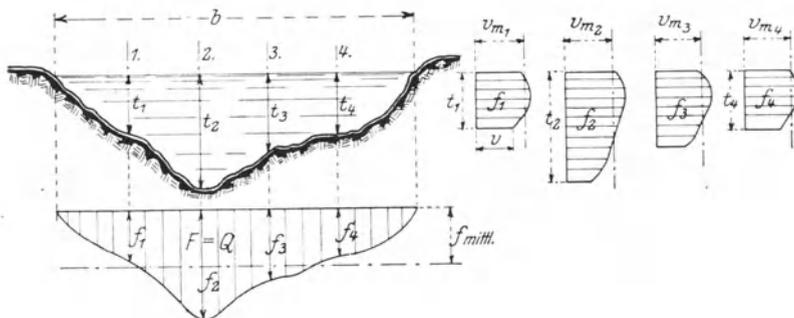


Abb. 10.

Die Messungen müssen bei größeren Flüssen stets rasch aufeinander oder an mehreren Stellen gleichzeitig erfolgen, da sich häufig die Geschwindigkeiten an den einzelnen Punkten in kurzer Zeit ändern.

D. „Schirm“-Messung.

Zu erwähnen ist hier noch eine Wassermessung, welche zwar unanwendbar ist bei Flüssen und Bächen, die aber heute vielfach Anwendung findet bei fertigen Kanälen ausgeführter Turbinenanlagen, insbesondere Versuchsanlagen. Da bei größeren ausgeführten Anlagen stets Abnahmebremsversuche stattfinden, da außerdem heute an vielen Orten Turbinenversuchsstationen bestehen, so sei hier noch die für solche Zwecke einfachste und genaueste Wassermessung, die Messung mittels Schirmes, kurz angedeutet. Steht also ein glatter, gemauerter Kanal von nicht zu geringer Länge zur Verfügung, so wird zunächst eine bestimmte Strecke daran abgesteckt und dann eine beweglich aufgehängte leichte Tafel (Schirm), Abb. 11, in das Wasser eingetaucht.

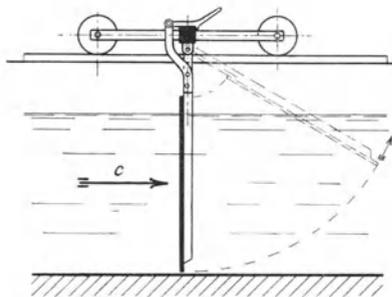


Abb. 11.

¹⁾ Durch Integration erhält man $f = \int v \cdot dt$ und $Q = F = \int f \cdot db$. Jedoch sind diese Integrationen nicht durchführbar, da ja das Gesetz der Veränderlichkeit von v und f nicht bekannt ist.

Da die Tafel an einem kleinen Wagen befestigt ist und sich an allen Seiten ziemlich dicht dem Kanalprofil anschließt, so wird sie sich also genau mit der Geschwindigkeit c des Wassers im Kanal bewegen. Durch Bestimmung dieser Geschwindigkeit an der abgesteckten Strecke und durch Multiplikation derselben mit dem Kanalquerschnitt läßt sich dann auf einfachste Weise die sekundliche Wassermenge bestimmen. Im Vergleich zur Messung mittels des Woltmannschen Flügels ist die hier besprochene sogar genauer, da die Geschwindigkeiten an den einzelnen Meßstellen sich, wie erwähnt, rasch ändern können, was bei der Schirmmessung ohne Belang ist.

3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen.

A. Wehre.

Feste Wehre, d. h. gemauerte oder Erddämme, welche das Gewässer vollständig absperren, kommen nur da in Frage, wo durchaus keine Überschwemmungsgefahr herrscht und weder auf Fischerei noch Flößerei usw. Rücksicht zu nehmen ist. Man findet sie z. B. in den Talsperren, die aber ja nur zum Teil dem Zwecke der Kraftausnutzung dienen. Damit allen Umständen Rechnung getragen werden kann, baut man heute entweder vollständig bewegliche Wehre oder feste Wehre mit beweglichen Zwischensätzen. Diese beweglichen Wehre werden in der Hauptsache ausgeführt als Walzen-, Sektor- und Schützenwehre.

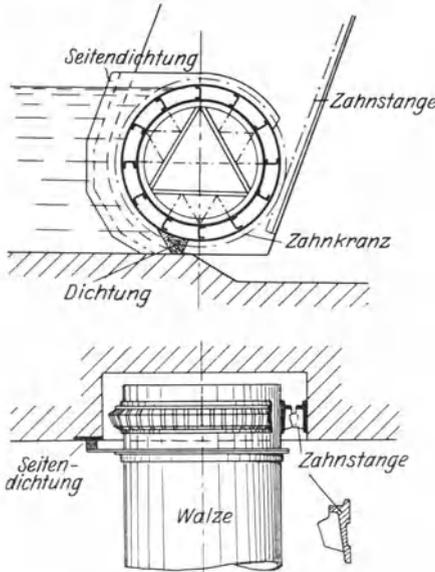


Abb. 12.

Walzen- oder Trommelwehre bestehen aus einer Blechwalze, die innen durch Profilleisen versteift ist. Je nach der Stauhöhe im Vergleich zur Wehrlänge werden sie verschieden ausgeführt. Bei kleinerer Stauhöhe findet man im allgemeinen die Ausführung Abb. 12, wobei der Walzendurchmesser ungefähr gleich der Wasserhöhe ist. Bei größeren Stauhöhen und Wehrlängen werden dagegen die Walzen mit einem unteren Schnabelansatz versehen (Abb. 13). Bei großen Höhen und kleinerer Weite baut man eine vollständige Staufläche vor die Walze, wie Abb. 14 zeigt. Die Walzen werden, wie die Abb. 12 und 15 zeigen, angeordnet und eingebaut. Dichtungsleisten aus Holz befinden sich am

a) **Walzen- oder Trommelwehre** bestehen aus einer Blechwalze, die innen durch Profilleisen versteift ist. Je nach der Stauhöhe im Vergleich zur

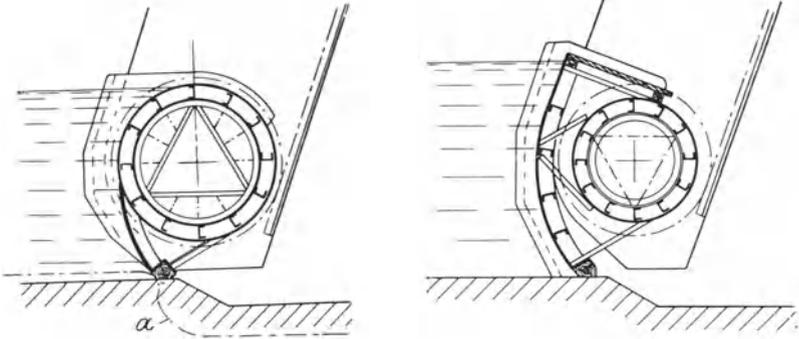


Abb. 13. Ausführungen der MAN.

Abb. 14.

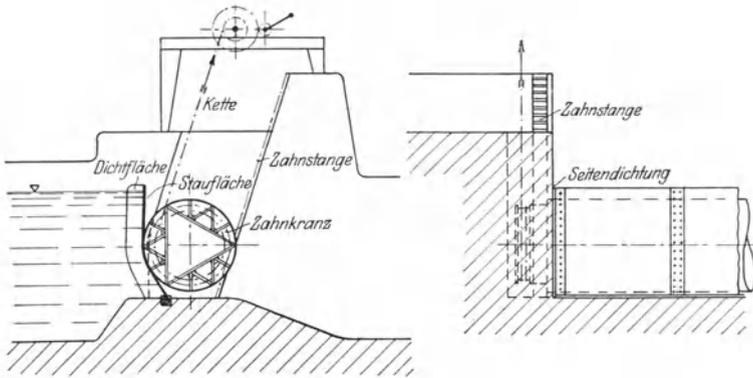


Abb. 15. Walzenwehr.



Abb. 16. Walzenwehr im Main bei Viereth.

Boden und an den Seiten. Durch die Winde wird die Walze samt Stau- und Dichtungsfläche hochgezogen, indem sich ein Zahnkranz auf einer Zahnstange abwälzt. Die Zähne sind derart (Abb. 12), daß Fremd-

körper die sich hineinsetzen, leicht zerquetscht werden. Bei vollständig gehobener Walze ist ein ungehemmter Wasserdurchfluß gewährleistet. Ebenso ist durch geringe Hebung eine Regelung des Staues und eine Spülung des angesammelten „Geschiebes“ möglich. Bei der Abänderung der Walze, Abb. 13, nach der mit a bezeichneten, gestrichelt ange deuteten Ausführung, läßt sich die Walze um ein geringes Maß weiter nach abwärts wälzen, wodurch z. B. Treibeis leicht entfernt werden kann. Solche Ausführungen werden als „Versenkwalzen“ bezeichnet. An Stelle der letzteren findet man aber auch die Walzen, Abb. 13, mit einer Aufsatzklappe, welche umgelegt werden kann. Diese Klappe läßt sich in verschiedener Weise in den Walzenquerschnitt einfügen, erfordert aber eine besondere Bedienung.

Die Walzenwehre finden bei neueren Anlagen ausgedehnte Verwendung und haben sich auch bei großen Wehrlängen gut bewährt. Als Vorteile sind neben guter Abdichtung und der leichten Bedienung

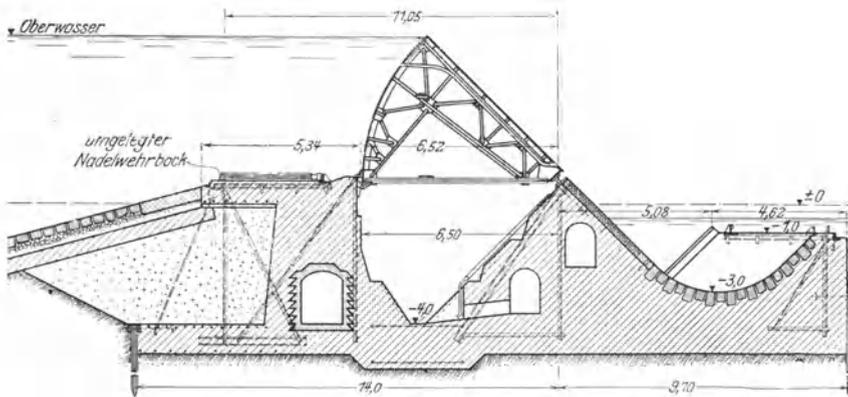


Abb. 17. Sektorwehr.

die geringen Unterhaltungskosten zu erwähnen. Man führt sie aus für Stauhöhen von 0,8—6 m und Lichtweiten bis zu 40 m. So stellt z. B. Abb. 16 eine solche Anlage dar, die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN.) für das Kraftwerk Viereth am Main erbaut wurde. Es sind zwei Versenkwalzen von je 30 m Länge für 6 m Stauhöhe vorhanden, die an drei Pfeilern hochgerollt werden können. Die Abbildung zeigt die linke Walze etwas abgesenkt mit überfallendem Wasser, während die rechte Walze um ein Stück hochgerollt ist.

b) Sektorwehre kommen in besonderen Fällen, d. h. bei großen Wehrlängen in Anwendung. Sie haben den Vorteil der sehr einfachen Bedienung, da sie durch den Auftrieb des Wehrkörpers gehoben und gesenkt werden. Jedoch werden sie teuer und können nur da verwendet werden, wo der Fluß wenig Geschiebe, Sand und Schlick führt, weil sich sonst die Grube zusetzt. Abb. 17 zeigt ein Sektorwehr, welches bei der Wasserkraft- und Schleusenanlage an der Weser bei Bremen Verwendung gefunden hat. Die Stauhöhe beträgt etwa 6 m. Bei Niederlegung des Wehres ist ein vollkommen ungehinderter Durchgang vor-

handen und bei starkem Eisgang ist es möglich, das Eis abtreiben zu lassen, ohne den Oberwasserspiegel senken zu müssen, wie dies beim Trommelwehr nötig wird.

Die gesamte Anlage ist aus dem Grundriß Abb. 18 zu erkennen. Das Wehr besteht aus einem am nördlichen Ufer errichteten festen Teil, woran sich zwei Sektorwehre von je 54 m Länge mit Zwischenpfeiler anschließen. Auf eine Fischschleuse und Treppe folgt dann die Turbinenanlage mit 11 Turbinen und zusammen 11 500 PS. Am südlichen Ufer befinden sich schließlich zwei Schleusen von je 12,5 m lichter Weite und 350 m bzw. 70 m nutzbarer Länge. Vor der Turbinenanlage ist der schräglauflende Rechen zu erkennen, der von einer Insel nach der Fischtreppe führt.

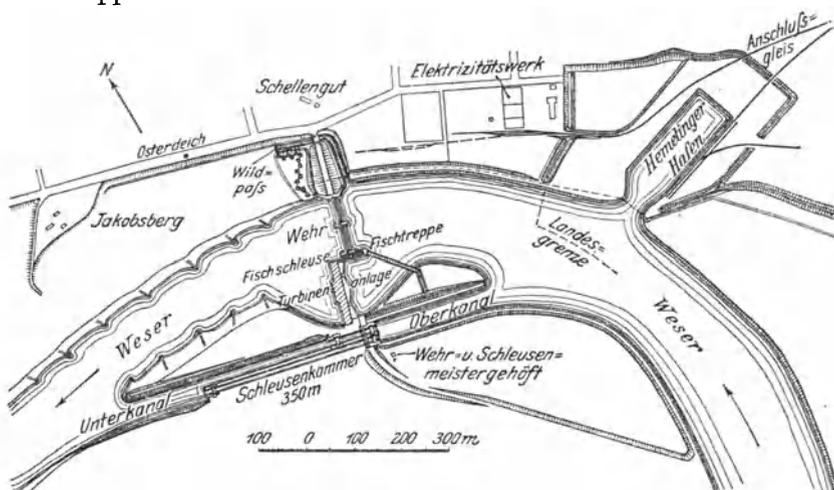


Abb. 18. Wehranlage des Weser-Werks der Stadt Bremen.

Wie bei der Anlage Abb. 18 erfordern alle größeren Anlagen an Flüssen, auf welchen Flößerei, Fischfang oder Schiffahrt betrieben werden, vorheriges gründliches Studium der betreffenden Verhältnisse.

c) **Schützenwehre** baut man sowohl als beweglichen Zwischensatz bei festen Wehren wie auch als vollständiges Wehr über die ganze Flußbreite. Im allgemeinen kommen sie heute nur bei größeren Stauhöhen in Anwendung, wenn Walzen nicht mehr ausreichen. Sie müssen derart gebaut werden, daß keine übermäßig großen Kräfte zur Bedienung der Schütze auftreten, daß der Wasserstand leicht geregelt werden kann und, daß Schwimmkörper und Eis leicht entfernt werden können. Aus diesem Grunde baut man Doppelschützen, wie dies z. B. aus Abb. 19 hervorgeht. Der obere, niedrigere Teil, welcher nur einen geringen Wasserdruck erfährt und daher leicht zu bedienen ist, wird für die Regelung des Wasserstandes und zur Entfernung der Schwimmkörper heruntergelassen. Soll die ganze Schütze geöffnet werden, so werden beide Tafeln gehoben. Das in den Abb. 19 und 20

dargestellte Wehr ist in der Donau von der MAN. für eine Stauhöhe von 9 m errichtet worden und besteht aus sechs Teilen von je 25 m

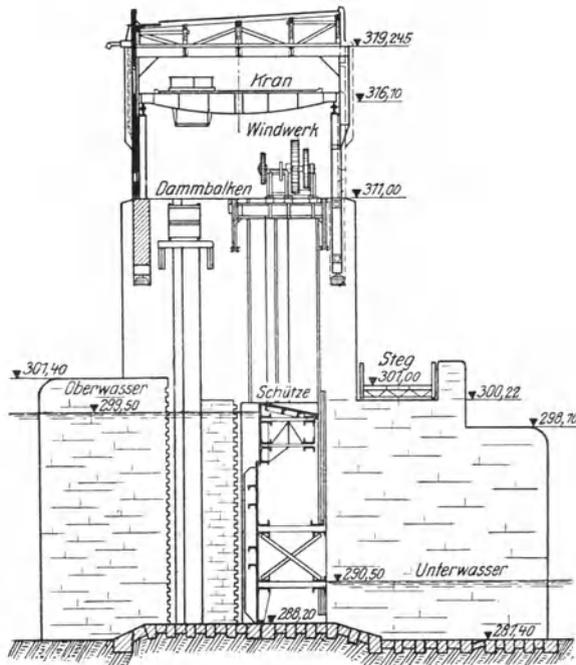


Abb. 19. Schützenwehr für 9 m Stauhöhe.

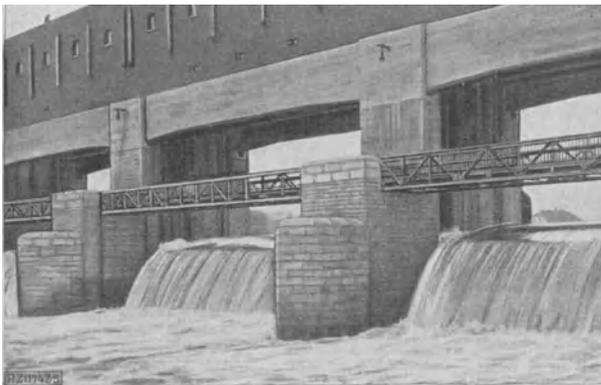


Abb. 20.

Breite zwischen einzelnen Pfeilern von 5 m Stärke. Das ganze Wehr hat einen durchlaufenden Überbau, in dem die einzelnen Schützenwindwerke angeordnet sind, sowie ein Laufkran, durch welchen sogenannte Damm balken für einen Notverschluß eingesetzt werden können.

Diese Doppelschützen, welche heute bei größeren Stauhöhen verwendet werden, bestehen aus den Stauwänden aus Blech mit dahinterliegender Tragkonstruktion. Abb. 21 zeigt die obere Schütze in der Ausführung der M.A.N. Die Tragkonstruktion stützt sich gelenkig auf die Rollwagen, welche seitlich in Mauernischen auf Schienen laufen. Die Schützen selbst werden hier an kleinen Rollen oder durch Gleitbacken geführt. Zur seitlichen Abdichtung dient eine Leiste aus Eichenholz. Bei der unteren Schütze, welche natürlich eine wesentlich größere Belastung erfährt und an und für sich höher ist, haben die Rollwagen je vier Laufrollen, sind aber in ähnlicher Weise angeordnet. Gehoben werden beide Schützen durch Gelenkketten, welche von den in Abb. 19 angedeuteten Windwerken betätigt werden. Die Doppelschützen der M.A.N. sind schon bis zu 12 m Stauhöhe und 20 m lichte Weite ausgeführt worden. Mitunter werden sie auch in Verbindung mit einem Walzenwehr verwendet. Letzteres dient dann als eigentliches Wehr für den Aufstau und besitzt eine große Länge, während die Schütze nur zur Regelung des Wasserstandes dient.

Bei kleineren Stauhöhen setzt man bewegliche Wehre auch aus einfachen Gleit- oder Rollschützen in der Art der Einlaufschützen, Abschnitt 4, A, zusammen, jedoch werden hier Walzenwehre im allgemeinen vorgezogen.

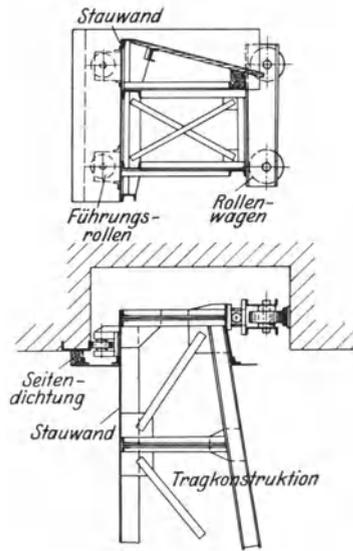


Abb. 21. Obere Schütze.

B. Offene Zuleitungen zu Kraftanlagen. — Berechnung des Kanalgefälles.

Eine Graben- oder Kanalanlage soll einerseits für sich möglichst wenig Gefälle verbrauchen, damit für die Turbine noch ein hohes Nutzgefälle H übrigbleibt. Sie soll aber andererseits auch möglichst geringe Anlagekosten, berechnet auf die nutzbare Pferdestärke, aufweisen. Diese beiden Forderungen stehen sich oftmals entgegen und sind nur nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu entscheiden.

Im allgemeinen wird ein Kanal kein größeres Gefälle erhalten als zur Beibehaltung einer bestimmten Zulaufgeschwindigkeit c unbedingt notwendig ist. Diese Geschwindigkeit ist abhängig von der Bodenbeschaffenheit des Kanals und darf z. B. betragen:

$c = 0,1$	m/sek	bei schlammiger Erde,
$c = 0,25$	„ „	toniger Erde,
$c = 0,6$	„ „	Sand mit Ton,
$c = 1,25$	„ „	Kiesbettung,

dagegen kann c beliebig groß sein bei gemauertem oder betoniertem Boden.

Man wählt nun zur Vermeidung von Gefällverlust auch bei glatte-
sten Wandungen zweckmäßig:

$$c = 0,8 \div 1,25 \text{ m | sek.}$$

Zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit c muß nun der Wasserlauf ein gewisses **Gefälle** erhalten, welches dann auch in der Regel der Kanalsohle gegeben wird. Nach Angabe von Professor Pfarr kann die Berechnung dieses Gefälles z. B. durch folgende (Bazinsche) Formel erfolgen:

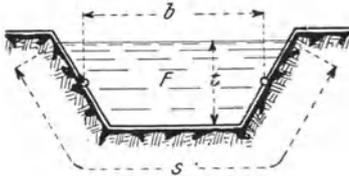


Abb. 22.

$$h \sqrt{T} = \alpha \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F} \right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

Die Gefällhöhe h in Metern be-
zieht sich also auf 1000 m Graben-
länge. — s ist der sogenannte benetzte Umfang in Metern (s. Abb. 22).
— F ist der Querschnitt des Wasserlaufes in m^2 . Die Beiwerte α und β ,
welche der Bodenbeschaffenheit Rechnung tragen, sind:

	α	β
Für glatteste Wandungen (Zementschliff)	0,15	0,03
„ behauene Steine	0,19	0,07
„ Bruchsteine	0,24	0,25
„ Kiesbettung	0,28	1,25

In der Formel spielt das Verhältnis $s : F$ eine Rolle, d. h. der Kanal verbraucht am wenigsten Gefälle, bei welchem $s : F$ am kleinsten ist. Zur Wasserführung wäre also ein glatter gemauerter oder betonierter

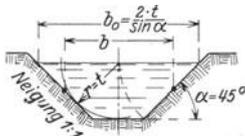


Abb. 23.

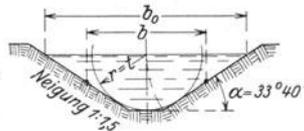


Abb. 24.

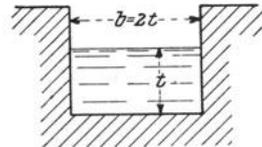


Abb. 25.

Kanal von halbrundem Querschnitt am zweckmäßigsten, was aber wegen der Kosten nur bei kleinen Kanälen anwendbar ist. In der Regel wird man Trapez- oder Rechteckquerschnitt ausführen. Damit hierbei $s : F$ ein Minimum wird, ist zu wählen:

Obere Breite: $b_0 = \frac{2 \cdot t}{\sin \alpha}$. Dies ergibt dann bei:

- 45° oder Neigung 1:1, Abb. 23, $b = 1,85 \cdot t$ und $s = 3,7 \cdot t$
- 33°40' oder Neigung 1:1,5, Abb. 24, $b = 2,10 \cdot t$ und $s = 4,2 \cdot t$
- 90° also Rechteck, Abb. 25, $b = 2,00 \cdot t$ und $s = 4,0 \cdot t$

Hierbei ist b = mittlere Breite, s = benetzter Umfang des Profils.

Zu beachten ist, daß der Wert $s:F$ wesentlich abnimmt, wenn die Abmessungen des Kanals wachsen, daß also bei größeren Kanälen die Einhaltung der günstigsten Werte nicht unbedingt nötig und wegen Geländeschwierigkeiten auch oft nicht möglich ist. Sind die Ausschachtungskosten z. B. sehr hoch, so wird man das Kanalprofil so wählen, wie es sich dem Gelände am besten anpaßt und wird einen etwas größeren Verlust am Gefälle und Wasserleistung in Kauf nehmen, um die Anlagekosten zu erniedrigen. Einen derartigen extremen Fall zeigt das Profil Abb. 26, welches bei einer norwegischen Anlage verwendet wurde.

Der Kanal ist 1 km lang und vollständig in einen Felsabhang eingesprengt worden, so daß man der großen Kosten wegen die Form eines stehenden Rechtecks wählte und außerdem die hohe Zulaufgeschwindigkeit von 2,5 m/sek. Bei flachem Gelände und großer Wassermenge werden in der Regel heute flache Profile genommen, weil die Herstellungskosten des Kanals hierbei meist kleiner sind als bei größerer Wassertiefe.

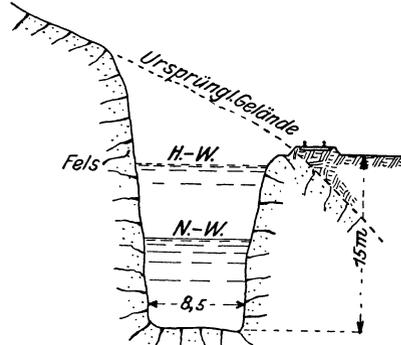


Abb. 26.

Diese Kanäle erhalten vielfach die Böschung 1:1,5 (Abb. 27) und nur eine Tiefe von $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{10}$ der mittleren Breite, je nach dem Gelände. Um den Gefällverlust zu verringern, werden dann diese Kanäle mit einer Betonauskleidung der Böschungen und oftmals auch der Sohle von 150 ÷ 200 mm Stärke versehen, einerlei ob der Kanal ausgeschachtet (Abb. 27, links) oder durch sogenannten Auftrag (Abb. 27, rechts) hergestellt ist. Die Betonauskleidung wird, wie die Erfahrung gelehrt hat, billiger als eine Tondichtung mit darübergelegter Kiesbettung.

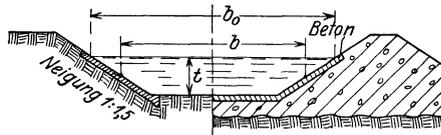


Abb. 27.

Beispiel der Gefällberechnung: In einer Kanalanlage von 3 km Länge sind $Q = 20 \text{ m}^3/\text{sek}$ Wasser mit $c = 1 \text{ m}/\text{sek}$ zu führen. Das Rohgefälle beträgt $H_b = 6 \text{ m}$. Zu berechnen ist der Gefällverlust:

- a) Bei einem Erdkanal mit Böschung 1:1,5 und günstigstem Profil, Abb. 24.
- b) Bei einem Erdkanal mit dem Profil Abb. 27 und $t = \frac{b}{8}$.
- c) Bei dem Kanal gleichen Profils, aber mit Betonauskleidung.

Zu a) Es ist hier $F = \frac{Q}{c} = 20 \text{ m}^2$. — Da nach Abb. 24: $b = 2,1 \cdot t$

beträgt, so erhält man: $F = b \cdot t = 2,1 \cdot t^2 = 20$, also $t = \sqrt{\frac{20}{2,1}} = 3,1$ m
und $b = 2,1 \cdot t = 6,5$ m.

Es ist ferner: $s = 4,2 \cdot t = 13$ m und somit $s:F = 13:20 = 0,65$.

Nach der Tabelle über die Beiwerte kann gewählt werden: $\alpha = 0,28$
und $\beta = 1,25$.

Man erhält also bei $c = 1$:

$$h \ vT = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,65) \cdot 0,65 = 0,33 \text{ m.}$$

Zu b: Hier ist $t = \frac{b}{8}$, also: $F = b \cdot t = 8 \cdot t^2$ und demnach $t = \sqrt{\frac{20}{8}} = 1,6$ m und $b = 8 \cdot t = 12,7$ m.

Der benetzte Umfang wird nach Abb. 27: $s = b - \frac{t}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{2 \cdot t}{\sin \alpha}$.

Da $\sphericalangle \alpha = 33^{\circ}40'$ beträgt, wird: $s = 12,7 - \frac{1,6}{0,67} + \frac{3,2}{0,55} = 16,1$ m
und $\frac{s}{F} = \frac{16,1}{20} = 0,8$.

Man erhält also: $h \ vT = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,45$ m.

Zu c) Hier bleiben die Werte von b , t und s dieselben wie vorher.
Es ändern sich nur die Beiwerte der Formel. Bei Beton mit Zementstrich kann man setzen: $\alpha = 0,15$ und $\beta = 0,03$.

Es ergibt sich demnach: $h \ vT = 0,15 (1 + 0,03 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,12$ m.

Auf 3 km Kanallänge ergibt sich somit ein Gefälleverlust von 1 m bzw. 1,35 m bzw. 0,36 m, so daß bei einer Auskleidung mit Beton 0,64 m \cong 11 v.H. des Rohgefälles gegenüber Kanal a gespart werden. Dies würde einer Leistung von etwa 150 PS entsprechen. Ob nun hier der billigere Kanal a oder der teurere Kanal c am Platze ist, kann nur durch wirtschaftliche Vergleichsrechnungen entschieden werden.

Erwähnt sei zum Schlusse noch, daß man bei Kanalanlagen für große Wassermengen (>100 m³/sek) auf Gefälle von nur $h \ vT = 0,05$ m kommt, falls Betonauskleidung gewählt wird.

C. Rohrleitungen.

Sind größere Gefälle vorhanden, so muß an Stelle des offenen Kanals eine Rohrleitung treten. Eine solche ist z. B. in Abb. 28 dargestellt. Das Rohr ist mit einem Wellrohrstück versehen und auf Rollen gelagert, damit Ausdehnungen möglich sind. Die feste Unterstüzung geschieht im Sockel des Maschinenhauses und oben am Einlauf, dem sogenannten Wasserschloß. Letzteres zeigt die übliche Ausrüstung durch Schütze, Rechen und Kiesfang. Bei größeren Anlagen werden das Einlaufbecken sowie alle dort befindlichen Teile zweckmäßig überdacht (vgl. Abb. 35).

Als Baustoff für die Rohre kommt in der Hauptsache Flußstahl in Frage. Bei kleineren Höhen findet man aber auch Rohre aus Holz

oder Eisenbeton. Letztere haben sich bis $H = 40$ m gut bewährt, besonders bei großen Abmessungen.

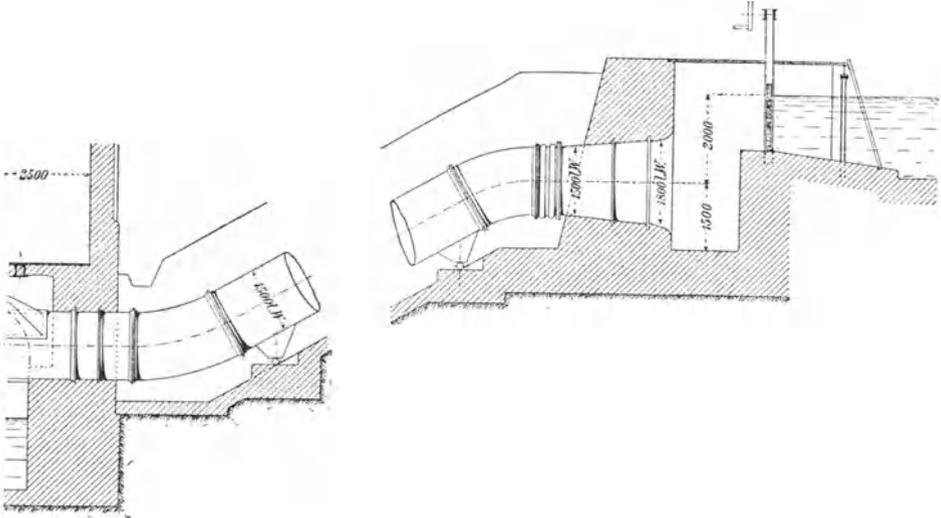


Abb. 28. Rohranlage für $H = 27,5$ m, $N = 500$ PS.

Die Flußstahlrohre werden entweder genietet, oder überlappt geschweißt, oder nahtlos hergestellt. Werden sie unterirdisch verlegt, so genügt in der Regel eine Muffenverbindung mit Gummidichtung.

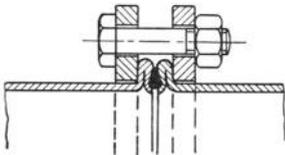


Abb. 29. Lose Flansche.

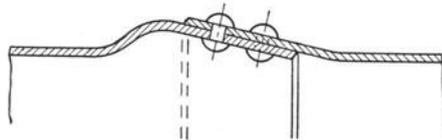


Abb. 30. Nietmuffe.

Diese Verlegung hat außerdem den Vorteil, daß kaum Temperaturschwankungen vorkommen, also auch keine Längenänderungen auszugleichen sind. Trotzdem wird die oberirdische Verlegung vorgezogen, weil die Rohrleitung dann besser überwacht werden kann. Die Verbindung der einzelnen Rohre kann hier z. B. erfolgen durch aufgenietete oder geschweißte Winkelflansche (Abb. 28), durch Rohrbördelung und lose Flansche (Abb. 29) oder durch konische Nietmuffen (Abb. 30). Gut bewährt sich auch die Muffen-Flanschverbindung (Abb. 31), mit einer Dichtung durch eine mit Fett getränkte Hanfschnur. Diese Verbindung schafft eine Beweglichkeit der Rohrleitung, so daß weitere Kompensationsvorrichtungen erspart werden. Selbstverständ-

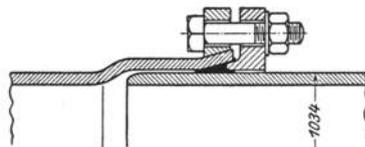


Abb. 31. Muffenflansch.

lich muß die Rohrleitung von Zeit zu Zeit an Fixpunkten fest verankert werden, wie folgende Ausführungsbeispiele zeigen.

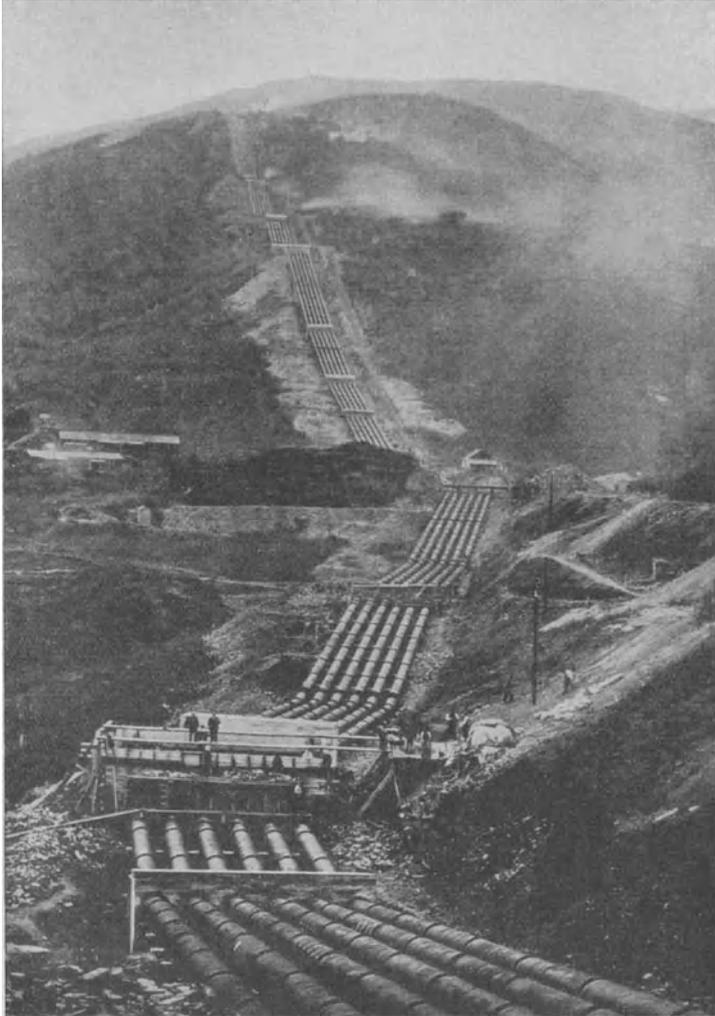


Abb. 32. Rohrleitung von 2,2 km Länge. $H = 290$ m.

Abb. 32 stellt die 2 km langen Turbinenleitungen für eine Anlage im schottischen Hochland dar. Die Rohrleitung wurde von der deutschen Ferrum-AG., Oberschlesien, gebaut. Die einzelnen Rohre sind wassergas-geschweißt, haben 6 m Länge und 1 m Durchmesser, die Wandstärken sind den hydrostatischen Drücken entsprechend ($H = 290$ m) oben 10, unten 22 mm. Natürlich ist bei

derartigen Rohrleitungen einerseits auf eine sorgfältige Lagerung und Verankerung, andererseits auf eine genügende Ausdehnungsmöglichkeit zu sehen. Zu dem Zwecke sind die auf Abb. 32 zu erkennenden Verankerungen in Betonklötzen gewählt, wie ein solcher für einen Knickpunkt in Abb. 33 dargestellt ist. Die Beweglichkeit der Rohrleitung ist durch die früher erwähnte Muffenverbindung (Abb. 31) gewährleistet. Feste Flanschverbindungen sind nur an Krümmern und Fixpunkten vorhanden.

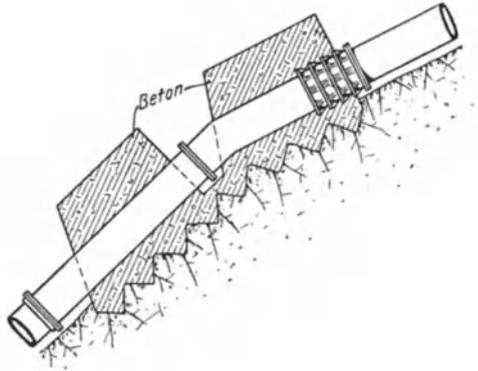


Abb. 33.

Abb. 34 stellt die Rohr-
anlage dar, wie sie von der
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (M A N.) für das Walchensee-Kraftwerk ausgeführt wurde. Es sind sechs Rohrstränge von je

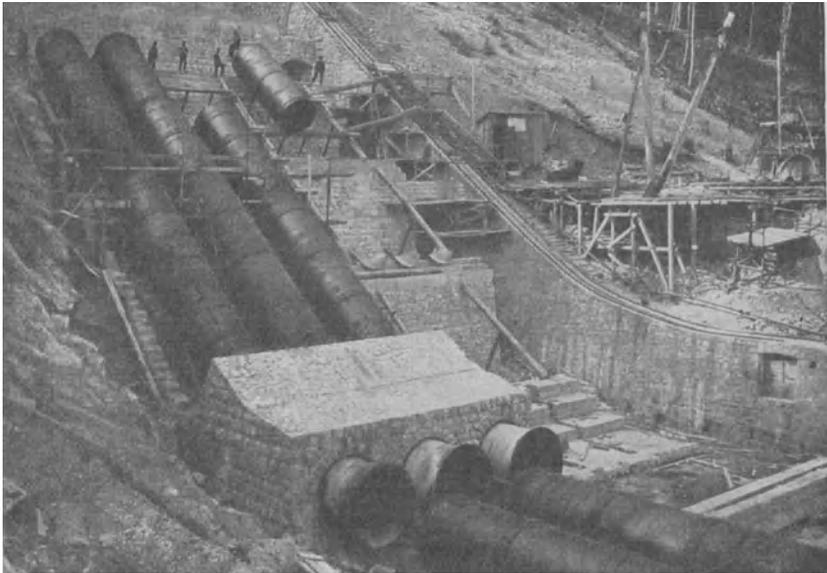


Abb. 34. Rohrleitung zum Walchensee-Kraftwerk.

430 m Länge bei $H = 200$ m verlegt und die Rohre haben oben 2,25 m, unten 1,85 m lichte Weite, wobei die Wandstärke von 10 auf 27 mm zunimmt. Unter den vier Fixpunkten, welche aus schweren Betonklötzen bestehen, haben die Rohrleitungen jeweils eine Stopfbuchse zur Auf-

nahme von Längenänderungen, während die einzelnen Rohre durch außenliegende Laschen fest vernietet sind. Bei Ausdehnung gleitet der ganze Rohrstrang von einem unteren Fixpunkt aus auf Lageraschen bis zur nächsten Stopfbuchse. Auch diese Art der Befestigung und Lagerung hat sich gut bewährt.

Die sechs Rohrleitungen nehmen ihren Ausgang an dem in Abb. 35 dargestellten Wasserschloß von 1000 m³ Fassungsvermögen, welchem das Wasser durch einen Druckstollen von 1200 m Länge zugeführt wird. Jedes Wasserschloß muß so gebaut sein, daß es als Ausgleichbehälter wirkt, falls plötzlich eine oder mehrere Rohrleitungen abge-

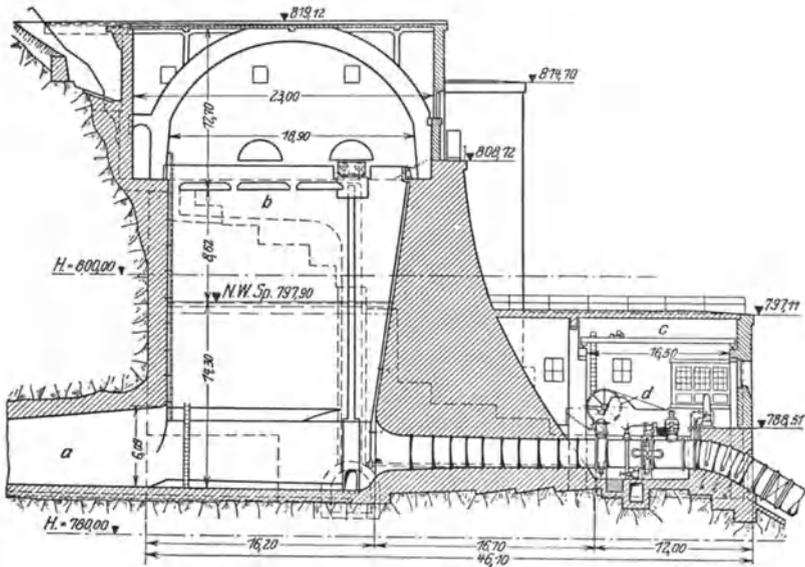


Abb. 35. Wasserschloß des Walchensee-Kraftwerkes.

- a: Stollen. c: Laufkran.
b: Übereich. d: Seilwinde für die Rohrverlegung.

schaltet werden. Es müssen hier ferner die Absperrschieber oder Drosselklappen für die Rohre liegen (in Abb. 35 doppelt vorhanden), welche häufig so eingerichtet sind, daß sie vom Kraftwerk aus durch Fernschaltung bedient werden können. Sehr wichtig ist ferner eine Belüftungseinrichtung an jeder Rohrleitung, die geöffnet werden muß, sobald der Absperrschieber geschlossen wird. Es würde sonst in der Leitung eine Luftleere entstehen, wodurch das Rohr infolge des äußeren Luftdruckes zerdrückt werden würde.

Am Ende der Rohrleitung, unmittelbar an der Turbine, ist bei großen Gefällhöhen ein Freilaufventil erforderlich, welches bei plötzlichem Abstellen der Turbine das Wasser vorübergehend ausströmen läßt, damit nicht durch den auftretenden Wasserstoß ein Rohrbruch entsteht. Die Drucksteigerung soll höchstens 40 v.H. betragen, bleibt aber bei richtigem Arbeiten des automatischen Reglers weit darunter. Bei Tangential-

rädern wird meist durch einen Strahlabweiser (vgl. Abschnitt 23, später) ein Teil des Wassers abgespalten, wodurch nur geringe Druckschwankungen auftreten.

Die **Berechnungen von Rohrleitungen** geschehen in der Hauptsache wie folgt:

Unter Annahme einer bestimmten Geschwindigkeit des Wassers im Rohre von $c = 1 \div 3$ m/sek, erhält man den Rohrquerschnitt:

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c} \text{ m}^2.$$

Die Wandstärke δ ist auf Zugfestigkeit zu berechnen, und zwar bei großen Gefällhöhen dem jeweiligen Wasserdruck p entsprechend, verschieden oben und unten, aus der einfachen als bekannt vorauszusetzenden Gleichung:

$$D \cdot p = 2 \cdot \delta \cdot \sigma_z,$$

worin D und δ in cm, p in kg/cm² zu setzen ist.

Um den möglichen Drucksteigerungen beim Abstellen der Turbine Rechnung zu tragen, wird vielfach p um 20 v.H. größer eingesetzt als dem statischen Druck entspricht. Die tatsächliche Druckerhöhung beträgt bei 10 sek Schlußzeit des Reglers aber nur 7 bis 10 v.H.

Die infolge der Rohrreibung auftretende Widerstandshöhe h_w (vgl. S. 5) ist zu berechnen aus:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{c^2}{2g},$$

worin alle Größen in m einzusetzen sind. Es steigt also der Verlust mit der Rohrlänge l und im Quadrat der Geschwindigkeit, nimmt aber ab mit dem Rohrdurchmesser. Der Koeffizient λ ist natürlich ein Versuchswert. Er hat sich als schwankend herausgestellt und wird am besten bestimmt aus der von Weisbach stammenden Formel:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{c}}.$$

Zu der Verlusthöhe h_w kommen unter Umständen noch geringe Gefällverluste in Rohrkrümmern und Abzweigstellen. Ob dann ein engeres und billigeres Rohr (mit entsprechend großem h_w) oder ein weites und teures Rohr mit geringem Gefällverlust in einem bestimmten Fall vorzuziehen ist, können nur wirtschaftliche Gesichtspunkte entscheiden, und es sind daher stets Vergleichsrechnungen anzustellen.

4. Einlaßschützen und Rechen.

A. Einlaßschützen.

Sie dienen zum Abschluß des Kanaleinlaufes sowie jeder einzelnen Turbinenkammer und bestehen aus einem Gerüst aus Walzeisen und einer Tafel aus Holz oder Eisenblech, die entweder gleitet oder auf Rollen läuft. Bei neueren großen Anlagen hat man aber öfters ganz auf Schützen verzichtet, unter der Voraussetzung, daß gut wirkende Rechen vorhanden sind und die Turbinen selbst durch drehbare Leitschaufeln abgestellt werden können.

a) Gleitschützen. Eine solche Schütze mit Holztafel zeigt Abb. 36. Die Tafel ist aus einzelnen Bohlen zusammengesetzt, die durch Nut und Feder gedichtet sind. Zum Aufwinden dienen zwei Zahnstangen, die

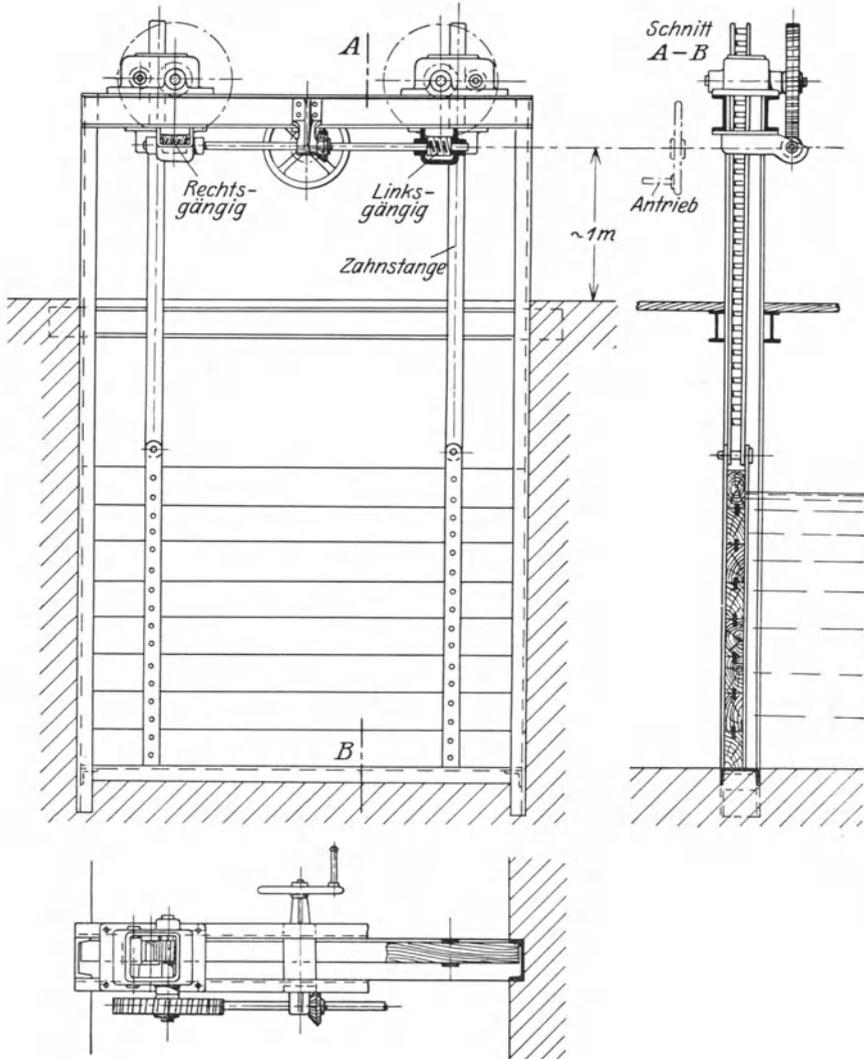


Abb. 36. Gleitschütze mit Holztafel und mit Handantrieb.

durch Zahnritzel und Schneckengetriebe angetrieben werden. Wählt man, wie üblich, zwei Schnecken mit Links- und Rechtsgewinde, so heben sich die Achsendrücke auf und man erspart die Spurlager. Die Zahnstangen bestehen in der Regel aus zwei Flacheisen mit eingieteteten Bolzen; die Verzahnung ist also eine sogenannte Trieb-

stockverzahnung. Holztafeln werden heute in der Regel nur bis höchstens 3 m Höhe und Breite ausgeführt. Bei größeren Abmessungen nimmt man Blechtafeln mit dahinterliegenden Versteifungsträgern.

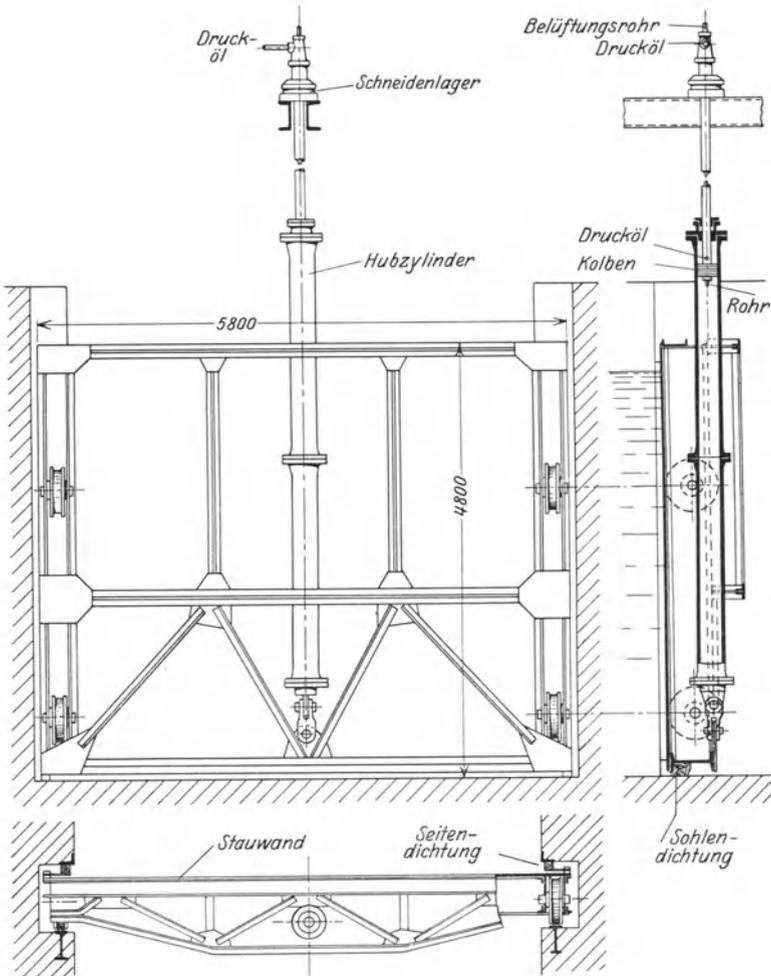


Abb. 37. Rollschütze mit hydraulischem Antrieb.

b) **Rollschützen.** Es empfiehlt sich bei größeren Belastungen die Reibung durch Anbringung von Rollen zu verringern, wie in Abb. 37 dargestellt ist. Es ist eine Schütze von 5,8 m Tafelbreite und 4,5 m Stauhöhe der Firma J. M. Voith. Die Stauwand ist eine Blechtafel mit Versteifungskonstruktion, in der vier Laufrollen gelagert sind. Damit die Bedienung rasch und leicht möglich ist, erfolgt sie nicht durch Zahnstange und Winde, sondern auf hydraulischem Wege. An

der Tafel ist ein Zylinder beweglich angebracht, in welchem sich ein Kolben mit Lederstulpdichtung bewegt. Die Kolbenstange ist über der Schütze an einer kräftigen Tragkonstruktion an doppelten Schneidlagern aufgehängt. Sie ist hohl, damit dem Zylinderraum über dem Kolben Drucköl zugeführt werden kann. Außerdem befindet sich noch in der hohlen Stange ein dünnes Rohr zur Ent- und Belüftung des Raumes unterhalb des Kolbens. Das Drucköl wird durch eine besondere Zahnradpumpe erzeugt, hat je nach Bedarf einen Druck bis zu 100 atm und wird der Kolbenstange durch Steuerventil und Rohr zugeführt. Die Schütze hebt sich dabei mit dem Zylinder, bis am höchsten Punkt ein elektrischer Endschalter den Motor der Ölpumpe abschaltet. Das

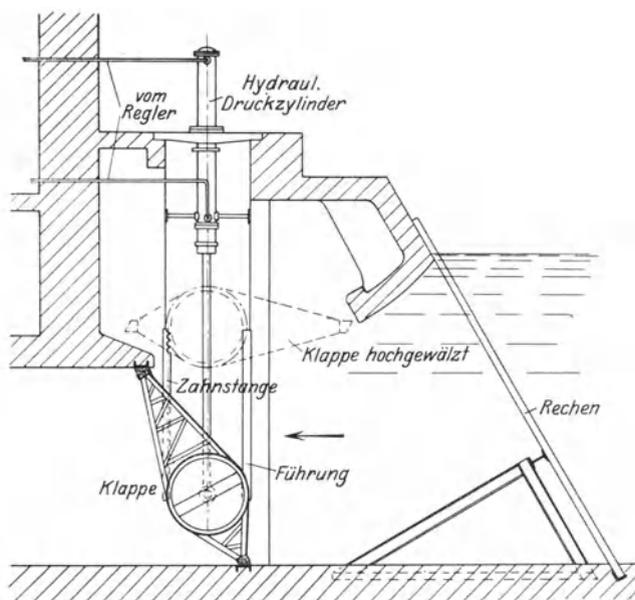


Abb. 38. Rollklappe, DRP., mit hydraulischem Antrieb.

Ablassen geschieht unter dem Eigengewicht der Tafel durch Umschalten des Steuerventils, so daß das Öl aus dem Zylinder abströmen kann. Hierbei sind Schlußzeiten von 10 sek bei 5 m Fallhöhe möglich („Schnellschlußschütze“).

c) **Rollklappen.** Denselben Zweck der raschen und leichten Bedienung erfüllt die Rollklappe, Patent Escher-Wyß (Abb. 38), die bei größeren Anlagen ausgeführt wird. Der Verschlusskörper besteht aus dem hohlen Blechzylinder mit besonderer Stauwand. Der Hohlzylinder ist zu beiden Seiten durch Böden dicht abgeschlossen. Hierauf sitzen Zahnkränze, die sich auf Zahnstangen abwälzen. Die obere und untere Abdichtung des Verschlusskörpers erfolgt durch Holz, die seitliche entweder durch Holzstäbe oder durch federnde Bleche. Bei hydraulischem Antrieb übertragen eine oder zwei Zugstangen die Bewegung

des in einem Druckzylinder auf- und abgehenden Kolbens auf die Walze. Bei mechanischem Antrieb wird die Zugstange als Zahnstange ausgebildet und wird durch Ritzel und Windwerk bewegt. Man erhält bei den Rollklappen einen geringeren Hub als bei den Schützen, außerdem entsteht durch den Auftrieb eine namhafte Entlastung. In der oberen Lage schwimmt der Verschlusskörper, so daß eine Verriegelung nicht erforderlich ist.

d) **Berechnung der Schützen.** Hierzu trägt man am besten das Belastungsschema auf, wie Abb. 39 zeigt. Beträgt die Stauhöhe h m, so ist der Druck auf den untersten Punkt der Tafel ebenfalls gleich h in Meter Wassersäule. Der Gesamtdruck P in horizontaler Richtung gegen die Tafel ergibt sich aus dem Inhalte des gleichschenkeligen Dreiecks und der Tafelbreite b in Meter zu

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{h^2}{2} \cdot b \right) \text{ kg.}$$

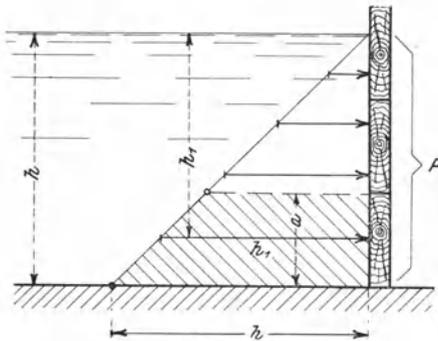


Abb. 39.

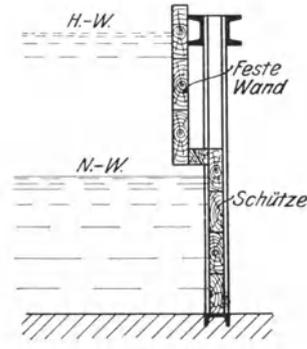


Abb. 40.

Will man die Bohlen berechnen, so ist zu beachten, daß die unterste natürlich am stärksten belastet ist und demnach allein auf Biegung mit gleichmäßig verteilter Last (s. Abb. 39) zu berechnen wäre. Die Belastung würde hier entsprechend der oben angeführten Gleichung betragen:

$$P_1 = 1000 (h_1 \cdot a \cdot b) \text{ kg.}$$

Bei hohen Tafeln kann man dann die obersten Bohlen schwächer halten.

Dabei sind außerdem die ungünstigsten Umstände ins Auge zu fassen, da durch geringe Steigerung der Höhe h die Belastung P eine bedeutende Änderung erfahren kann.

Beispiel: Bei Normalwasser betrage $h = 1,7$ m. Das ergibt bei 3 m Tafelbreite einen Horizontaldruck von:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 4350 \text{ kg.}$$

Steigt bei Hochwasser jedoch der Wasserspiegel nur um 1 m an, so wird nun:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 11\,000 \text{ kg,}$$

d. h. ungefähr dreimal so groß als vorhin.

Um bei solchen Verhältnissen keine unnötig hohe Schützenkonstruktion zu erhalten und um den Gesamtdruck etwas zu verringern, bringt man mitunter vor der eigentlichen Schützentafel eine feststehende Hochwasser-schutzwand an, wie Abb. 40 zeigt. Bei herabgelassener Schütze dichtet ein keilartiges Verschußstück die Trennungsfuge fast vollkommen ab.

Bei Berechnung der Zahnstangen von Gleitschützen muß man wegen der Witterungseinflüsse hohe Reibungsziffern $\mu = 0,3-0,5$ annehmen.

Bei den Rollschützen sind die Wälzreibung, Zapfenreibung und Spurkranzreibung der Laufrollen zu berücksichtigen.

B. Rechen.

Wie bei Erläuterung der allgemeinen Anlage Abb. 2 bereits erwähnt wurde, sind bei jeder Wasserführung sogenannte Rechen erforderlich,

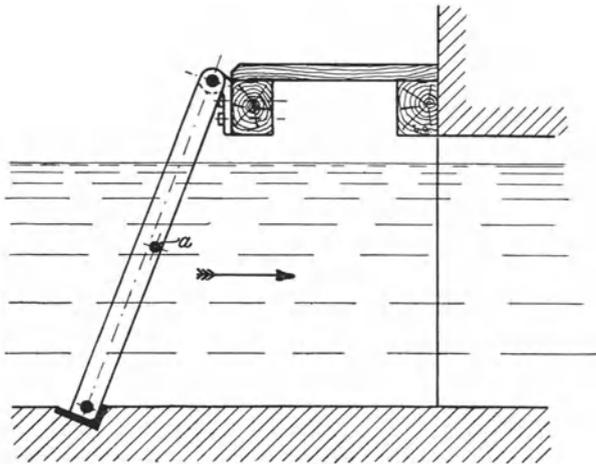


Abb. 41. Feinrechen.

welche Schwimmkörper fernhalten sollen. Am Einlauf in den Obergraben befindet sich häufig ein Grob- oder Eisrechen, welcher Treibholz, Eis und dergleichen abweisen soll. Dieser ist dem Zwecke entsprechend genügend schwer auszuführen und besteht daher vielfach aus Eisenbahnschienen, die im Abstände von $30 \div 50$ cm eingerammt sind. Mitunter wird dieser Rechen durch eine schwimmende Gitterkonstruktion ersetzt. Diese ist dem Grobrechen vorzuziehen, der unter Umständen für den freien Wassereintritt sehr hinderlich werden kann.

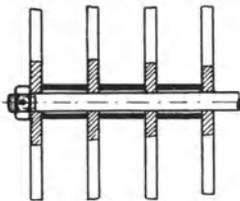


Abb. 42.

Vor der Turbinenkammer ist ein sogenannter Feinrechen erforderlich, welcher aus Flacheisen besteht, wie in Abb. 41 und 42 dargestellt ist. Je nach Beschaffenheit des Wassers wird ein Abstand zwischen den Flacheisen von 100 bis 20 mm herunter gewählt. Vielfach ist aber die Rechenweite behördlich festgelegt, z. B. bei Gebirgswässern, damit Fische nicht hindurchschlüpfen können. Die Verbindung der

einzelnen Stäbe geschieht durch Schraubenbolzen und der Abstand wird durch Gasrohrstücke gewahrt. Alle Zwischenverbindungen, z. B. bei a (Abb. 41), müssen einseitig liegen, damit der Rechen mit einer Blechharke gereinigt werden kann. Man bildet in dieser Weise einzelne Tafeln von 200 bis 300 kg Schwere, damit sie ein- und ausgebaut werden können. Rechen großer Bauhöhe erhalten mit Rücksicht auf die große



Abb. 43. Rechen-Reinigungsmaschine der MAN.

Belastung, die sie mitunter erfahren können, eine Stützkonstruktion, wie aus Abb. 38 z. B. hervorging. Die Berechnung hat auf Biegung zu erfolgen, da sich die Rechen unter Umständen vollständig zusetzen können. Die Belastung ist dann in ähnlicher Weise aufzutragen, wie bei den Einlaßschützen (Abb. 39) erläutert war.

Von besonderer Wichtigkeit ist eine dauernde Rechenreinigung. Zu diesem Zwecke findet man bei allen neueren Großkraftwerken Reinigungsmaschinen, welche die mühsame Handarbeit ersetzen. Abb. 43

zeigt den mechanischen Rechenputzer der MAN. An einem fahrbaren Gerüst befindet sich eine lange Harke, welche geschwenkt wie auch auf- und abbewegt werden kann und durch einen Elektromotor angetrieben wird. Beim Aufwärtsgehen befördert die Harke das sogenannte

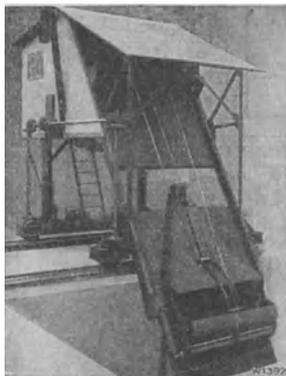


Abb. 44 u. 45. Reinigungsmaschine von Escher-Wyß, Ravensburg.

Rechengut nach oben, wo es in einen Wagen abgeworfen wird. Eine andere Ausführung von Escher-Wyß zeigen die Abb. 44 und 45. Hier wird eine breite und schwere Harke benutzt, welche mittels Rollen auf dem Rechen entlang rollt und beim Hochziehen das Rechengut mitnimmt. Das Auf-

und Abrollen geschieht durch Drahtseil und elektrisch betriebenen Windwerk. Durch ein weiteres Seil wird der aufklappbare untere Teil der Harke unten in die Rechenstäbe eingelegt, oben zwecks Abwerfen des Rechengutes herausgeklappt. Das ganze Gerüst mit Windwerk usw. kann natürlich wieder verfahren werden.

II. Allgemeines über Wasserkraftmaschinen.

5. Arten der Wasserkraftmaschinen, Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen.

A) Man unterscheidet bei den Wasserkraftmaschinen: Wasserräder und Turbinen.

Bei den Wasserrädern wird Arbeit hauptsächlich durch das Wassergewicht in den einzelnen Schaufelkammern geleistet, indem diese sich im Sinne der Raddrehung nach abwärts bewegen (Abb. 46 a u. b). Der Raddurchmesser D wächst mit der Gefällhöhe H und die Größe der Schaufelkammern mit der Wassermenge Q , so daß schon bei verhältnismäßig kleinen Leistungen die Räder sehr große Abmessungen erhalten. Dies macht sich besonders bemerkbar, wenn bei kleinem Gefälle ein sogenanntes Kropfrad (Abb. 46 b) verwendet wird, wobei nur geringe Leistungen erzielt werden können. Bei allen Wasserrädern erhält man nur geringe Drehzahlen von $n = 4$ bis $8/\text{min}$. Der Wirkungsgrad geht nicht über 75 v.H., wobei zu bedenken ist, daß wegen der geringen Drehzahl in der Regel größere Zahnradübersetzungen nötig werden, wodurch der Wirkungsgrad noch weiter sinkt.

In Turbinen kommt dagegen das Wasser dadurch zur Wirkung, daß es in sogenannten Leitschaufeln eine bestimmte Richtung und Geschwindigkeit erhält, dann aber in den Schaufeln eines Laufrades diese Geschwindigkeit in Größe und Richtung verändert wird (vgl. Abb. 49, 50 sowie die Abschnitte 7 bis 9). Der Raddurchmesser nimmt mit zunehmender Geschwindigkeit, also mit wachsender Gefällhöhe ab

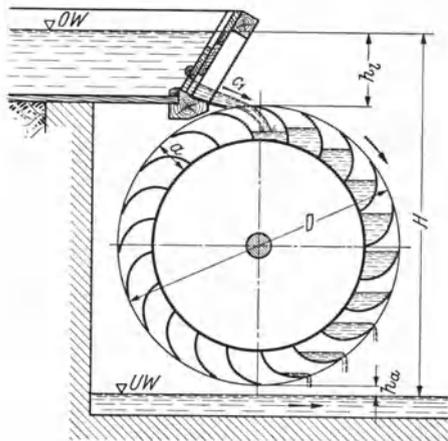


Abb. 46 a. Oberschlächtiges Wasserrad.

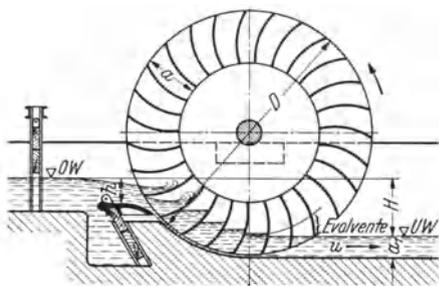


Abb. 46 b. Tiefschlächtiges oder Kropfrad für kleine Gefällhöhen.

und man erhält auch bei großen Wassermengen noch verhältnismäßig kleine Abmessungen. Als Wirkungsgrad kann heute 90 v.H. angenommen werden und die Drehzahlen sind derart, daß Transmissionen oder Dynamomaschinen entweder unmittelbar oder mit geringen Übersetzungen angetrieben werden können.

B) Die Forderungen, welche an neuzeitliche Wasserkraftmaschinen gestellt werden, sind:

1. Jede gegebene Gefällhöhe (und jede vorhandene Wassermenge) muß durch sie ausgenutzt werden können.

2. Die Ausnutzung muß unter hohem Wirkungsgrade erfolgen, und zwar auch bei schwankenden Wasserverhältnissen, damit sich die Anlage in jedem Falle lohnt.

3. Ihre Welle muß sowohl horizontal wie auch vertikal gelagert werden können, je nachdem es der unmittelbare Anschluß an Triebwerke oder Dynamomaschinen erfordert.

4. Ihre Umdrehungszahl muß sich so hoch wie irgend möglich steigern lassen, damit ein möglichst leichtes Triebwerk erzielt wird.

5. Sie müssen gut regelbar sein, damit sie z. B. zum Betriebe von Elektrizitätswerken in gleicher Weise wie Dampfmaschinen geeignet sind.

Die heute üblichen Wasserturbinen, nämlich Francis- und Propellerturbinen sowie Tangentialräder, genügen den vorstehenden Forderungen in hohem Maße und es kann jedes vorhandene Gefälle heute mit gutem Wirkungsgrad ausgenutzt werden. Wasserräder sind bei geringem Gefälle und geringer Wassermenge zwar in großer Zahl in Anwendung (nach Angaben auf der „Weltkraftkonferenz“, 1930, sollen in Deutschland noch 37 000 Stück mit zusammen 297 000 PS laufen), Neuausführungen für größere Leistungen, die eine sachgemäße Konstruktion erfordern, kommen aber heute kaum in Frage. Daher ist die eingehende Behandlung der Wasserräder aus den letzten Auflagen dieses Buches ausgeschieden worden und es wird auf die Spezialliteratur (S. VII) verwiesen.

C. Einteilung der Turbinen.

Man unterscheidet in bezug auf die Richtung der sogenannten „Beaufschlagung“:

a) Axialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in Achsenrichtung) (Abb. 47).

b) Radialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in radialer Richtung, Ausfluß jedoch beliebig) (Abb. 48).

c) Tangentialräder (Beaufschlagung in Tangentenrichtung wie die spätere Abb. 55 zeigt).

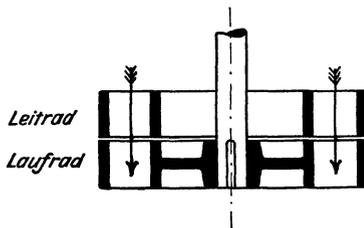


Abb. 47.

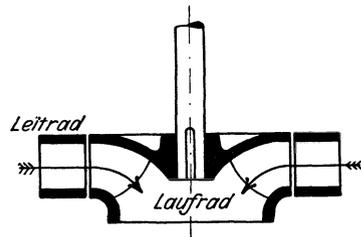


Abb. 48.

In bezug auf die Wirkungsweise des Wassers unterscheidet man dagegen:

a) Überdruckturbinen (auch Reaktionsturbinen genannt). (Abb. 49.)

b) Freistrahlturbinen (auch Druck- oder Strahlturbinen genannt). (Abb. 50.)

Beide können sowohl radial wie auch axial beaufschlagt werden; sie unterscheiden sich aber grundsätzlich voneinander wie folgt:

Überdruckturbine.

1. Über und unter dem Laufrad herrscht ein Druckunterschied (Überdruck).

2. Das Wasser besitzt beim Übertritt in das Laufrad neben Bewegungsenergie auch noch Druckenergie. (Vgl. Abschnitt 8.)

3. Bei Bewegung des Wassers durch die Schaufelkammern des Laufrades, welche hier vollständig

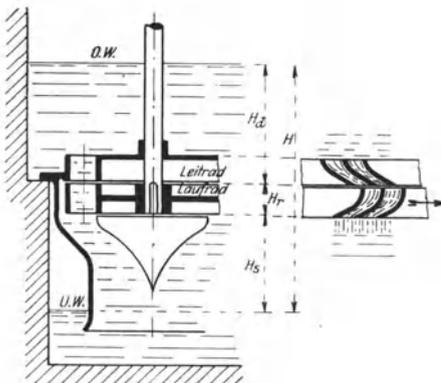


Abb. 49.

mit Wasser angefüllt sind, tritt infolge des Überdrucks eine Beschleunigung auf. Der austretende Wasserstrahl übt dann auf die Schaufelkammern eine „Reaktion“ aus, die zur Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 9 A.)

4. Als äußeres Merkmal tritt hinzu: Das Laufrad befindet sich in der Regel durch ein „Saugrohr“ in Verbindung mit dem Unterwasser.

5. Dadurch: Ausnutzung des gesamten Gefälles H , teils durch Druck-, teils durch Saugwirkung.

6. Anwendung dieser Turbinenart daher besonders bei kleineren und mittleren Gefällhöhen.

Freistrahlturbine.

1. Über und unter dem Laufrade herrscht gleicher Druck, und zwar in der Regel der Druck der äußeren Atmosphäre.

2. Das Wasser besitzt beim Eintritt in das Laufrad lediglich Bewegungsenergie. (Vgl. Abschnitt 8.)

3. Ein freier Wasserstrahl fließt, die Schaufelrückwand nicht berührend, an den Laufradschau-

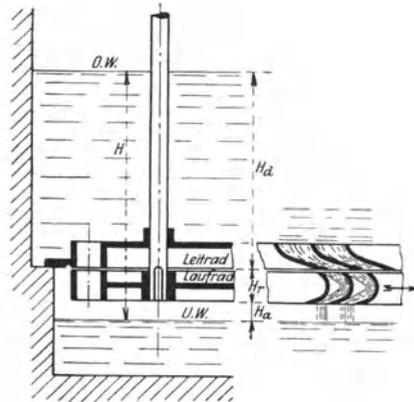


Abb. 50.

feln entlang, wird abgelenkt und äußert auf die Schaufelbleche selbst einen Ablenkungsdruck aus, welcher hier zur Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 9 A.)

4. Als äußeres Merkmal tritt hinzu: Das Laufrad darf nicht mit dem Unterwasser in Berührung kommen, sondern muß stets freihängen.

5. Dadurch: Ausnutzung in der Regel nur von H_d . Die Höhen H_r und H_a sind verloren.

6. Anwendung dieser Turbinenart daher besonders bei großen Gefällhöhen, weil hierbei dann die Verlusthöhe $H_r + H_a$ keine große Rolle spielt.

6. Turbinenarten.

A. Überdruckturbinen.

Im Jahre 1833 erfand der Franzose Fourneyron die nach ihm benannte Turbine (Abb. 51), und zwar baute er sie derart, daß das Laufrad sich im Unterwasser drehte. Er hatte sich zum ersten Male das bekannte „Reaktionsprinzip“ des Segnerschen Wasserrades zunutze gemacht. Die Beaufschlagung erfolgt von innen, d. h. das Leitrad sitzt im Inneren des Laufrades, wodurch letzteres einen verhältnismäßig großen Durchmesser erhält. Die Turbine wird nicht mehr gebaut.

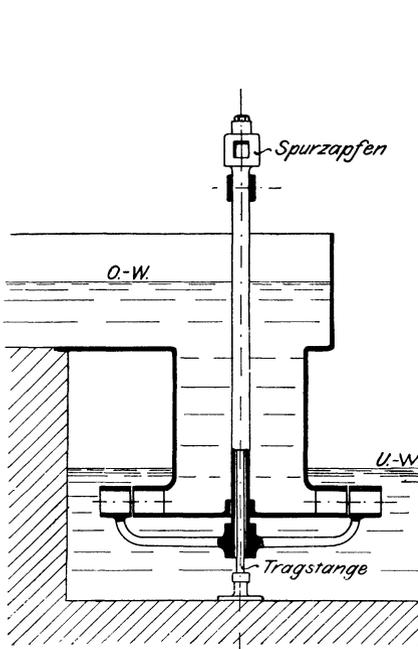


Abb. 51. Fourneyron-Turbine.

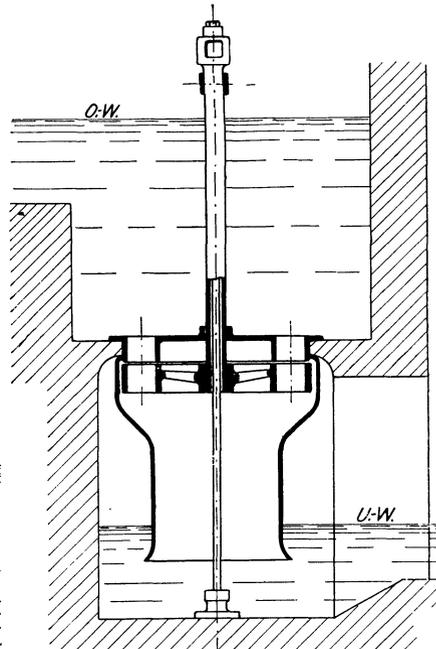


Abb. 52. Henschel-Jonval-Turbine.

Später wurde die Wirkung des Saugrohres erkannt und von den Ingenieuren Henschel und Jonval gleichzeitig verwertet (Abb. 52). Die Turbine hat axiale Beaufschlagung. Sie hat den Nachteil, daß das Laufrad unzugänglich unterm Leitrad liegt und der Querschnittsübergang zum Saugrohr recht ungünstig ist. Auch diese Turbine wird nicht mehr ausgeführt.

Einen weiteren Zuwachs erhielten die Überdruckturbinen durch die Erfindung des Amerikaners Francis im Jahre 1849, einer Radialturbine mit Saugrohr und äußerer Beaufschlagung (Abb. 53). Diese Turbine ist, was Strömungsverhältnisse des Wassers, Zugänglichkeit, Regelfähigkeit und Steigerung der Umlaufszahl anbelangt, recht günstig, und ist daher diejenige Turbine, welche heute von allen Turbinen am meisten verwendet wird (vgl. Teil III).

Neben der Francis-Turbine ist zur Ausnutzung kleiner Gefälle in den letzten Jahren eine Turbine in Aufnahme gekommen, welche von

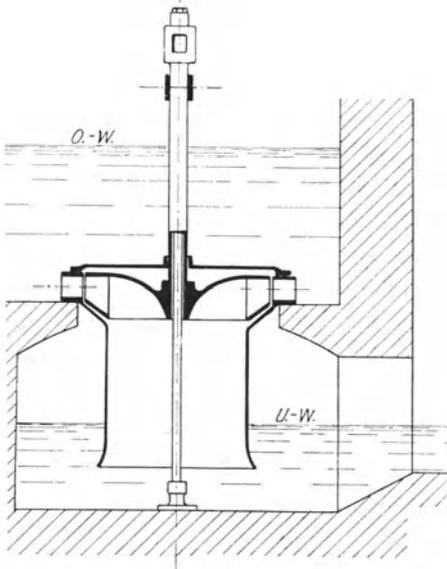


Abb. 53. Francis-Turbine.

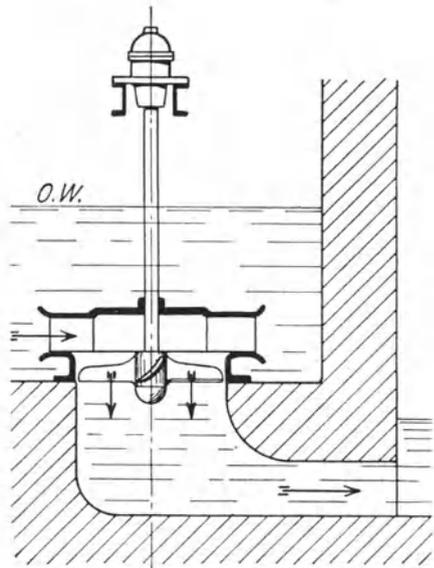


Abb. 54. Kaplan-Turbine.

Prof. Kaplan in Brünn 1912 erfunden und inzwischen vervollkommenet wurde. Wie Abb. 54 schematisch zeigt, ist das Leitrad der Francis-Turbine beibehalten. Das Wasser ist sich dann aber selbst überlassen und durchströmt, nachdem es seine Richtung um 90° geändert hat, in axialer Richtung ein Laufrad, welches die Form einer Schiffsschraube aufweist. Die Kaplan-Turbine oder Propellerturbine besitzt von allen bekannten Turbinen die größte Schnellläufigkeit, sie erreicht einen hohen Wirkungsgrad und sie kann sowohl mit liegender als auch mit stehender Welle ausgeführt werden. (Näheres vgl. Teil IV.)

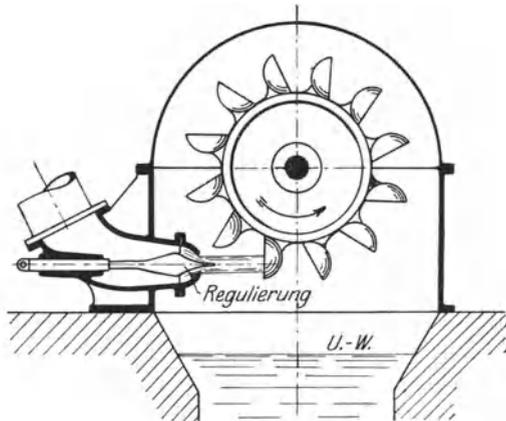


Abb. 55. Tangentialrad.

B. Freistrahlturbinen.

Zur Anwendung gelangten auch diese Turbinen nachweislich erst im 19. Jahrhundert. Zuerst war es das sogenannte Löffelrad des

Schweizer Ingenieurs Zuppinger im Jahre 1846. Die Turbine wurde hauptsächlich in der Schweiz gebaut und fand erst später in der Form

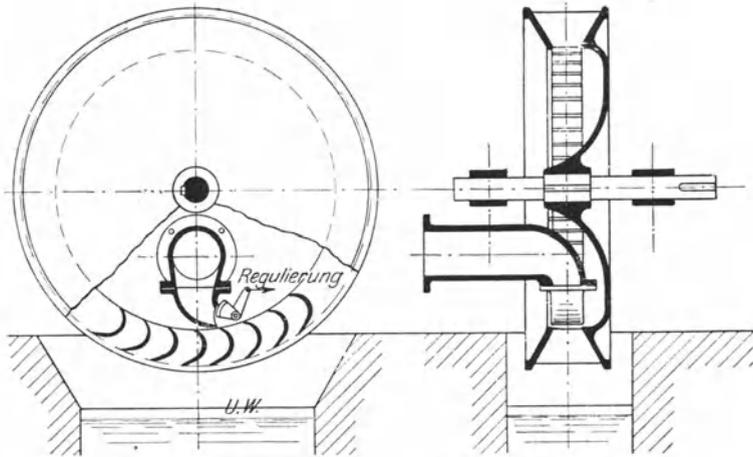


Abb. 56. Schwamkrug-Turbine.

des heutigen Tangential- oder Peltonrades (Abb. 55) allgemeine Verwendung. Die Beaufschlagung erfolgt nur durch eine oder mehrere

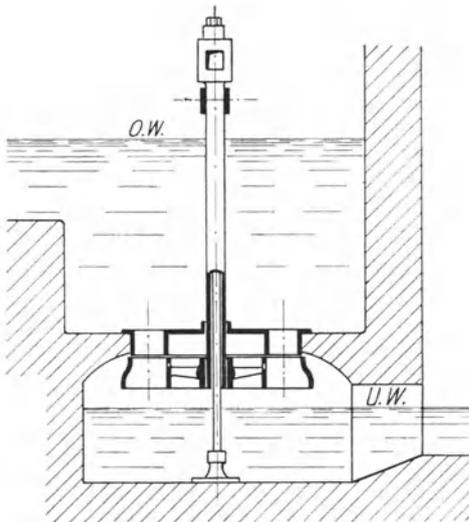


Abb. 57. Girard-Turbine.

Düsen und zwar in tangentialer Richtung. Es ist heute diejenige Turbine, die für große Gefällhöhe und verhältnismäßig kleine Wassermenge ausschließlich Anwendung findet (vgl. Teil V). Im Jahre 1850 erfand der sächsische Kunstmeister Schwamkrug die nach ihm genannte Turbine (Abb. 56), eine von innen durch eine Düse beaufschlagte Ra-

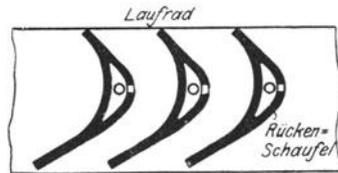


Abb. 58. Grenz turbine.

dialturbine. Diese Turbine ist für größere Gefällhöhen häufig gebaut worden und ist auch heute noch im Betriebe zu finden.

Als voll beaufschlagte Freistrahlturbine ist die Erfindung des Franzosen Girard um 1863 zu nennen, welche lange Jahre eine große Rolle im Turbinenbau gespielt hat. Es ist eine Axialturbine (Abb. 57), die

frei überm Unterwasser aufgestellt werden muß, wie S. 35 erwähnt wurde. Aus der Girard-Turbine ist, zur Vermeidung dieses Übelstandes, die Grenz- oder Kombinationsturbine entstanden. Äußerlich ist diese Turbine der erstgenannten gleich. Der charakteristische Unterschied liegt lediglich in der Ausbildung der Laufradschaufeln. Diese Schaufeln sind in Abb. 58 dargestellt. Die eigentlichen Schaufeln sind mit sogenannten Rückenschaufeln versehen, wodurch der Wasserstrahl vollständige Führung erhält. In normalen Fällen arbeitet die Turbine als Strahltriebwerk. Steigt aber das Unterwasser so weit an, daß das Laufrad in dasselbe eintaucht, so arbeitet die Turbine ähnlich wie eine Überdruckturbinenart, allerdings unter nicht besonders günstigen Verhältnissen. Auch diese Turbinenart wird heute nicht mehr ausgeführt.

Zu erwähnen ist schließlich noch eine Turbinenart (Abb. 59), welche in neuerer Zeit unter dem Namen Michell- oder Bánki-Turbine ausgeführt worden ist. Es ist eine Strahltriebwerk, welche zunächst von

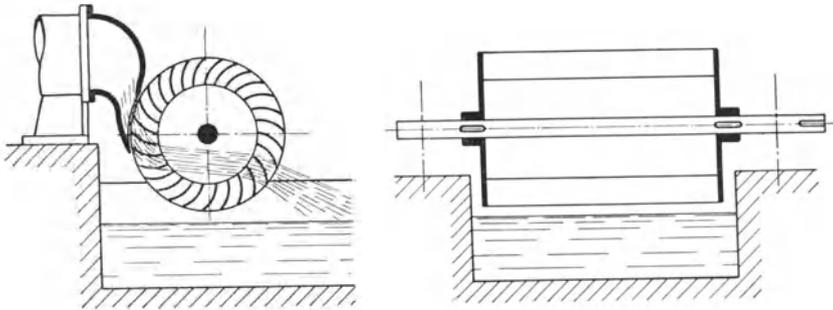


Abb. 59. Michell- oder Bánki-Turbine.

einem Leitapparat von außen beaufschlagt wird. Das Wasser durchströmt die Laufradschaufeln links, bewegt sich mit seiner Abflußgeschwindigkeit durch das Innere des trommelartigen Laufrades und beaufschlagt die gegenüberliegenden Schaufeln rechts ein zweites Mal von innen. Die Turbinenart hat den Vorteil, daß sie für kleine und große Gefällhöhen und auch für größere Wassermengen benutzt werden kann, da die Freihängehöhe über dem Unterwasserspiegel gering ist und die Trommel beliebig lang gemacht werden kann. Der Wirkungsgrad hat sich bei Laboratoriumsversuchen bis zu 87 v.H. ergeben. Über praktische Anwendungen dieser Turbinenart ist aber noch wenig bekannt geworden.

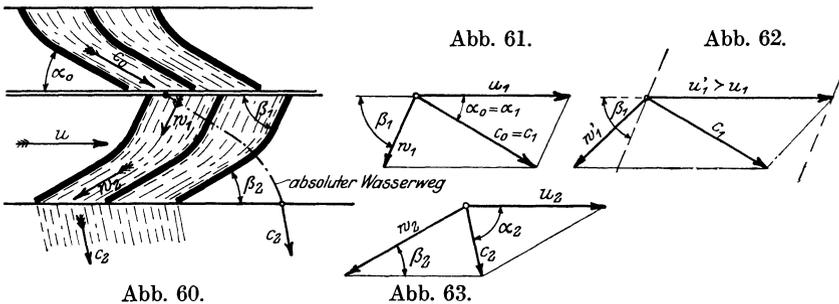
7. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen.

Bei der Betrachtung der Wasserbewegung in einer axialen Überdruckturbinenart (Abb. 49 u. 52) ergibt sich folgendes:

Der Oberwasserkammer fließt durch einen seitlichen Zufluß ständig Wasser zu, der Abfluß aus der Unterwasserkammer erfolgt ebenfalls gleichförmig, so daß die Wasserspiegel auf konstanter Höhe bleiben. Das Wasser muß nun im Leitrad eine bestimmte Geschwindigkeit

annehmen, die beim Austritt c_0 m/sek betragen soll. Natürlich ist c_0 eine absolute Geschwindigkeit, d. h. eine solche, die von einem äußeren Beobachter wahrgenommen wird. Sie fällt, wie Abb. 60 und 61 zeigen, mit der Richtung der Leitschaufeln ($\sphericalangle \alpha_0$) zusammen¹⁾.

Mit c_0 strömt also das Wasser aus dem Leitrade, vor welchem sich das Laufrad, falls man den normalen Betrieb ins Auge faßt, hier mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 vorbeibewegt. Beim Übertritt des Wassers in das Laufrad ergibt sich somit eine Relativgeschwindigkeit w_1 , die nach den grundlegenden Sätzen der Mechanik durch Zerlegung der absoluten Geschwindigkeit $c_1 = c_0$ in zwei Komponenten u_1 und w_1 zu ermitteln ist. Soll der Übertritt des Wassers in das Laufrad „stoßfrei“ erfolgen (wie es auch in der Regel von der Praxis verlangt wird), so muß nun w_1 in die Richtung des Schaufelbleches ($\sphericalangle \beta_1$) fallen.



Fällt dagegen w_1 nicht mit der Richtung der Schaufel zusammen, so erfolgt der „Eintritt unter Stoß“ wie folgt: Würde z. B. durch Entlastung der Turbine die Umlaufszahl steigen, d. h. also u_1' größer als normal werden, so ergibt sich aus dem Parallelogramm Abb. 62, daß das Wasser jetzt gegen das rückwärtige Schaufelblech strömen muß, an welchem es unter Stoßwirkung plötzlich abgelenkt wird. Verfolgt man die Vorgänge genauer, so ergibt sich, daß bei vergrößertem u_1 der Stoß entgegen der Umfangskraft gerichtet ist, und daß somit in der Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit eine Grenze eintreten muß. Tatsächlich liegt diese Grenze bei $u_1' = 1,8 \div 2 \cdot u_1$, d. h. hierbei heben sich Stoßkraft und Umfangskraft gegenseitig auf unter gleichzeitiger Veränderung der übrigen Geschwindigkeiten des Parallelogramms und eine weitere Umdrehungssteigerung kann nicht eintreten. Eine vollkommen entlastete Turbine, welche sich selbst überlassen

¹⁾ Die Bezeichnungen für die Winkel und Geschwindigkeiten wurden nach den Formelzeichen in der allgemeinen Hydraulik gewählt. (Festsetzung im Hydraulik-Ausschuß vom 26. April 1926.) Es bedeutet: u = Umfangsgeschwindigkeit, w = Relativgeschwindigkeit, c = absolute Geschwindigkeit. Die Winkel zwischen c und u heißen α , die Winkel von w mit der negativen u -Richtung heißen β . Die Beiziffer 0 bezieht sich auf das Leitrad, 1 auf Laufradeintritt, 2 auf Laufradaustritt, 3 auf das Saugrohr.

bleibt, kann also nicht „durchgehen“, sondern höchstens eine Steigerung der Umlaufzahl auf das $1,8 \div 2$ fache erfahren.

Mit der Geschwindigkeit w_1 strömt also das Wasser relativ zur Schaufel (während diese sich außerdem mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 bewegt) in das Laufrad. Am Schaufelblech erfolgt dann eine allmähliche Strahlableitung und eine Änderung von w_1 in Größe und Richtung, wodurch die Arbeitsfähigkeit des Wassers auf die Schaufel übertragen wird, wie später unter 9 B genauer gezeigt ist.

Beim Schaufelaustritt ergibt sich schließlich folgendes: Mit der Relativgeschwindigkeit w_2 tritt das Wasser aus der Schaufelkammer in Richtung des Schaufelbleches ($\sphericalangle \beta_2$) aus, während die Schaufel selbst sich hier mit der Umfangsgeschwindigkeit u_2 bewegt.

Setzt man diese beiden Geschwindigkeiten wieder zu einem Parallelogramm zusammen (Abb. 63), so erhält man eine Resultierende c_2 , die absolute Austrittsgeschwindigkeit. Mit dieser tritt das Wasser aus dem Laufrad tatsächlich aus, um alsdann entweder in das Saugrohr oder aber direkt in das Unterwasser, je nach der Turbinenart, zu strömen.

Denkt man sich als äußerer Beobachter an einer durchsichtigen Turbine, so würde man von den Geschwindigkeitszerlegungen oder -zusammensetzungen natürlich nichts wahrnehmen. Man würde lediglich das Wasser mit $c_0 = c_1$ oben in das Laufrad ein-, unten mit c_2 austreten sehen, während vom Eintritts- zum Austrittspunkt der in Abb. 60 eingezeichnete absolute Wasserweg beschrieben wird.

So einfach wie die Strömungsverhältnisse nun an Hand der Abb. 60 dargestellt sind, liegen sie bei der Turbine vielfach nicht. Es wurde hier gleichmäßige Ablenkung aller Wasserfäden angenommen und vorausgesetzt, daß die Schaufeln über die ganze Radbreite gleiche Form haben. Solche einwandfreie und übersichtliche Strömungen finden aber nur statt in den Leiträdern neuzeitlicher Turbinen und etwa auch in den Laufradschaufeln der Strahltriebwerke. Bei Laufradschaufeln neuerer Überdruckturbinen (Francis-Turbinen) findet man dagegen stets recht verwickelte Strömungsverhältnisse infolge der Krümmung der Schaufeln in mehreren Ebenen, wie dies in Abb. 64 für einige Stromfäden angedeutet ist. Infolge der Ablenkung der Wasserfäden nach den verschiedenen Richtungen im Raume und der damit verbundenen Druckveränderungen ist eine genaue Ermittlung der tatsächlichen Wasserbewegung überhaupt nicht

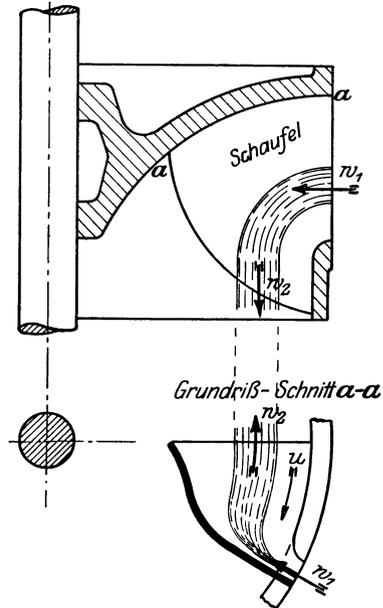


Abb. 64.

möglich und man ist auf mehr oder weniger zutreffende Annahmen angewiesen. Da dies lediglich bei der Schaufelkonstruktion von Francis-Turbinen nötig wird, sei hier nicht weiter darauf eingegangen, sondern auf den späteren Teil III verwiesen.

8. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydrodynamik.

a) Gegeben sei ein Gefäß nach Abb. 65, an welches ein längeres, erst zylindrisches, dann konisches Ausflußrohr angesetzt ist. Denkt

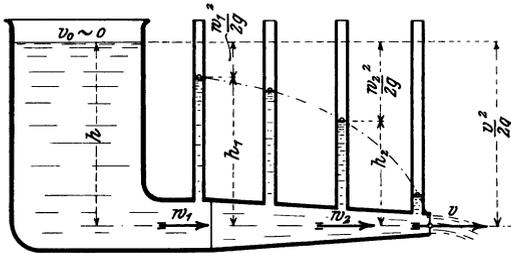


Abb. 65.

man sich auf diesem Rohr Glasröhrchen (Piezometer) aufgesetzt, so stellen sich darin bestimmte Druckhöhen ein.

Solange das Ausflußrohr an der Mündung verschlossen ist, sind diese Druckhöhen „statische“, d. h. sie entsprechen der statischen Höhe h . Wird aber der

Ausfluß freigegeben, so fällt der Wasserstand in den Piezometern auf die sogenannte „dynamische“ Höhe h_1 , h_2 . An der Mündung tritt, da der Ausfluß ins Freie erfolgt, bekanntlich auf:

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Im konischen Rohr, in welchem infolge der Querschnittsvergrößerung eine Geschwindigkeit $w_2 < v$ vorhanden sein muß, ergibt sich an irgendeinem Punkt:

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2.$$

Im zylindrischen Rohr entsprechend:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1.$$

Es ergibt sich für jeden beliebigen Punkt des Durchflusses der Satz: Statische Höhe = Geschwindigkeitshöhe + dynamische Höhe oder auch, auf die Gewichtseinheit Wasser ($q = 1 \text{ kg}$) bezogen:

Gesamtenergie = Bewegungsenergie + Druckenergie.

Der Verlauf der gestrichelten Kurve in Abb. 65 gibt die Abnahme der dynamischen Höhen bzw. Zunahme der Geschwindigkeitshöhen an unter der Voraussetzung, daß die Reibung des Wassers im Rohr als sehr gering vernachlässigt werden kann, und daß die Verengung des Rohres nur ganz allmählich erfolgt. In Wirklichkeit werden sich selbstverständlich weder diese dynamischen Höhen noch die Geschwindigkeiten genau ergeben, weil ein gewisser Teil der statischen Höhe zur Überwindung der Durchflußwiderstände verbraucht wird. Jedenfalls

aber wird die Vorrichtung Abb. 65 den bekannten Satz von der „Erhaltung der Energie“ bestätigen, denn: was an Druckenergie scheinbar verlorenggeht, findet sich in Bewegungsenergie wieder vor bzw. es wird zur Überwindung der Widerstände, also ebenfalls zu einer Arbeitsleistung, verbraucht.

b) Wendet man das unter a) Gesagte auf den durch Abb. 66 gekennzeichneten Fall an, so erhält man auch hier wieder die Gleichungen:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Da nun aber infolge der Verengung des Rohres und der darauffolgenden Erweiterung $w_2 > v$, so ergibt sich notgedrungen, daß h_2 negativ, also zur Saughöhe werden muß. w_2 ist also größer geworden, als es der statischen Höhe h entspricht, was sich dadurch erklärt, daß ja auf dem Behälter noch der Druck der äußeren Atmosphäre lastet, der einer Höhe von 10,33 m Wassersäule das Gleichgewicht hält. Infolgedessen könnte auch im Maximum w_2 eine Größe annehmen, die sich ergäbe aus der Gleichung:

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + 10,33,$$

so daß dann $h_2 = -10,33$ m betrüge. Würde man allerdings die Querschnittsverengung so weit treiben, daß dieser Fall eintritt, so würde von außen in die Mündung Luft eindringen, die Wasserfäden würden die Wandungen der konischen Düse verlassen, und der Querschnitt bei w_2 würde zum Ausflußquerschnitt.

Es ist ferner zu beachten, daß vorliegende Betrachtung nur Geltung hat, wenn die Verengung des Rohres ganz allmählich vor sich geht, und wenn die Reibung außer acht gelassen werden kann. Bei plötzlicher Verengung entsteht infolge von Massenwirkungen an der Verengungsstelle ein Stau und infolgedessen dort keine negative, sondern eine positive dynamische Höhe.

c) Betrachtet werde schließlich eine Vorrichtung Abb. 67, und zwar sollen hierbei folgende drei Fälle untersucht werden:

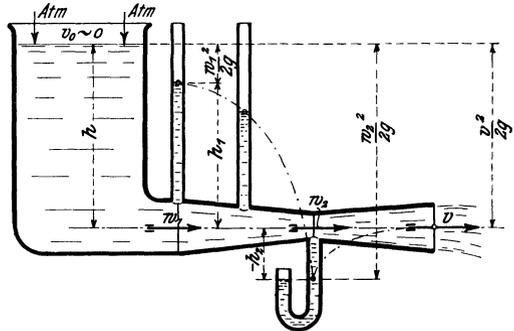


Abb. 66.

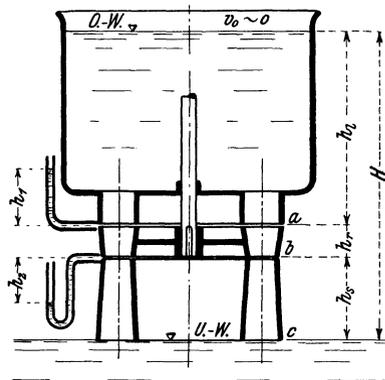


Abb. 67.

1. Das Wasser ströme reibungslos und ohne Arbeit zu verrichten durch die Kanäle hindurch. Man erhält somit nach dem Vorhergehenden:

$$\text{bei a): } h_l = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$\text{bei b): } h_l + h_r = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$\text{bei c): } h_l + h_r + h_s = \frac{v^2}{2g} = H,$$

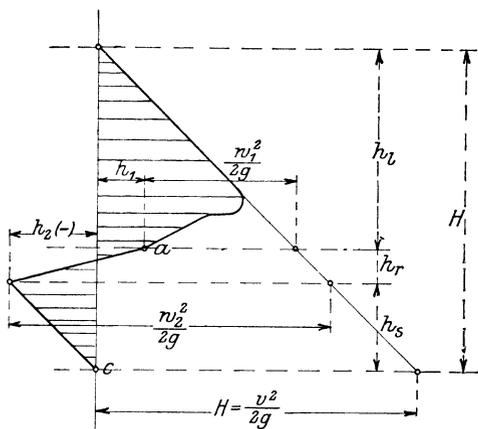


Abb. 68.

d. h. an jedem Punkte gilt wieder: Vorhandene statische Druckhöhe = Geschwindigkeitshöhe + dynamische Höhe.

Graphisch aufgetragen würde man ein Diagramm erhalten, wie es Abb. 68 zeigt, woraus bei Verfolgung des Weges vom Ober- zum Unterwasserspiegel die Zunahme der statischen Höhe und die Veränderungen von Geschwindigkeits- und dynamischen Höhen zu erkennen sind. Beim Eintritt in den Kanal über a macht sich

natürlich eine plötzliche Geschwindigkeitssteigerung und entsprechende Abnahme des dynamischen Druckes bemerkbar.

h_1 wird hierbei je nach Größe des Durchflußquerschnittes und je nach Lage des Punktes a in bezug auf Ober- und Unterwasserspiegel positiv oder negativ sein. h_2 wird in der Regel negativ werden, und zwar erhält es, wenn sich die Geschwindigkeit w_2 beim Abfluß wenig ändert, d. h. also wenn $w_2 \sim v$ ist, die Größe $h_2 = -h_s$, wie sich aus den Gleichungen bei b und c auch ohne weiteres ergibt. Es stellt sich also dann in dem Piezometerrohr bei b die Saughöhe h_s ein.

Bezieht man die drei Gleichungen wiederum auf die Gewichtseinheit Wasser, so zeigt sich auch hier die Umformung der Energien wie seither. Die Gleichung bei c würde hierbei erkennen lassen, daß die gesamte Arbeitsfähigkeit des Wassers H mkg in Bewegungsenergie umgesetzt wird, falls das Wasser während des Durchflusses keine Arbeit nach außen abgibt oder keinen besonderen Widerstand zu überwinden hat.

2. Zwischen den Punkten a und b (Abb. 67) werde nun eine mit Schaufeln versehene feststehende Scheibe (z. B. festgebremstes Turbinenlaufrad) eingebaut, welche dem Durchfluß des Wassers einen beträchtlichen Widerstand entgegensetzt. Ist der hierdurch

auftretende Drossel- und Reibungsverlust auf die Gewichtseinheit Wasser bezogen V , so würde jetzt die Gleichung bei b übergehen in die Form:

$$h_i + h_r - V = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

und graphisch aufgetragen bekäme man das Diagramm Abb. 69. Es ist ersichtlich, daß w_2 nun wesentlich kleiner wird und daß die Ausflußgeschwindigkeit am Rohrende bei c nur noch berechnet werden kann aus:

$$\frac{v^2}{2g} = H - V.$$

3. Zwischen den Punkten a und b werde schließlich dem Wasser durch Strahlableitung in einem rotierenden Schaufelrade ein bestimmter Teil seiner Arbeitsfähigkeit entzogen, der auf die Gewichtseinheit bezogen A_1 betragen möge. Die Gleichung bei b geht dann in die Form über:

$$h_i + h_r - A_1 = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

und graphisch erhält man das Diagramm Abb. 70. Aus diesem Diagramm ergibt sich für den Punkt c :

$$H = A_1 + \frac{v^2}{2g}$$

oder schließlich auch:

$$A_1 = H - \frac{v^2}{2g}.$$

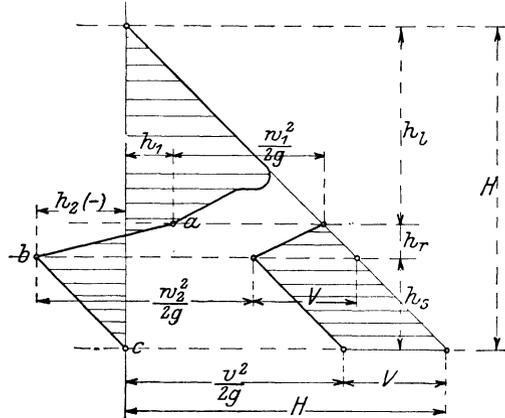


Abb. 69.

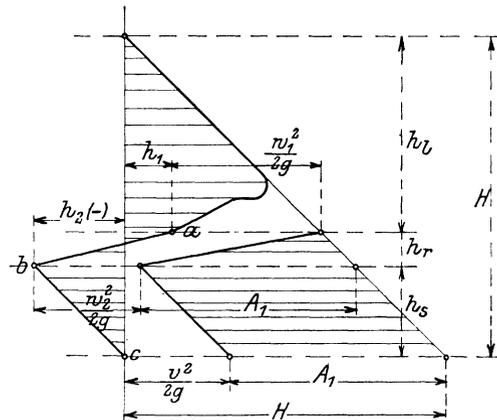


Abb. 70.

v ist bedeutend geringer geworden als im Falle 1. Sind die Durchflußquerschnitte dieselben geblieben, so strömt also jetzt eine viel kleinere Wassermenge durch die Vorrichtung hindurch als früher.

Dieser Fall entspricht den Vorgängen in der Turbine. In welcher Weise die Arbeitsfähigkeit des Wassers zwischen den Punkten a und b (Lauftrad der Turbine) entzogen wird, zeigt der folgende Abschnitt.

9. Die Arbeitsleistung des Wassers in Turbinen.

A. „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“.

a. Beschleunigungsrückdruck oder Reaktion des Wassers.

Gegeben sei zunächst ein ruhendes Gefäß nach Abb. 71, durch welches sekundlich eine Wassermenge Q m³ ständig hindurchströmt. Die

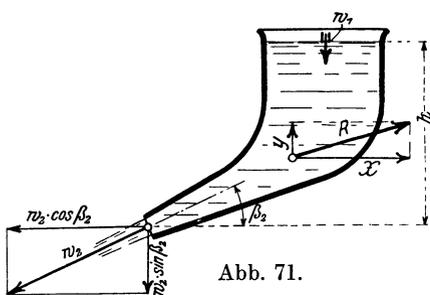


Abb. 71.

Eintrittsgeschwindigkeit sei w_1 , und zwar stehe sie lotrecht. Nach Ablenkung ströme das Wasser mit w_2 aus dem Gefäße aus. Zur Beschleunigung des Wassers von w_1 auf w_2 ist natürlich eine bestimmte (hier vom statischen Druck herrührende) Kraft erforderlich, welche eine gleichgroße Gegenkraft: Beschleunigungsrückdruck oder „Reaktion“ R , auf das

Gefäß selbst ausüben muß. R läßt sich nun berechnen wie folgt: Bekanntlich ist:

$$\text{Kraft} = \text{Masse} \cdot \text{Beschleunigung}$$

oder auch:

$$\text{Kraft} = \frac{\text{Masse} \cdot (\text{Geschwindigkeitsänderung in Krafrichtung})}{\text{Zeit}}$$

Nun tritt zunächst in waagerechter Richtung eine Geschwindigkeitsänderung ein von 0 auf $w_2 \cdot \cos \beta_2$, während die in der Zeiteinheit zu beschleunigende Masse $\frac{1000 \cdot Q}{g}$ ist, da Q in m³ pro Sekunde ausgedrückt war. Es wird somit die zur Beschleunigung des Wassers in waagerechter Richtung erforderliche Kraft:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - 0),$$

und sie erzeugt eine gleichgroße Gegenkraft auf das Gefäß selbst:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2^1).$$

In lotrechter Richtung tritt ferner eine Geschwindigkeitsänderung auf von w_1 auf $w_2 \sin \beta_2$, so daß sich in gleicher Weise ergibt:

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1),$$

¹⁾ Das Produkt aus Masse M und Geschwindigkeit w wird bekanntlich in der Mechanik als „Bewegungsgröße“ $M \cdot w$ bezeichnet, während das Produkt aus Kraft P und Zeit t : „Antrieb der Kraft“ $P \cdot t$ genannt wird. Es besteht dann der Satz:

Antrieb der Kraft = Bewegungsgröße oder: $P \cdot t = M \cdot w$, vorausgesetzt, daß w auf Null gebracht oder aus Null erzeugt wird.

die je nach w_1 und w_2 entweder aufwärts (+) oder abwärts (-) gerichtet sein kann.

Der gesamte Beschleunigungsrückdruck R auf das Gefäß ergibt sich schließlich zu:

$$R = \sqrt{Y^2 + X^2}.$$

Ein eigentlicher Angriffspunkt dieses Druckes besteht allerdings nicht. —

Gegeben sei ferner ein der Schaufelkammer einer axialen Überdruckturbinen ähnelndes Gefäß nach Abb. 72, welches mit einer Geschwindigkeit u geradlinig fortschreitet. Im Gegensatz zu Abb. 71 stehe die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_1 unter einem beliebigen $\angle \beta_1$. Das Wasser ist nun in der Kammer wieder von w_1 auf w_2 zu beschleunigen, wozu eine (hier von dem gesamten Überdruck zwischen Kammerein- und -austritt herrührende) Beschleunigungskraft erforderlich ist. Diese letztere erzeugt wiederum auf das Gefäß selbst eine gleichgroße Gegenkraft R .

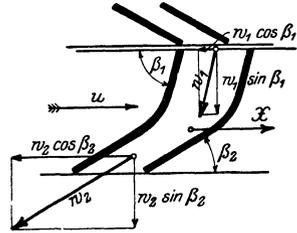


Abb. 72.

Es soll nun lediglich die Kraft X bestimmt werden, die das Gefäß in Richtung der Geschwindigkeit u zu bewegen sucht, d. h. also die Horizontalkomponente von R . Man geht dazu genau so vor wie vorhin:

In horizontaler Richtung tritt eine Geschwindigkeitsänderung auf von $w_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $w_2 \cdot \cos \beta_2$ unten, so daß man erhält:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1).$$

Die auf das Gefäß übertragene Arbeitsleistung beträgt somit auch:

$$A/\text{sek} = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

b. „Strahldruck“ oder „Ablenkungsdruck“.

Gegeben sei ein Gefäß Abb. 73, welches der Schaufelkammer einer „Strahlmaschine“ ähnelt. Die Kammer bewege sich mit der Geschwindigkeit u geradlinig fort, während aus einer Düse ständig die Wassermenge Q gegen die Schaufelkammer gelenkt wird. Während der Strahl die Schaufelkammer durchfließt, ist eine allmähliche Ablenkung nötig von w_1 auf w_2 . Es gehört dazu eine „Ablenkungskraft“, die vom Schaufelblech auf den Strahl ausgeübt werden muß und somit auf die Schaufel selbst wieder eine gleichgroße Gegenkraft ausübt. Die horizontale Komponente

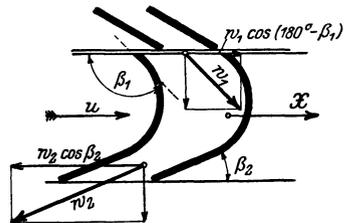


Abb. 73.

der letzteren ist auch wieder die treibende Kraft, welche das Gefäß in Richtung der Geschwindigkeit u fortzubewegen sucht. Diese Kraft X wird wieder berechnet wie folgt:

Betrachtet man lediglich die Ablenkung des Strahles in der Schaufel, so erkennt man, daß in horizontaler Richtung eine Geschwindigkeitsänderung auftritt von $-w_1 \cos(180 - \beta_1) = w_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $w_2 \cos \beta_2$ unten. Da die in der Zeiteinheit abgelenkte Wassermasse wieder $\frac{1000 \cdot Q}{g}$ beträgt, so ist zur Ablenkung erforderlich eine Kraft nach links, welche nach rechts die gleichgroße Gegenkraft

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1)$$

erzeugt.

Die Arbeitsleistung, welche auf das Gefäß übertragen werden kann, hat somit die Größe:

$$A/\text{sek} = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

B. Die Turbinen-Hauptgleichung.

Man erkennt aus diesen Betrachtungen, daß die Begriffe „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“ genau gleiche Werte in den Endgleichungen ergeben. Sie decken sich auch insofern, als beiden die auf die Schaufelkammern ausgeübten Gegenkräfte zugrunde liegen, und es ergeben sich nur geringe Unterschiede, wenn man die Entstehung der Gegenkraft betrachtet. Sie ergibt sich bei Überdruckturbinen im wesentlichen aus der Beschleunigungskraft, dagegen bei den Freistrahlturbinen aus der Ablenkungskraft, die um so größer wird, je größer der gesamte Ablenkungswinkel ist.

Die Bezeichnungen: „Reaktionsturbine“ und gar: „Aktionsturbine“ treffen aber nach vorstehender Betrachtung das Wesen dieser Turbinen nur sehr mangelhaft und sind daher zu vermeiden. —

Die Turbinen-Hauptgleichung, welche eine Arbeitsgleichung darstellt und für alle Turbinenarten gültig ist, ergibt sich nun aus folgenden Überlegungen:

Die vorstehenden Betrachtungen zeigten, daß die Art der Ablenkung oder Beschleunigung des Wassers in der Schaufelkammer theoretisch

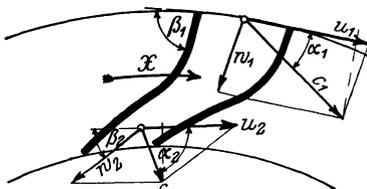


Abb. 74.

keine Rolle spielt, daß es vielmehr nur auf die Größe der Geschwindigkeitsänderung vom Schaufel Eintritt bis -austritt ankommt. Betrachtet man nun die Schaufelkammer einer Radialturbine, Abb. 74, wobei oben die absolute Geschwindigkeit c_1 , unten dagegen c_2 auftritt, so hat man mit einer gesamten Geschwin-

digkeitsänderung von $-c_1 \cdot \cos \alpha_1$ oben auf $-c_2 \cdot \cos \alpha_2$ unten zu rechnen, so daß man als Umfangskraft erhält:

$$X = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

Der Angriffspunkt dieser Kraft ist nicht zu bestimmen, da es sich um eine Kraftwirkung auf dem Wege vom Eintritts- zum Austrittsdurchmesser handelt. Theoretisch kann aber der Vorgang so aufgefaßt werden, als ob dem Wasser am Schaufeleintritt die Geschwindigkeitskomponente $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ plötzlich entzogen und dadurch am äußeren Umfange eine Kraft: $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$ auf das Rad übertragen würde, am Schaufelaustritt dagegen eine Kraft: $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$ wiederum dem abfließenden Wasser übermittelt werden müßte. Praktisch ist diese plötzliche Geschwindigkeitsänderung allerdings nicht möglich (Stoßverluste), vielmehr muß man auf eine allmähliche und gleichförmige Änderung bedacht sein.

Bezeichnet man nun den Radius des Außenkreises mit r_1 , den inneren Radius mit r_2 , so erhält man ein Drehmoment:

$$(Gl. 1) \quad M = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2)^1).$$

Da die Arbeitsleistung das Produkt von Md mit der Winkelgeschwindigkeit ω ist, und $r_1 \cdot \omega = u_1$, $r_2 \cdot \omega = u_2$, so erhält man:

$$(Gl. 2) \quad A/\text{sek} = 1000 \frac{Q}{g} \cdot (u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

als allgemeine Arbeitsgleichung einer Turbine. Es ist üblich, die Arbeitsleistung auf die Gewichtseinheit des Wassers, also $11/\text{sek} = 1 \text{ kg}/\text{sek}$ zu beziehen, und man erhält hierdurch:

$$(Gl. 3) \quad A_1 = \frac{u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

Die linke Seite der Gleichung muß nun noch durch bekannte Größen ersetzt werden, welche zeigen, welche Arbeitsfähigkeit zur Verfügung steht. Nach Abschnitt 8 ergab sich:

$$(Gl. 4) \quad A_1 = H - \frac{v^2}{2g},$$

¹⁾ Einwandfrei ist die Ableitung nur mit Hilfe der höheren Mathematik möglich. Als Differential der Kraft ergibt sich für die sekundliche Wassermenge Q : $dX = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot d(c \cdot \cos \alpha)$ also für das Drehmoment:

$$dM = d(X \cdot r) = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot d(c \cdot \cos \alpha \cdot r).$$

Das gesamte Drehmoment muß sich also durch Integration ergeben zu:

$$M = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \int d(c \cdot \cos \alpha \cdot r) = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2),$$

wenn über den ganzen Weg vom Eintritt bis zum Austritt integriert wird.

wodurch dargestellt ist, was ideell von der gesamten Arbeitsfähigkeit H eines Kilogramm Wassers ausgenutzt werden kann, denn die Energie $v^2 : 2g$ des abfließenden Wassers ist natürlich verloren. Um aber die effektiv mögliche Ausnutzung zu erhalten, hat man außerdem noch die Leitungs- und Reibungsverluste $q \cdot H$ innerhalb der Turbine zu berücksichtigen, so daß man eine Gleichung erhält von der Form:

$$(Gl. 5) \quad A_1 = H - q \cdot H - \frac{v^2}{2g}.$$

Alle diese Verluste werden dann praktisch durch einen Koeffizienten η_h , den sogenannten „**hydraulischen Wirkungsgrad**“ der Turbine ausgedrückt, welcher durch Versuche bestimmt wird und bei der Überdruckturbine zu:

$$\eta_h = 0,85 \div 0,95$$

angenommen werden kann. In diesem Koeffizienten werden außer den Reibungs- und Wirbelverlusten auch stillschweigend die Wasserverluste durch den Spalt zwischen Leit- und Laufrad berücksichtigt, trotzdem letztere keine Verringerung von H , sondern von Q bewirken. Es sind also in η_h die gesamten hydraulischen Verluste innerhalb der Turbine enthalten.

Man erhält also:

$$A_1 = \eta_h \cdot H$$

und schließlich durch Einsetzen in Gleichung 3 die sogenannte „**Turbinen-Hauptgleichung**“

$$(Gl. 6) \quad c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

In der Regel ist der $\sphericalangle \alpha_2$ von 90° wenig verschieden, wenigstens bei normaler Beaufschlagung (vgl. Abschnitt 13, B), so daß $\cos \alpha_2 \sim 0$ wird und das zweite Glied der Gleichung 6 vernachlässigt werden kann. Man erhält dann die vereinfachte Form der Hauptgleichung

$$(Gl. 7) \quad c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichung wird der Berechnung aller Turbinen zugrunde gelegt, wenn auch zu beachten ist, daß sie eigentlich nur dann richtig erfüllt wird, wenn alle Wasserfäden gleichmäßig abgelenkt werden, die Schaufeln also dicht stehen. Aber auch wo letzteres nicht zutrifft (z. B. Propellerturbine) bietet die Hauptgleichung ein einfaches Hilfsmittel, mittlere Strömungsverhältnisse zu untersuchen.

Bezeichnet man die in die Richtung von u_1 fallende Komponente von c_1 , also die Größe $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ mit c_{u1} , so erhält die Hauptgleichung die in der Literatur vielfach zu findende Form:

$$(Gl. 8) \quad u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichungen zeigen nun, daß man bei gleichem H eine größere Umfangsgeschwindigkeit erhalten kann, wenn man das c_{u1} , also auch die absolute Geschwindigkeit c_1 klein wählt. Solche Turbinen haben dann einen großen „Überdruck“. Umgekehrt gibt eine

Vergrößerung von c_1 eine kleinere Umfangsgeschwindigkeit und einen kleineren Überdruck. Wird also das ganze Gefälle zur Erzeugung von c_1 verbraucht, also $c_1 \cong \sqrt{2g \cdot H}$, was bei Strahltriebwerken ungefähr zutrifft, so erhält man die kleinste erreichbare Umfangsgeschwindigkeit mit:

$$u_{1 \min} \cong \frac{c_1}{2} \cong 2,1 \cdot \sqrt{H}.$$

wie später im Teil V näher ausgeführt ist.

10. Verhalten der Turbinen bei wechselndem Gefälle.

A. Änderung der Umlaufzahl n .

Die im vorigen Abschnitt ermittelte Hauptgleichung

$$\mu_1 \cdot c_{u_1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

bezieht sich auf ein bestimmtes Gefälle H . Bei den verschiedenen Turbinenarten erhält man hieraus eine bestimmte Umlaufzahl n , je nach Wahl des Laufraddurchmessers, der Schaufelwinkel β_1 und α_1 im Eintrittsparallelogramm, wie später näher erläutert wird. Läßt man aber eine vorhandene Turbine (mit bestimmter Rad- und Schaufelform) unter einem anderen Gefälle H_1 laufen, so erhält man die neue Umlaufzahl n_1 aus der Proportion:

$$n_1 : n = \sqrt{H_1} : \sqrt{H},$$

denn alle Geschwindigkeiten (und somit auch die Umlaufzahl) ändern sich nach der bekannten Beziehung $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$ mit der Wurzel aus der Gefällhöhe.

Geht das Gefälle auf $H_1 = 1$ m herunter, so würde somit die neue Umlaufzahl betragen:

$$(Gl. 1) \quad n_I = \frac{n}{\sqrt{H}}.$$

B. Änderung der Wassermenge Q .

Für ein bestimmtes Turbinenlaufrad gilt ferner die Proportion:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}.$$

Sie ergibt sich wie folgt: Ändert sich die Gefällhöhe, so ändern sich alle Geschwindigkeiten innerhalb der Turbine gemäß der bekannten Beziehung $v = \sqrt{2g h}$ mit der Quadratwurzel der Höhe. Da nun aber (bei gleichbleibenden Querschnitten) die durchfließende Wassermenge proportional der Geschwindigkeit ist, so ergibt sich die oben angegebene Proportion, wonach die Wassermengen sich verhalten wie die Quadratwurzeln aus den Gefällhöhen.

Sinkt das Gefälle auf $H_I = 1$ m herunter, so würde somit die auf die Gefälle-Einheit bezogene Beaufschlagungswassermenge betragen:

$$(Gl. 2) \quad Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H}}.$$

C. Änderung der Leistung N.

Die effektive Leistung einer Turbine wird bekanntlich bestimmt aus der Gleichung:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}.$$

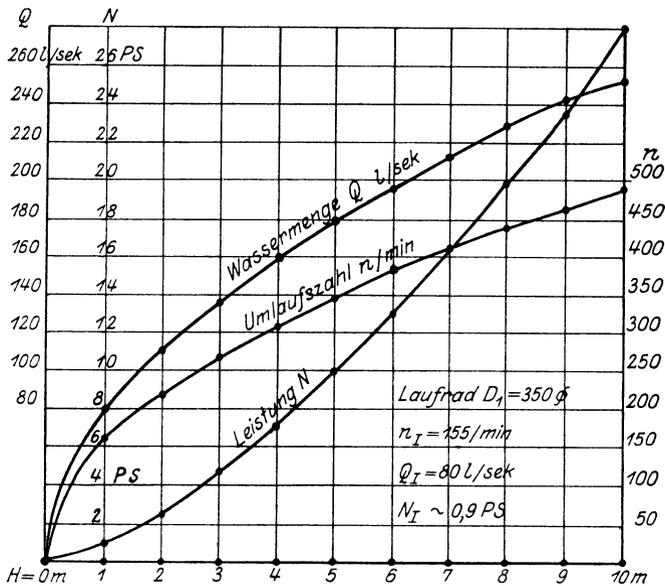


Abb. 75.

Würde also derselben Turbine an Stelle der Gefällhöhe H nur eine Gefällhöhe H_1 zur Verfügung stehen, so ergäbe sich die dann erreichbare Leistung N_1 aus der Proportion:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H}.$$

Berücksichtigt man ferner, daß nach dem unter B Gesagten $\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$ ist, so kann infolgedessen auch geschrieben werden:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\sqrt{H_1} \cdot H_1}{\sqrt{H} \cdot H} = \frac{\sqrt{H_1^3}}{\sqrt{H^3}}.$$

Bezieht man die Betrachtung wiederum auf die Gefälle-Einheit: $H_I = 1$, so würde die hierbei zu erzielende Leistung betragen:

$$(Gl. 3) \quad N_I = \frac{N}{\sqrt{H^3}} \cdot |$$

Aus den Betrachtungen unter A, B und C erkennt man also das Verhalten einer Turbine, wenn sie anderen Verhältnissen ausgesetzt wird. Man ist dadurch in der Lage, für ein vorhandenes Laufrad die Verwendungsmöglichkeit bei verschiedenen Gefällhöhen, Wassermengen und Leistungen zu bestimmen, allerdings unter „normaler“ Beaufschlagung und Belastung, nicht etwa unter Berücksichtigung irgendwelcher Regulierungsvorrichtung, wodurch sich Wassermenge und Leistung natürlich noch in engerem Sinne verändern lassen (vgl. später Abschnitt 16).

Trägt man alle diese Werte für ein bestimmtes Laufrad graphisch auf, so erhält man die Abb. 75. Es sind hieraus die Umlaufszahlen n/min , die Wassermengen Q l/sek und die Leistungen N einer kleinen Francis-Turbine von 350 mm Laufraddurchmesser zu entnehmen, wenn sie unter den Gefällhöhen $H = 0$ bis 10 m arbeitet. Aus dem Diagramm ersieht man z. B., daß die Turbine, welche bei $H = 1$ m nur $N_I = 0,9$ PS bei $n_I = 155$ leistet, bei $H = 6$ m bereits $N = 13$ PS bei $n = 380/\text{min}$ abgibt. —

11. „Spezifische Drehzahl“ n_s .

Die sogenannte „spezifische Drehzahl“ ist heute ein unentbehrliches Hilfsmittel bei der „Projektierung“ von Wasserkraftanlagen geworden, denn sie gibt einen guten Anhalt zur Ermittlung geeigneter Turbinen für vorhandene Gefällhöhen und Wassermengen. Außerdem werden heute alle Turbinenformen nach ihrer spezifischen Drehzahl eingeteilt und sie bildet dadurch die Grundlage zur Aufstellung von Laufradserien, soweit dies im Turbinenbau überhaupt möglich ist.

Man kommt zu dem Begriff der „spezifischen Drehzahl“, wenn man das Verhalten ähnlicher Turbinen unter sich untersucht wie folgt:

Denkt man sich zwei gleichgebaute Laufräder, aber von verschiedenen Durchmessern D'_1 und D_1 , unter gleichem Gefälle laufen, so verhalten sich deren Umlaufszahlen umgekehrt wie die Durchmesser. Es ist also:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D'_1}{D_1}.$$

Da ferner die in den Laufrädern zu verarbeitenden Wassermengen bei gleichem H mit dem Quadrate der Durchmesser steigen, so ergibt sich auch:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D'_1}{D_1} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}}.$$

Erweitert man die rechte Seite mit \sqrt{H} , so würde sich schließlich ergeben:

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

Bei gleicher Gefällhöhe verhalten sich also die Umlaufszahlen ähnlicher Turbinen umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus den PS-Zahlen.

Die Umlaufszahl n einer Turbine, welche gerade $N = 1$ PS leistet, erhält man somit aus der Umlaufszahl n_1 einer ähnlichen Turbine von N_1 PS nach der Gleichung:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}},$$

wobei also vorausgesetzt war, daß beide Turbinen unter gleichem Gefälle arbeiten. Bezieht man dies schließlich wiederum auf eine Gefällhöhe $H_I = 1$ m, so erhält man die Gleichung:

$$(Gl. 4) \quad n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I}.$$

Hierin haben dann n_I und N_I die in den Gleichungen 1 und 3, Abschnitt 10, aufgestellten Werte. Die Umlaufszahl n_s bezeichnet man nun als „spezifische Drehzahl“.

Dieselbe stellt dar: Die Umlaufszahl einer, der gesuchten Turbine ähnlichen Turbine, welche aber bei $H = 1$ m gerade 1 PS leisten würde.

Unter Einsetzen der Werte von Gl. 1 und Gl. 3 in die obige Gleichung erhält man:

$$(Gl. 5) \quad n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad \text{oder}$$

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}.$$

Wie im Abschnitt 6 gesagt war, werden heute nur die drei Turbinenarten: Tangentialräder, Francis-Turbinen und Propellerturbinen verwendet.

Tangentialräder finden Anwendung bei großer Gefällhöhe und verhältnismäßig kleiner Wassermenge. Sie erhalten verhältnismäßig kleine Umlaufszahlen (Näheres vgl. Teil V).

Die Francis-Turbinen umfassen das größte Anwendungsgebiet von kleinen und mittleren Gefällhöhen und beliebigen Wassermengen bis herauf auf $H = 150$ m bei größerer Wassermenge. Wie im Teil III näher ausgeführt werden wird, kommt die Francis-Turbine in den Bauarten des Langsamläufers, Normalläufers, Schnelläufers und Expreßläufers vor, die sich nach Rad- und Schaufelform voneinander unterscheiden.

Die Propeller- und Kaplan-Turbinen werden verwendet bei kleinen Gefällhöhen und großen Wassermengen und sie haben hierbei die größte Schnellläufigkeit (Näheres vgl. Teil IV).

Bei diesen drei, heute ausgeführten Turbinenarten erhält man nun die in folgender Tabelle zusammengefaßten „spezifischen Drehzahlen“ n_s als Kennziffer:

n_s	Turbinenart
12÷ 30	Tangentialrad mit einer Düse
30÷ 50	Tangentialrad mit mehreren Düsen
50÷ 100	Francis-Langsamläufer (Abb. 82)
100÷ 200	Francis-Normalläufer (Abb. 76)
200÷ 300	Francis-Schnelläufer (Abb. 78)
300÷ 500	Hochschnelläufer (Abb. 79) (oder Zwillings-Schnelläufer, Abb. 148)
500÷1000	Kaplan-Turbine oder Propellerturbine

Die Anwendung der spezifischen Drehzahl ergibt sich nun am besten aus einigen Beispielen, wie folgt:

1. Bekannt sind Gefälle und Wassermenge einer anzulegenden Kraftanlage. Gesucht werden geeignete Turbinen mit bestimmter Umlaufzahl.

Es stehen z. B. bei $H = 8$ m im ganzen $Q = 55$ m³ pro Sekunde zur Verfügung. Die Turbinen sollen möglichst eine Umlaufzahl von $n = 150$ pro Minute erhalten. Die gesamte Leistung beträgt also mindestens $N = 10 \cdot Q \cdot H = 4400$ PS (vgl. S. 6).

Nach Gl. 5 ergibt sich:

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{8 \cdot \sqrt[3]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{13,6} = 11 \cdot \sqrt{N}.$$

Sollen nun Turbineneinheiten von je 400 PS beispielsweise Verwendung finden, so wäre:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{400} = 220,$$

d. h. also, es müßten Francis-Schnelläufer benutzt werden. Sollen dagegen größere Einheiten, z. B. von je 1100 PS Aufstellung finden, so wäre:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{1100} = 365,$$

d. h. es sind Hochschnelläufer anzuwenden.

Will man schließlich nur zwei Turbinen aufstellen, wie dies bei elektrischen Kraftwerken heute vorgezogen wird, so würde die Leistung einer Turbine auf 2200 PS steigen und es wird dann:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{2200} = 515,$$

d. h. man müßte zu einer Propeller- oder Kaplan-Turbine greifen.

2. Bekannt sind Gefälle und Wassermenge. Gesucht wird die **geeignetste Turbine**, wenn verschiedene Umlaufzahlen möglich sind.

Es sei $H = 40$ m, $Q = 0,2$ m³, also $N = 80$ PS bei $\eta = 0,75$. Es ist also hier:

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[3]{40}} = 0,09 \cdot n.$$

Wählt man nun verschiedene Umlaufszahlen n , so ergeben sich die geeigneten Turbinen wie folgt:

$n = 100/\text{min}$ gäbe: $n_s = 9$, was normalerweise nicht ausgeführt wird,
 $n = 200/\text{min}$ gäbe: $n_s = 18$, also ein Tangentialrad mit einer Düse,
 $n = 400/\text{min}$ gäbe: $n_s = 36$ also ein Tangentialrad mit zwei Düsen,
 $n = 600/\text{min}$ gäbe: $n_s = 54$, also einen Francis-Langsamläufer,
 $n = 1200/\text{min}$ gäbe: $n_s = 108$, also einen Francis-Normalläufer.

Kommt hier nun lediglich die Einfachheit der Anlage in Frage, so wird man ein Tangentialrad wählen, sieht man aber auf eine möglichst hohe Umlaufszahl, z. B. zum Antrieb einer Dynamomaschine, so würde die Francis-Turbine vorzuziehen sein. Dies läßt sich natürlich nur in einem bestimmten Falle entscheiden.

3. Bekannt sind Gefälle und Wassermenge. Gesucht wird die Turbine mit **höchster Umlaufszahl**.

Es sei $H = 10$ m, $Q = 3$ m³/sek, also $N \cong 320$ PS.

Dann ist:

$$n = n_s \cdot \frac{H \sqrt[3]{H}}{\sqrt{N}} = n_s \cdot \frac{17,8}{17,8} = n_s.$$

Demnach wird ergeben:

- a) Francis-Normalrad bei $n_s = 150$ $n = 150/\text{min}$,
- b) Francis-Schnelläufer bei $n_s = 250$ $n = 250/\text{min}$,
- c) Hochschnelläufer bei $n_s = 450$ $n = 450/\text{min}$.
- d) Kaplan- oder Propellerturbine bei $n_s = 600$. $n = 600/\text{min}$.

Letztere erhält also die höchste Umlaufszahl und damit auch die kleinste Bauart.

III. Francis-Turbinen.

12. Konstruktionsformen.

Die Francis-Turbine wird, wie im vorigen Abschnitt erwähnt wurde, als Langsamläufer, Normalläufer, Schnelläufer und Hochschnelläufer ausgeführt. Der Unterschied liegt in der Form des Laufrades.

Der „Normalläufer“ (Abb. 76 u. 77) erhält ein Laufrad, dessen Eintrittsdurchmesser D_1 nur wenig größer ist als das Saugrohr D_s . Das Wasser wird durch beide Laufradkränze von der radialen Eintrittsrichtung des Leitrades in die axiale Austrittsrichtung umgelenkt. Zwischen den beiden Kränzen sitzen die Laufradschaufeln, die in der Regel aus Stahlblech bestehen und eingegossen sind. Je nach Wahl des Laufraddurchmessers D_1 zum Saugrohr und je nach Größe des Schaufel-eintrittswinkels β_1 (vgl. Abschnitt 13) erhält man eine „spezifische Drehzahl“ $n_s = 100-200$.

Höhere Umlaufszahl bei gleichem Gefälle und dementsprechend ein $n_s = 200-300$ erhält man mit den Schnelläufern (Abb. 78). Der Raddurchmesser ist kleiner als der Saugrohrdurchmesser und die Umlenkung des Wassers erfolgt plötzlicher als beim Normalläufer, besonders an dem schräg verlaufenden Außenkranz des Rades. Der Eintrittswinkel β_1 wird in der Regel kleiner als vorher gemacht, wodurch

(in Verbindung mit der Verringerung des Raddurchmessers) die Erhöhung der Drehzahl erreicht wird (Abschnitt 13). Während beim Normalläufer das Wasser aus dem Leitrad unmittelbar in das Laufrad

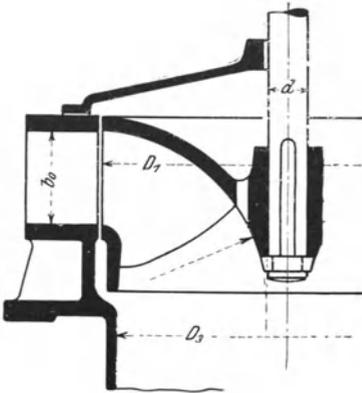


Abb. 76.

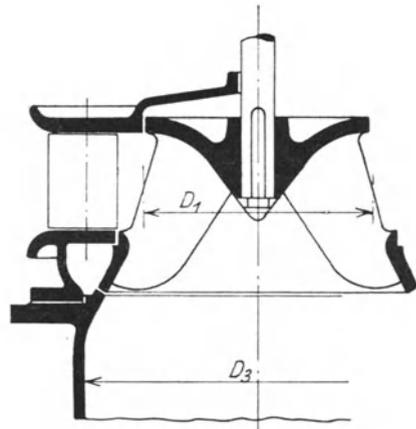


Abb. 77.

„Normalläufer“, $n_s = 100-200$.

übertritt, wird beim Schnelläufer absichtlich ein breiter Spalt vorgesehen, was den Wirkungsgrad keineswegs ungünstig beeinflusst.

Im Bestreben, die Schnelläufigkeit immer mehr zu steigern und die Schaufeln zur Verminderung der Reibung kurz zu gestalten, ist man schließlich zu den Laufradformen (Abb. 79 u. 80) gekommen, welche als Hochschnelläufer bezeichnet werden. Man erreicht mit diesen Rädern spezifische Drehzahlen von $n_s = 300-500$. Das Wasser tritt, wie seither, durch das Leitrad radial ein, durchströmt aber dann einen schaufellosen Raum bevor es zur Beaufschlagung des Laufrades kommt. Da die Schaufelreibung in diesem Räume wegfällt, erhält man eine Verbesserung des Wirkungsgrades. Wie Abb. 80 erkennen läßt, stehen die Schaufeln beim Eintritt in einem spitzen Winkel entgegen der Umlaufrichtung.

Abb. 78. „Schnelläufer“, $n_s = 200-300$.

In den Turbinenfabriken wird heute häufig kein Unterschied in der Bezeichnung mehr gemacht, sondern es werden alle Räder (Abb. 78 bis 80) nur als „Schnelläufer“ bezeichnet. Der Unterschied liegt dann

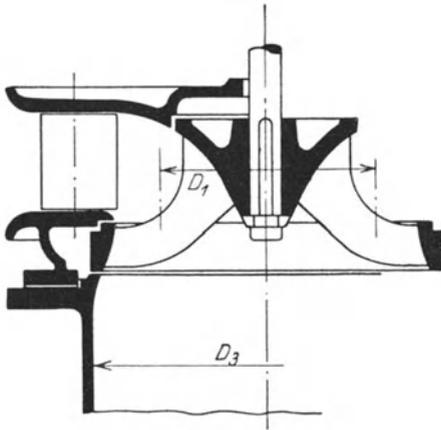


Abb. 79.

„Hochschnellläufer“, $n_s = 300-500$.

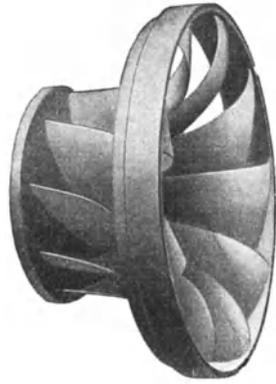


Abb. 80.

lediglich in den verschiedenen spezifischen Drehzahlen n_s . Mitunter hat man bei den Schnellläufern mit höchstem n_s auch den Außenkranz weggelassen, wobei man eine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielt. Die

Räder erhalten die Form Abb. 81, d. h. die Schaufeln halten sich nun frei an der Nabe. Sie bilden den Übergang zu den Propellerturbinen und werden daher auch als „Schräg-Propellerräder“ bezeichnet. (DRP. von Lawaczek, vgl. auch bei Propellerturbinen, Abschnitt 21.)

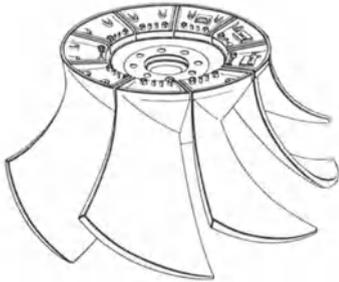


Abb. 81. „Schrägpropeller“,
 $n_s = 400-500$.

Bei großen Gefällhöhen findet schließlich die Laufradform des Langsamläufers (Abb. 82 u. 83) Anwendung. Hier herrscht das Bestreben, die bei hohem Gefälle sehr große Umlaufzahl herabzumindern, was erreicht wird, indem man den Raddurchmesser jetzt groß

im Verhältnis zum Saugrohr macht und indem man den Eintrittswinkel β_1 vergrößert. Man erreicht dadurch die kleinsten spezifischen Drehzahlen $n_s = 50-100$.

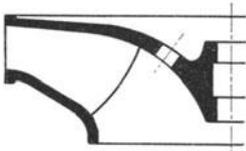


Abb. 82.
„Langsamläufer“,
 $n_s = 50-100$.

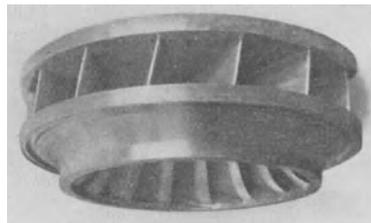


Abb. 83.

13. Allgemeine Berechnungsgrundlagen bei Francis-Turbinen.

A. Laufrad.

Einfluß des Winkels β_1 auf Schaufelform und Drehzahl.

Als Grundgleichung für die Berechnung einer Turbine gilt die im Abschnitt 9 abgeleitete Turbinen-Hauptgleichung:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

welche auch in der Form benutzt wird:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Vorausgesetzt ist hierbei, daß der Austrittswinkel α_2 der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 wenig von 90° verschieden ist, wie früher auf Seite 50 gezeigt war.

Der hydraulische Wirkungsgrad kann bei neuzeitlichen Turbinen zu:

$$\eta_h = 0,85 \div 0,95$$

angenommen werden.

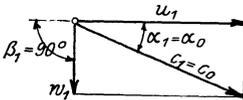


Abb. 84.

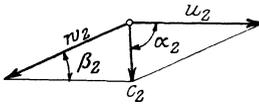


Abb. 85.

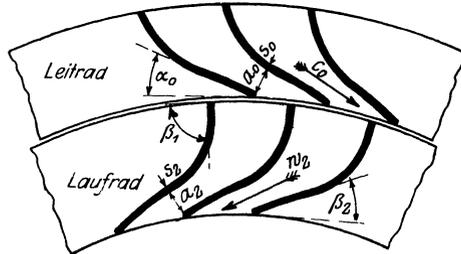


Abb. 86.

Von großem Einfluß auf die Umfangsgeschwindigkeit, also auch die Umlaufzahl einer Francis-Turbine, ist nun die Wahl des Eintrittswinkels β_1 der Laufradschaufeln.

a) Bei „Normalläufern“ (Abb. 76) wählt man in der Regel

$$\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ.$$

Es ist hier, wie das Parallelogramm, Abb. 84, zeigt: $c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$ und dies in die Hauptgleichung eingesetzt ergibt

$$u_1^2 = \eta_h \cdot g \cdot H$$

oder, falls $\eta_h = 0,88$ gewählt wird:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H}.$$

Dies stellt also die Hauptgleichung einer Turbine dar für den Fall, daß $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$, wodurch die Rechnung sehr vereinfacht wird. — Das Wasser fließt dann mit der Relativgeschwindigkeit w_1 in die Schaufelkammern (Abb. 86), erfährt dort seine Beschleunigung und Ablenkung und tritt schließlich mit w_2 unterm $\sphericalangle \beta_2$ aus. Die Schaufelform ist also in der Hauptsache durch Ein- und Austrittswinkel bedingt, die wiederum durch die Geschwindigkeitsparallelogramme festliegen. —

b) Verringert man den $\sphericalangle \beta_1$, so erhält man bei gleichem H und α_1 ein kleineres c_1 , aber eine größere Umfangsgeschwindigkeit u_1 , denn die Hauptgleichung muß wieder erfüllt sein. Man bekommt hier das Parallelogramm Abb. 87 und geht bei Schnellläufern bis auf $\sphericalangle \beta_1 = 45^\circ$, wobei man bei $\alpha_1 \sim 35^\circ$ etwa:

$$u_1 = 3,9 \cdot \sqrt{H} \text{ erhält.}$$

Bei weiterer Verringerung von β_1 bis auf 25° und Vergrößerung von α_1 wird als Maximum sogar:

$$u_1 \leq 5 \cdot \sqrt{H}$$

erreicht.

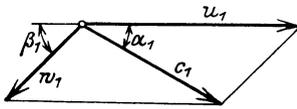


Abb. 87.

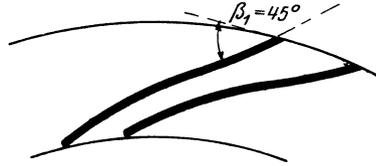


Abb. 88.

Die Schaufelkammern werden aber dann recht lang und schmal, wie dies Abb. 88 darstellt, und dadurch wird der Reibungsverlust verhältnismäßig hoch, also der Wirkungsgrad schlecht. Die Laufräder arbeiten, wie am Schlusse des Abschnittes 9B gesagt wurde, mit großem „Überdruck“, also großer Beschleunigung innerhalb der Schaufelkammern.

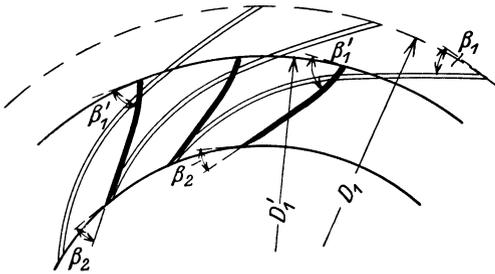


Abb. 89.

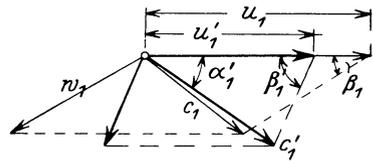


Abb. 90.

Die neueren auf dem Versuchswege erhaltenen Erkenntnisse über die Wasserströmung haben gezeigt, daß es nicht nötig ist, das Wasser beim Austritt zwischen zwei parallelen Schaufelenden zu führen, wie dies in Abb. 86 und 88 der Fall ist. Es genügt, den $\sphericalangle \beta_2$ am Austrittspunkt einzuhalten und man erhält sogar eine Erhöhung des Wirkungsgrades, wenn man die Schaufel möglichst geradlinig aufsteigen läßt, so daß eine sofortige Erweiterung des Schaufelraumes eintritt (Abb. 89). Um die schmale und lange Schaufelkammer zu vermeiden, verlegt man ferner die Eintrittskante weiter nach innen und läßt zwischen Leit- und Laufrad einen schaufellosen Raum, was bekanntlich die Strömung nur günstig beeinflusst. Da die Hauptgleichung nicht an bestimmte Durchmesser gebunden ist, so ist für ein bestimmtes

H das Produkt $u_1 \cdot c_{u_1} = \text{konstant}$, d. h. bei kleinerem u_1 erhält man ein größeres c_{u_1} und das Parallelogramm verändert sich, entsprechend der Durchmesser D_1 auf D'_1 , nach Abb. 90. Man erhält jetzt den größeren $\sphericalangle \beta'_1$ am kleineren Durchmesser D'_1 . Die Schaufel wird kürzer und erhält eine ganz einfache Krümmung, wie Abb. 89 zeigt, wodurch die Wasserbewegung sich verbessert. Versuche über die Wasserströmung in schaufellosen Räumen haben weiter gelehrt, daß es vorteilhaft ist, den tatsächlichen Eintrittswinkel der Schaufel noch etwas größer als den berechneten $\sphericalangle \beta_1$ zu machen. Es deckt sich dann die Schaufelrichtung besser mit dem Verlauf der Wasserfäden. Aus dem gleichen Grunde wird dann auch der Austrittswinkel β_2 der Schaufel etwas kleiner, als berechnet, ausgeführt. Diese praktische Veränderung der Winkel wird als „Winkelübertreibung“ bezeichnet.

Beispiel: Ein Schnellläufer soll für $H = 5$ m entworfen werden. Der Laufraddurchmesser ist vorläufig mit $D_1 = 600$ \ominus und die Umfangsgeschwindigkeit mit $u_1 = 4,5 \cdot \sqrt{H}$ angenommen.

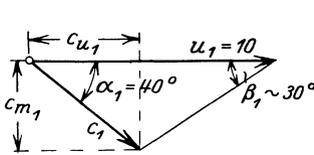


Abb. 91.

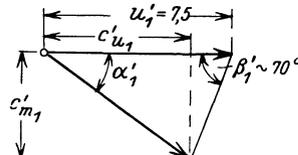


Abb. 92.

1 cm = 3 m/sek.

Man erhält also $u_1 = 4,5 \cdot \sqrt{5} = 10$ m/sek und eine Umlaufzahl

$$n = \frac{60 \cdot 10}{D_1 \cdot \pi} = 320/\text{min.}$$

Nach der Hauptgleichung $u_1 \cdot c_{u_1} = \eta_h g \cdot H$ ergibt sich bei $\eta_h = 0,88$ $u_1 \cdot c_{u_1} = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 5 = 43,3$, somit $c_{u_1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{43,3}{10} = 4,33$ m/sek.

Zeichnet man nun das Eintrittsparallelogramm oder Dreieck (Abb. 91) auf, mit einem angenommenen $\sphericalangle \alpha_1 = 40^\circ$, so ergibt sich hieraus etwa:

$$\sphericalangle \beta_1 = 30^\circ,$$

was natürlich sehr lange Schaufeln ergeben würde.

Rückt man die Schaufeleintrittskante aber zurück, so daß ein $D'_1 = 450$ \ominus entsteht, so wird jetzt bei gleicher Drehzahl die Umfangsgeschwindigkeit entsprechend kleiner, nämlich:

$$u'_1 = u_1 \cdot \frac{D'_1}{D_1} = 10 \cdot \frac{45}{60} = 7,5 \text{ m/sek,}$$

was jetzt nur noch etwa $u'_1 = 3,3 \cdot \sqrt{H}$ entsprechen würde. Da $u_1 \cdot c_{u_1} = 43,3$ auch hier gilt, wird

$$c'_{u_1} = 43,3 : 7,5 = 5,8 \text{ m/sek.}$$

Das Dreieck erhält nun die Form Abb. 92. Man sieht daraus, daß der Schaufelwinkel auf etwa:

$$\sphericalangle \beta'_1 = 70^\circ$$

gestiegen ist. Praktisch würde man dieser Schaufel, unter Berücksichtigung der erwähnten „Winkelübertreibung“, einen Eintrittswinkel von 75° dann geben können.

Die Höhe des Dreiecks Abb. 92, also auch der neue $\sphericalangle \alpha'_1$, ergibt sich aus der sogenannten Meridiankomponente c'_{m1} und diese richtet sich wieder nach der betreffenden Eintrittsfläche des Laufrades.

Würde man den $\sphericalangle \beta_1$ nun wiederum verkleinern, so würde man die im Beispiel errechnete Umlaufszahl $n=320$ noch weiter erhöhen können. Größte Schnellläufigkeit, $n_s=300-500$, erhält man also durch kleinen $\sphericalangle \beta_1$ und stark nach rückwärts verlegte Eintrittskante, wie dies aus der früheren Abb. 79 zu erkennen war. —

e) Vergrößert man den $\sphericalangle \beta_1$, so erhält man umgekehrt eine verkleinerte Umfangsgeschwindigkeit und das entsprechende Schaufelrad wird zum „Langsamläufer“. Man kann praktisch bis auf etwa $\sphericalangle \beta_1 = 135^\circ$ gehen, wobei man etwa:

$$u_1 = 2,1 \cdot \sqrt{H}$$

als Minimum erhalten kann. Eine solche Turbine ist aber dann schon eine Strahltriebwerk, d. h. das Wasser fließt mit gleichem Druck durch

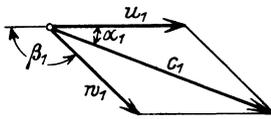


Abb. 93.

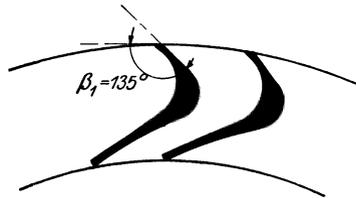


Abb. 94.

das Laufrad und die Schaufeln erhalten die Form Abb. 94, wobei eine Verstärkung im Rücken notwendig wird, damit der Wasserstrahl beiderseitige Führung behält. Ohne diese Führung ergibt sich sonst ein Ablösen des Strahles vom Schaufelrücken, Wirbelbildungen und unter Umständen hierdurch starke Anfrassungen. Das Parallelogramm erhält Rhombusform (Abb. 93).

Die kleinste spezifische Drehzahl $n_s=50$ erhält man also bei großem Laufraddurchmesser D_1 (Abb. 82, früher) und großem $\sphericalangle \beta_1$. — (Alles weitere, z. B. Berechnung der Laufradbreite, Bestimmung der Schaufelzahlen und -formen usw. vgl. Abschnitte 14 und 15.)

d) Am Laufradaustritt ergibt sich der Schaufelwinkel β_2 aus dem früheren Parallelogramm Abb. 85, welches aus den drei Geschwindigkeiten u_2 , c_2 und w_2 gebildet wird. u_2 kann für einen beliebigen Austrittspunkt der Schaufel ermittelt werden, und zwar aus u_1 und der Lage des betreffenden Punktes zum Eintrittsdurchmesser D_1 . Die absolute Geschwindigkeit c_2 wird in der Regel $\perp u_2$ angenommen, wenigstens für die Beaufschlagung, bei welcher der beste Wirkungsgrad auftreten soll (vgl. C). Beim Übertritt des Wassers zum Saugrohr wird die Abflußgeschwindigkeit noch etwas in Größe und Richtung verändert und wird am Saugrohranfang mit c_3 bezeichnet.

B. Saugrohr und „Kavitation“.

Aus c_3 und der Wassermenge Q ergibt sich der Saugrohrdurchmesser D_3 am Anfang bzw. der Querschnitt F_3 des Rohres.

Die Größe der Abflußgeschwindigkeit c_3 hängt nun ab vom Gefälle, von der Laufradform und von der Ausbildung des Saugrohres.

a) Bei Langsam- und Normalläufern berechnet man c_3 aus $3 \div 8$ v.H. der Gefällhöhe H (bezogen auf volles Q), und zwar nimmt man kleinere Werte bei kleinerer spezifischer Drehzahl und bei größerem H . Sollen z. B. 6 v.H. von H zur Erzeugung von c_3 verwendet werden, so wäre:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,06 \cdot H}.$$

Durch das Saugrohr, welches leicht konisch gemacht wird (Abb. 95), wird nun ein Teil der Abflußenergie des Wassers zurückgewonnen, da der tatsächliche Verlust sich nicht auf c_3 , sondern auf c_4 bezieht und, auf 1 kg Wasser berechnet, theoretisch $\frac{c_4^2}{2g}$ beträgt. Man gibt dem

Saugrohr häufig Neigungen von 1:10 bis 1:20, also Kegel 1:5 bis 1:10. Beträgt z. B. bei einem Normalläufer $D_3=1$ m, also $F_3=0,78$ m² und erhält das Saugrohr eine Länge von 2 m bei einer Erweiterung im

Kegel 1:5, so wird $D_4 = D_3 + \frac{2}{5} = 1,4$ m. Der Quer-

schnitt beträgt also $F_4=1,54$ m², d. h. die Abflußgeschwindigkeit c_4 ist nur noch etwa halb so groß als c_3 und der Energieverlust hat sich ebenfalls auf die Hälfte vermindert. Der tatsächliche Rückgewinn an Energie durch das Saugrohr beträgt bei schlanken Rohren etwa 90 v.H. des theoretischen, wie durch Versuche ermittelt wurde. Man spricht hier von einem Wirkungsgrad des Saugrohres von 90 v.H.

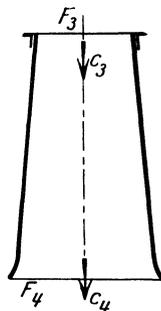


Abb. 95.

b) Bei Schnelläufern, bei welchen ja auf möglichst kleine Durchmesser gesehen wird und H an und für sich niedriger ist, werden wesentlich höhere Prozentsätze von H zur Erzeugung von c_3 zugelassen. Man rechnet hier mit $10 \div 25$ v.H., bezogen auf volles Q , und geht sogar noch über diese Werte hinaus (vgl. Propellerturbinen, wobei man bis auf 40 v.H. hinaufgeht). Das Saugrohr muß aber in diesen Fällen eine starke Erweiterung erhalten, wie z. B. der im Fundament ausgesparte Saugrohrkrümmer (Abb. 96) zeigt. Rechnet man bei einem Schnellläufer beispielsweise mit 25 v.H. von H und beträgt $H=5$ m, so erhält man $c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,25 \cdot 5} = 5$ m/sek. Erweitert sich aber das Saugrohr von F_3 nach F_4 auf das Vierfache, so erhält man nur $c_4=1,25$ m/sek und dementsprechend einen verhältnismäßig kleinen tatsächlichen Austrittsverlust. Wie neuere Versuche gezeigt haben, kann die Erweiterung des Saugrohres bei entsprechender Länge unbedenklich auf das Achtfache erfolgen, ohne daß Strahlablösungen zu befürchten sind. Der Wirkungsgrad, unter dem die Energierückgewinnung erfolgt, beträgt dann immer noch bis zu 80 v.H. Die richtige Ausbildung solcher Saugrohre, die Art

ihrer Krümmung und Erweiterung, ist aber nur auf Grund eingehender Versuche zu ermitteln. Die Zwischenwände bei Abb. 96 sind nötig zur Wasserführung bei geringerer Beaufschlagung und man erhält durch sie eine Vergrößerung des Wirkungsgrades.

c) Von besonderer Bedeutung ist ferner die Saugrohrlänge, d. h. die Saughöhe H_s . Bei Normalläufern findet man bis zu $H_s = 6$ m, welche anstandslos arbeiten. In diesen Rädern mit vielen Schaufeln und engen Schaufelkanälen ergibt sich eine gleichmäßige Strömung und Druckminderung, so daß am Austritt der geringste Druck herrscht. Dieser läßt sich aus der Saughöhe und dem Saugrohrrückgewinn an Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g}$ berechnen. Ist z. B. $H_s = 3$ m und, dem obigen Beispiel entsprechend $c_4 = 1,25$, $c_3 = 5$ m/sek, so beträgt

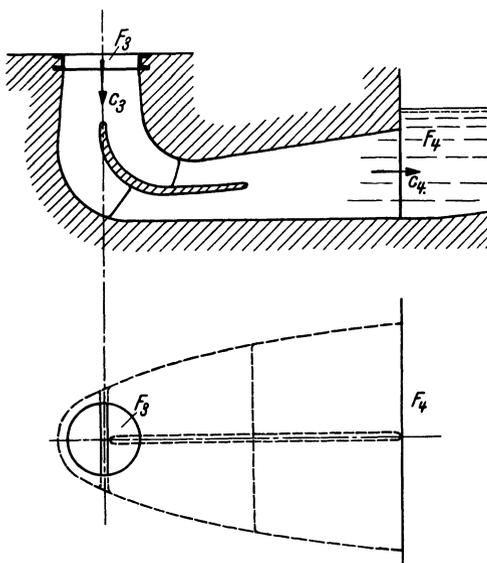


Abb. 96.

$\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g} = -1,2$ m, so daß am Saugrohranfang ein Unterdruck von $h_3 = -(3 + 1,2) = -4,2$ m W.-S. vorhanden ist.

Die Entwicklung der Schnellläufer hat aber dazu geführt, von den engen und langen Schaufelkanälen abzugehen und hierbei hat sich nun gezeigt, daß von einer gleichmäßigen Strömung und Druckverteilung zwischen zwei Schaufeln keine Rede mehr ist. An der Oberfläche der Schaufel herrscht ein wesentlich höherer Druck als an der Unterfläche und schon bei verhältnismäßig geringem H_s können infolgedessen Unterdrücke entstehen, die unter der

Dampfspannung des Wassers liegen. Dies führt dann zur Hohlraumbildung oder „Kavitation“. Im Hohlraum scheiden sich Wasserdampfblasen aus, die zerplatzen und schon in kurzer Zeit starke Anfressungen (Korrosionen) hervorrufen können. Außerdem entsteht eine Verringerung der Leistung und meistens ein knatterndes Geräusch bis zu großer Stärke.

d) „Kavitation“. Es stehen sich also gegenüber: der Gewinn an Wirkungsgrad durch wenige kurze Schaufeln und die Kavitationsgefahr, welche lange und enge Schaufelkanäle erfordern würde. Durch zahlreiche Versuche, welche besonders von Prof. Thoma (München) und den Firmen Voith (Heidenheim) und Escher-Wyß (Zürich) in ihren Versuchsanstalten durchgeführt wurden, ist nun die Abhängigkeit zwischen Lauf-

radform und zulässiger Saughöhe H_s geklärt worden und dies hat zu einer Berechnung geführt, die von Prof. Thoma aufgestellt wurde. Ist B der Luftdruck in Meter W.-S., dem jeweiligen Barometerstand entsprechend, so kann die höchst zulässige Saughöhe ermittelt werden aus:

$$H_s = B - \sigma \cdot H.$$

Der sogenannte Kavitationsbeiwert σ ist auf dem Versuchsweg ermittelt worden und kann vorläufig zu 0,04—0,5 je nach Schnellläufigkeit des Rades gesetzt werden, wie Abb. 97 zeigt. Die Kurve bezieht sich auf die spezifische Drehzahl n_s . Nach rechts schließen sich die Propeller-turbinen an, wie im Teil IV gezeigt wird.

Aus der Gleichung sieht man, daß H_s sinkt mit wachsendem H und wachsender Schnellläufigkeit.

Beträgt z. B. $H = 20$ m und soll bei einem Atmosphärendruck von $B \sim 10$ m ein Schnellläufer von $n_s = 260$ aufgestellt werden, so darf die Saughöhe höchstens betragen:

$$H_s = 10 - 0,2 \cdot 20 = 6 \text{ m.}$$

Bei einem Hochschnellläufer von $n_s = 430$ dagegen würde sich diese Höhe vermindern auf:

$$H_s = 10 - 0,48 \cdot 20 = 0,4 \text{ m,}$$

d. h. es wäre praktisch überhaupt die Aufstellung dieser Turbine ausgeschlossen.

Bei größeren Höhenlagen, d. h. geringerem Barometerdruck, ergeben sich natürlich geringere H_s . In 2500 m Höhe beträgt z. B. $B = 7,6$ m. Soll hier also ein Normalläufer bei $H = 100$ m Gefälle aufgestellt werden, so ergibt sich:

$$H_s = 7,6 - 0,07 \cdot 100 = 0,6 \text{ m.}$$

Es verbietet sich also hier sogar die Aufstellung eines Normalläufers und man muß zu einem Langsamläufer greifen, wenn man nicht gerade die Turbine unter dem Unterwasserspiegel einbauen will.

Besonders vorsichtig muß man sein bei großem Gefälle. Beträgt z. B. $H = 300$ m, so kann überhaupt nur noch ein Langsamläufer zur Aufstellung kommen. Rechnet man hierfür mit $\sigma = 0,04$, so erhält man bei $B \sim 10$ m:

$$H_s = 10 - 0,04 \cdot 300 = -2 \text{ m,}$$

d. h., es muß entweder die Turbine mindestens 2 m unter dem Unterwasser aufgestellt werden, oder man muß sie unter Gegendruck laufen lassen. Derartige Gegendruckturbinen sind z. B. von Escher-Wyß schon öfters ausgeführt worden. Abb. 98 zeigt eine derartige Turbine für 390 m Gefälle, die als dreistufige Anlage gebaut ist.

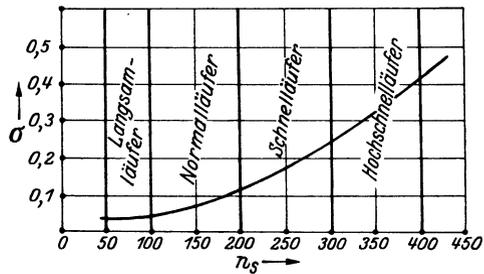


Abb. 97.

Die 1. Stufe nutzt 335 m Gefälle aus und steht unter 55 m Gegen-
druck, die 2. Stufe nutzt 50 m aus und die 3. Stufe den Rest von 5 m.
Durch Wahl richtiger Gefällstufen kann man es hierbei erreichen, daß

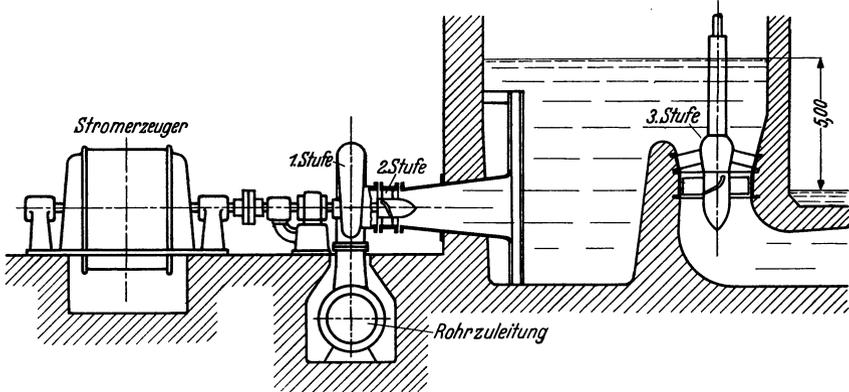


Abb. 98. Dreistufige Turbinenanlage für 390 m Gesamtgefälle.

zwei Turbinen die gleiche Drehzahl erhalten. Die Francis-Spiralturbine
sitzt mit einer dahintergeschalteten Propellerturbine auf gleicher Welle
und beide haben eine Drehzahl von $n=1000/\text{min}$. (Vgl. die genauere
Abb. 162 später.) Die restlichen 5 m werden durch eine Propeller-
turbine mit stehender Welle ausgenutzt.

C. Verhältnisse bei Regelung der Turbine.

Die vorstehenden Berechnungsangaben waren allgemeiner Art.
Notwendig ist es aber, auch die Besonderheiten bei der Turbinen-
regelung zu besprechen, da neuzeitliche Francis-Turbinen regelbar
ausgeführt werden und zwar ausnahmslos durch drehbare Leit-
schaufeln (vgl. Abschnitt 16).

Werden die Leitschaufeln gedreht, so ändern sich, wie Abb. 99
darstellt, die Schaufelweiten, so daß weniger Wasser hindurchströmt.
Gleichzeitig aber ändert sich auch der $\sphericalangle \alpha_0$. Proportional der abnehmen-
den Wassermenge müssen nun die Relativgeschwindigkeiten w_1 und w_2
abnehmen, da die Querschnitte im Laufrade ja die gleichen Werte
behalten. Die Richtungen von w_1 und w_2 bleiben dagegen dieselben,
da sie durch $\sphericalangle \beta_1$ und β_2 der Laufradschaufel festgelegt sind. Die
Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 behalten Rich-
tung und Größe, weil dies dem Zweck der Regelung
(Abschnitt 16) entspricht.

Man erhält daher eine
Veränderung in den Par-
allelogrammen, wie die
Abb. 100 u. 101 erkennen

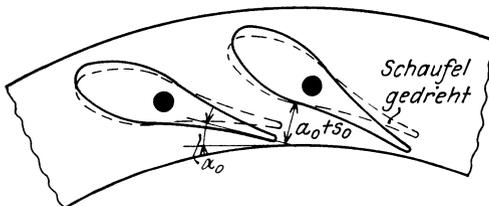


Abb. 99.

lassen. Die Winkel und Geschwindigkeiten erfüllen auch hier die „Hauptgleichung“, welche allerdings in ihrer allgemeinen Form:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H$$

anzuschreiben ist, da der $\angle \alpha_2$ bei der Regelung ja immer mehr von 90° abweicht. Rechnungsmäßig ermittelt man hieraus, daß c_1 mit

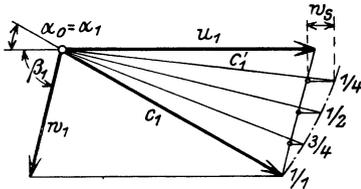


Abb. 100.

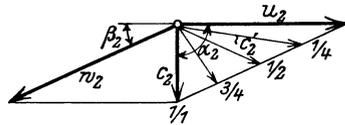


Abb. 101.

abnehmendem Schaufelwinkel α_0 wächst. Bei $1/4$ Beaufschlagung wird z. B. die absolute Eintrittsgeschwindigkeit auf c'_1 vergrößert. Da w_1 seine Richtung behalten muß, aber auf $1/4$ seiner Größe gesunken ist, sieht man, daß jetzt der Eintritt unter Stoß erfolgt, also eine plötzliche Umlenkung des Wassers in die Richtung der Laufradschaufel auftritt. Die „Stoßkomponente“ w_s wird in waagerechter Richtung angenommen und kann ebenfalls mittels der Hauptgleichung gefunden werden. Beim Austritt erhält man nach Abb. 101 bei Verringerung von w_2 eine stetige Vergrößerung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 , wobei sich auch die Richtung verändert. Bei $1/4$ Beaufschlagung erhält man c'_2 und einen kleinen Austrittswinkel, also eine wesentliche Verschlechterung. Durch den Stoß am Eintritt und die Verschlechterung der Verhältnisse beim Austritt muß natürlich der Wirkungsgrad der Turbine sinken, sobald eine Regelung vorgenommen wird.

Die Wirkungsgradkurve eines Normalläufers verläuft unter Zugrundelegung der Parallelogramme Abb. 100 und 101, d. h. unter der Annahme, daß bei voller Beaufschlagung stoßfreier Eintritt und senkrechter Austritt vorhanden sein soll, wie im Diagramm Abb. 102 in der strichpunktiierten Linie dargestellt ist. Beträgt $\eta_{\max} = 0,85$ bei voller Wassermenge, so ist bei 40 v.H. Beaufschlagung nur noch etwa $\eta = 0,64$ vorhanden.

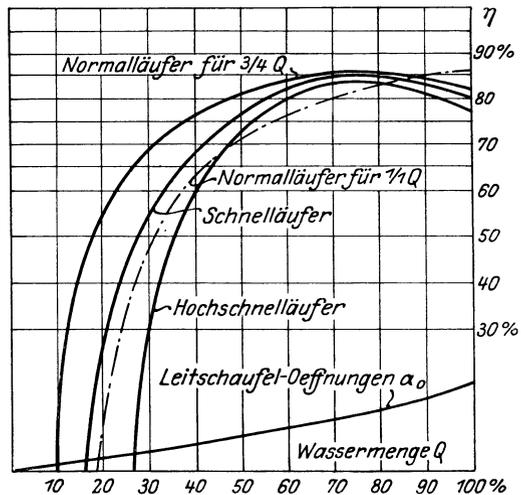


Abb. 102.

Um nun bei der Regelung, d. h. bei häufigen Belastungsschwankungen, kein zu rasches Abfallen des Wirkungsgrades zu erhalten, ist es üblich geworden, die Francis-Turbinen für $0,75 \div 0,8$ der vollen Wassermenge zu berechnen, d. h. also so, daß sie bei $75 \div 80$ v.H. Beaufschlagung ihren besten Wirkungsgrad erreichen. Man bekommt dann z. B. die Kurve „Normalläufer für $3/4 Q$ “ in Abb. 102, welche wesentlich günstiger verläuft. Jetzt ist bei 40 v.H. Beaufschlagung noch etwa $\eta = 0,75$ vorhanden, allerdings ist bei voller Wassermenge der Wirkungsgrad auf 0,82 heruntergegangen.

Aus dem Diagramm ergibt sich aber weiter die beachtenswerte Tatsache, daß die Wirkungsgradkurven der einzelnen Radformen nicht gleichartig verlaufen, sondern, daß η um so rascher abfällt, je größer die Umfangsgeschwindigkeit ist. Bei einem Schnellläufer wird schon

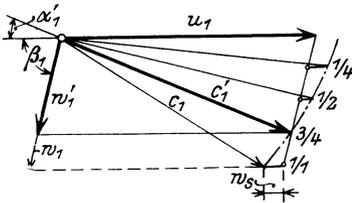


Abb. 103.

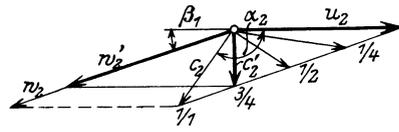


Abb. 104.

bei etwa 20 v.H. Beaufschlagung $\eta = 0$, bei einem Hochschnellläufer schon bei etwa 30 v.H., d. h. die Räder würden dann nur noch leer umlaufen können. Der Grund liegt darin, daß bei größeren Umfangsgeschwindigkeiten auch größere w_1 und w_2 auftreten, was wiederum zu größeren w_s und c_2 mit schräger Richtung führt, sobald von den günstigsten Werten abgewichen wird.

Die Schaufelweiten α_0 nehmen, wie ebenfalls Abb. 102 zeigt, nicht geradlinig ab, sondern nach einer Kurve, da ja c_0 bei kleinerem $\angle \alpha_0$ zunimmt, wie oben ausgeführt war.

In den Abb. 103 und 104 sollen nun die Veränderungen gezeigt werden, wenn die Turbine für $3/4 Q$ berechnet wird. Man verlangt dann, daß bei $3/4$ Beaufschlagung stoßfreier Eintritt und günstigste Austrittsbedingungen auftreten, also daß etwa $c_2 \perp u_2$. Man erhält nun bei voller Beaufschlagung einen geringen Stoß beim Eintritt (w_s in Abb. 103) und eine geringe Vergrößerung und Schrägstellung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit (c_2 in Abb. 104). Gegenüber den Parallelogrammen Abb. 100 und 101 erkennt man aber, daß bei kleiner Beaufschlagung, z. B. $1/4$, wesentlich günstigere Verhältnisse jetzt auftreten, wodurch also der Wirkungsgrad einen höheren Wert behält.

14. Berechnung der Francis-Turbine.

A. Normalläufer.

Beispiel: Es ist eine Francis-Turbine nach Bauart Abb. 76 mit senkrechter Welle zu entwerfen für eine mittlere Wassermenge $Q = 2 \text{ m}^3/\text{sek}$ und ein nutzbares Gefälle $H = 6 \text{ m}$.

Die Umlaufzahl ist nicht gegeben, sondern es soll ein „normales“ Laufrad gewählt werden. Die Turbine soll im allgemeinen mit größter Beaufschlagung laufen und bei dieser auch den besten Wirkungsgrad erhalten.

a) Leistung der Turbine: Rechnet man mit einem Wirkungsgrad $\eta = 0,85$, so erhält man:

$$N_e = 1000 \frac{2 \cdot 6}{75} \cdot 0,85 = 136 \text{ PS.}$$

b) Saugrohr: Zur Erzeugung der Abflußgeschwindigkeit c_3 sollen 6 v.H. der Gefällhöhe verwandt werden. Es ist also

$$c_3 \sim \sqrt{2g \cdot 0,06 \cdot 6} = 2,66 \text{ m/sek.}$$

Nimmt man nun an, daß c_3 axial gerichtet ist, so ergibt sich der Saugrohrquerschnitt:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{2}{2,66} = 0,75 \text{ m}^2.$$

Hierfür werde gewählt:

$$D_3 = 1000 \text{ } \Phi.$$

Zu beachten ist, daß bei durchlaufender Welle ein entsprechender Zuschlag zu machen ist. Ist c_3 nicht axial gerichtet, so muß ferner nicht mit c_3 , sondern mit deren sogenannter „Meridiankomponente“ $c_{m_3} = c_3 \cdot \sin a_3$ gerechnet werden, wobei $\sphericalangle a_3 = a_2$ gesetzt werden kann.

c) Laufrad und Umlaufzahl: Der Laufraddurchmesser D_1 soll bei einem „Normalläufer“ nur so viel größer als D_3 sein, als es die Konstruktion erfordert. Es werde hier gewählt:

$$D_1 = 1050 \text{ } \Phi.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 ergibt sich nach Abschnitt 13 A bei $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ aus:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H} = 2,94 \cdot \sqrt{6} = 7,2 \text{ m/sek.}$$

Diese Gleichung stellt bekanntlich in vorliegendem Falle die Turbinenhauptgleichung dar.

Man erhält die Umlaufzahl:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 7,2}{1,05 \cdot 3,14} = 130/\text{min.}$$

d) Leitradbreite: Es werde gewählt: $Z_0 = 20$ Leitschaufeln von einer Weite $a_0 = 55$ mm und einer geringsten Wandstärke $s_0 = 7$ mm. (Die Schaufelzahl ist sehr verschieden und richtet sich nach der Größe des Rades. Als Schaufelweite findet man $a_0 = 40 \div 200$ mm, ebenfalls je nach Größe.)

Bei einem inneren Laufraddurchmesser $D_0 = 1100$ erhält man die Schaufelteilung $t_0 = \frac{1100 \cdot \pi}{20} = 172,5$ mm. Man kann nun das Ende der Schaufelkammer schematisch in irgendwelchem Maßstabe auf-

zeichnen (Abb. 105) und ermittelt hieraus $\angle \alpha_1 = \alpha_0$. Rechnerisch würde er sich aus: $\sin \alpha_0 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$ ergeben. Das Geschwindigkeitsparallelogramm läßt sich nun ebenfalls entwerfen (Abb. 106), da $u_1 = 7,2$ und $\angle \beta_1 = 90^\circ$ bekannt sind.

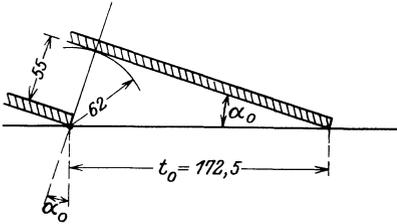
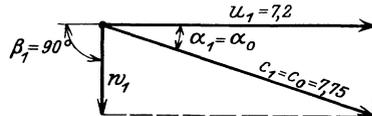
Abb. 105. M 1:5.

Abb. 106. 1 cm = 2 m/sek.

Man erhält aus Abb. 106 (oder rechnerisch aus: $c_0 = \frac{u_1}{\cos \alpha_0}$)

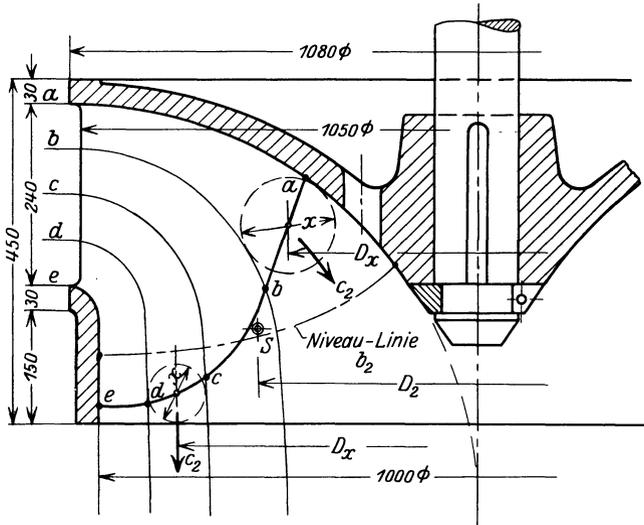
$$c_1 = c_0 = 7,75 \text{ m/sek.}$$

Aus der Gleichung: $Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_0$ ergibt sich nun die Leitradbreite:

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_0} = \frac{2}{20 \cdot 0,055 \cdot 7,75} = 0,235 \text{ m.}$$

Ausgeführt werde: $b_0 = 240 \text{ mm.}$

e) Kranzkonstruktion und Welle: Nach Berechnung der Hauptmaße kann jetzt das Laufrad entworfen werden, wie Abb. 107 im Maßstabe 1:10 zeigt. Das Rad ist aus Gußeisen, die Schaufeln

Abb. 107. Laufrad im M 1:10.

aus Stahlblech von 5–6 mm Stärke und in die Kränze eingegossen. Mit Rücksicht hierauf müssen die Wandstärken verhältnismäßig groß gewählt werden. Bei der Wölbung der beiden Radkränze ist lediglich die glatte Umlenkung des Wassers vom Leitrad zum Saugrohr maßgebend. Einige Bohrungen dicht neben der Nabe sind zum Druckausgleich angebracht.

Die Welle wird, da sie lotrecht steht, nur auf Verdrehung berechnet nach der bekannten Gleichung:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_d = Md.$$

Nun ist:

$$Md = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{136}{130} = 75\,000 \text{ cmkg.}$$

Rechnet man mit $\tau_d = 300 \text{ kg/cm}^2$, so gering, da auch geringe Bieungsbeanspruchung durch Zahnräder usw. in die Welle kommen können, so erhält man:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75\,000}{3,14 \cdot 300}} = 10,8 \text{ cm.}$$

Ausgeführt werde: $d = 110 \text{ } \Phi$.

f) Schichtlinien und Austrittskurve: Um später die Schaufel konstruieren zu können, teilt man das Laufrad in einzelne Teilturbinen gleichen Wasserdurchflusses. Diese Teillinien werden als Schichtlinien oder Flutbahnen bezeichnet. Man muß die Eintrittsbreite in gleiche Teile teilen, da ja hier annähernd gleiche Strömung herrschen wird. Die Austrittsbreite muß dagegen in solche Teile geteilt werden, daß immer das Produkt von Teil und mittlerem Durchmesser dasselbe ist. Für jede Teilturbine erhält man dann die Wassermenge $(D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2$, wobei $D_x \cdot \pi \cdot x$ eine Ringfläche ist. Es wird hierbei angenommen, daß c_2 überall annähernd gleichen Wert hat, senkrecht zu u_2 steht und, daß die Schaufelbleche den Austrittsquerschnitt nicht nennenswert verengen. Über die Berechtigung aller dieser vereinfachten Annahmen, vgl. Näheres im Abschnitt 15 „Konstruktion der Laufradschaufel“.

Die Austrittskante selbst kann mehr oder weniger willkürlich angenommen werden. Sie ist durch Probieren schließlich so festzulegen, daß die gesamte Wassermenge mit $c_2 \sim c_3$ dort austreten kann, d. h. daß:

$$Q = \Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2 \text{ wird.}$$

Am einfachsten wäre es, wenn man eine Kurve benutzen könnte, die überall senkrecht auf den Schichtlinien steht, eine sogenannte „Niveaukurve“. Hat diese den Schwerpunkt S (Abb. 107), die Länge b_2 und den Schwerpunktdurchmesser D_2 , so ist dann ohne weiteres: $Q = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_2$, denn die Austrittsfläche (Niveaufläche) ist eine Rotationsfläche.

In den meisten Fällen (und so auch hier) wird aber die Schaufel am Außenkranz zu kurz, dagegen am Innenkranz zu lang und wegen

der kleinen Umfangsgeschwindigkeit u_2 ergeben sich dann am Innenkranz sehr schlechte Austrittsverhältnisse. Man muß also eine Austrittskante wählen, wie Abb. 107 zeigt.

Im Beispiel sind vier Teilturbinen, also fünf Schichtlinien $a \div e$ gewählt. Die Austrittskurve ist in vier ungleiche Teile von etwa 125, 96, 75 und 64 mm geradlinigen Abstand zwischen den Schichtlinien geteilt und überall ist annähernd: $D_x \cdot x = 0,061 \text{ m}^2$. Zusammen erhält man:

$$\Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) = 0,76 \text{ m}^2,$$

was ungefähr dem berechneten Saugrohrquerschnitt entspricht.

Das Weitere über den Entwurf der Schaufelform bringt ausführlich der Abschnitt 15.

B. Schnellläufer.

Beispiel: Eine Francis-Turbine soll für eine mittlere Wassermenge $Q = 5 \text{ m}^3/\text{sek}$ und ein Gefälle $H = 4 \text{ m}$ entworfen werden. Die Umdrehungszahl ist so groß zu wählen, daß der anzutreibende Drehstromerzeuger mittels einfacher Stirnradübersetzung eine normale Umlaufzahl $n = 750/\text{min}$ erhalten kann. Die Turbine soll lotrechte Welle und die Aufstellungsart der späteren Abbildung 142 bekommen. Der beste Wirkungsgrad soll bei $3/4 Q$ erreicht werden. Regelung durch drehbare Leitschaufeln. Leistung und Hauptabmessungen der Turbine sind zu berechnen.

a) Leistung. Bei einem Wirkungsgrad $\eta = 0,82$ bei voller Beaufschlagung erhält man:

$$Ne = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 5 \cdot 4}{75} \cdot 0,82$$

$$Ne = 220 \text{ PS.}$$

b) Saugrohr. Bei voller Wassermenge sollen zur Erzeugung der Abflußgeschwindigkeit etwa 12 v.H. der Gefällhöhe verwandt werden. Es ergibt sich also:

$$c_3 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,12 \cdot 4} = 3,1 \text{ m/sek.}$$

Der Saugrohranfang läßt sich somit, da hier keine Verengung durch die Welle eintritt, berechnen aus:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{5}{3,1} = 1,61 \text{ m}^2.$$

Hieraus:

$$D_3 = 1430 \text{ mm.}$$

Bei $3/4 Q$ würde sich die Abflußgeschwindigkeit auf $3/4$, also auf $c'_3 = 2,3$ verringern, was etwa 6,5 v.H. von H entspricht. Durch ein entsprechend geformtes Saugrohr wird diese Geschwindigkeit bis zum Auslauf in den Untergraben noch verringert, so daß ein Teil der verlorenen Energie zurückgewonnen wird.

c) Laufraddurchmesser und Umlaufszahl. Bei einer Radform etwa nach Abb. 78, früher, soll angenommen werden ein Eintrittsdurchmesser:

$$D_1 = 1000 \text{ mm.}$$

Nimmt man nun eine mittlere Schnellläufigkeit an, z. B.

$u_1 = 3,3 \cdot \sqrt{H} = 6,6 \text{ m/sek}$ (vgl. S. 60), so erhält man eine Umlaufszahl:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 6,6}{1 \cdot \pi} = 125/\text{min.}$$

Eine Stirnradübersetzung von 6:1 würde also ausreichen, um die gewünschte Drehzahl des Stromerzeugers von 750/min zu erhalten.

d) Schaufelwinkel am Eintritt. Am Eintritt in das Laufrad ist die Turbinenhauptgleichung zu erfüllen und zwar in der Form

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Angenommen wird ein bester hydraulischer Wirkungsgrad bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung von $\eta_h = 0,88$, außerdem werde hierfür angenommen $\angle \alpha'_1 = 25^\circ$. Es wird also:

$$c'_1 \cdot 6,6 \cdot \cos 25^\circ = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 4$$

$$c'_1 = \frac{0,88 \cdot 9,81 \cdot 4}{6,6 \cdot 0,9} = 5,8 \text{ m/sek.}$$

Das Geschwindigkeitsparallelogramm oder Dreieck für $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung, wobei der Eintritt stoßfrei sein soll, läßt sich nun aufzeichnen

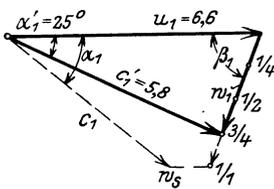


Abb. 108. 1 cm = 2 m/sek.

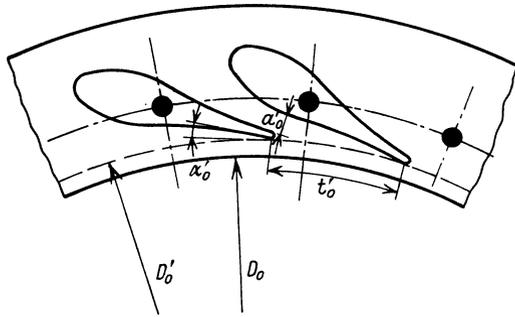


Abb. 109.

(Abb. 108). Man erhält daraus den Eintrittswinkel der Laufradschaufel $\beta_1 = 62^\circ$, was gut ausführbar ist. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit beträgt $w'_1 = 2,8 \text{ m/sek}$. Sie würde bei vollem Q wachsen auf

$$w_1 = \frac{4}{3} \cdot w'_1 = 3,73 \text{ m/sek}$$

und das Dreieck würde sich verändern etwa wie in Abb. 108 ergänzend angedeutet ist. (Vgl. hierüber Abschnitt 13C.) Die genauen Werte

dieser Veränderung lassen sich erst nach Durchführung der Leitrad- und Laufradkonstruktion ermitteln.

e) Leitrad-schaufeln und Breite b_0 . Auf dem kurzen Wege vom Leitradaustritt bis zum Laufradeintritt können die Winkel und Geschwindigkeiten als gleichbleibend angesehen werden. Es ist also bei $3/4 Q$:

$$c'_0 = c'_1 = 5,8 \text{ m/sek und } \sphericalangle \alpha'_0 = \sphericalangle \alpha'_1 = 25^\circ.$$

Wählt man nun: $Z_0 = 16$ Schaufeln und nimmt man bei teilweise geschlossenen Schaufeln einen inneren Leitrad-durchmesser von $D'_0 = 1200$ mm an (Abb. 109), so erhält man

$$t'_0 = \frac{D'_0 \cdot \pi}{Z_0} = \frac{1200 \cdot 3,14}{16} = 236 \text{ mm.}$$

Die Schaufelweite ergibt sich somit gemäß Abb. 105 (früher) aus:

$$\alpha'_0 + s_0 = t'_0 \cdot \sin \alpha'_0 = 236 \cdot 0,42 = 100 \text{ mm.}$$

Bei einer geringsten Schaufelstärke am Anfang von $s_0 = 10$ mm erhält man also:

$$\alpha'_0 = 90 \text{ mm.}$$

Die Leitradbreite ergibt sich schließlich ähnlich wie beim Beispiel A aus:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = Z_0 \cdot \alpha'_0 \cdot b_0 \cdot c'_1.$$

Es ist also:

$$b_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 16 \cdot 0,09 \cdot 5,8} = 0,448 \text{ m.}$$

Ausgeführt werde:

$$b_0 = 450 \text{ mm.}$$

Die Leitradbreite kann aber auch wie folgt berechnet werden: Ermittelt man aus dem Geschwindigkeitsdreieck (Abb. 108) die sogenannte „Meridiankomponente“ $c'_{m_0} = c'_1 \cdot \sin \alpha'_1$ für $3/4$ Beaufschlagung, nimmt man ferner wegen der Schaufelstärken eine Verengung des Austrittsquerschnittes auf etwa 90 v.H. an, so ergibt sich die Gleichung:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = 0,9 \cdot D'_0 \cdot \pi \cdot b_0 \cdot c'_{m_0}.$$

Aus Abb. 108 kann man entnehmen: $c'_{m_0} = c'_1 \cdot \sin \alpha'_1 \cong 2,5$ m/sek.
Hieraus:

$$b_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \cong 0,45 \text{ m wie oben!}$$

f) Kranzkonstruktion und Welle: Das Laufrad kann ausgeführt werden, wie Abb. 110 im Maßstab 1:10 zeigt. Kranz aus Gußeisen, Schaufeln aus Stahlblech, von 6÷8 mm Stärke, in den Kranz eingossen. Form der beiden Kränze so, daß ein möglichst glatter

Übergang vom Eintritt zum Saugrohr erfolgt. Besonders ist darauf zu achten, daß die Krümmung am Außenkranz nicht zu stark wird,

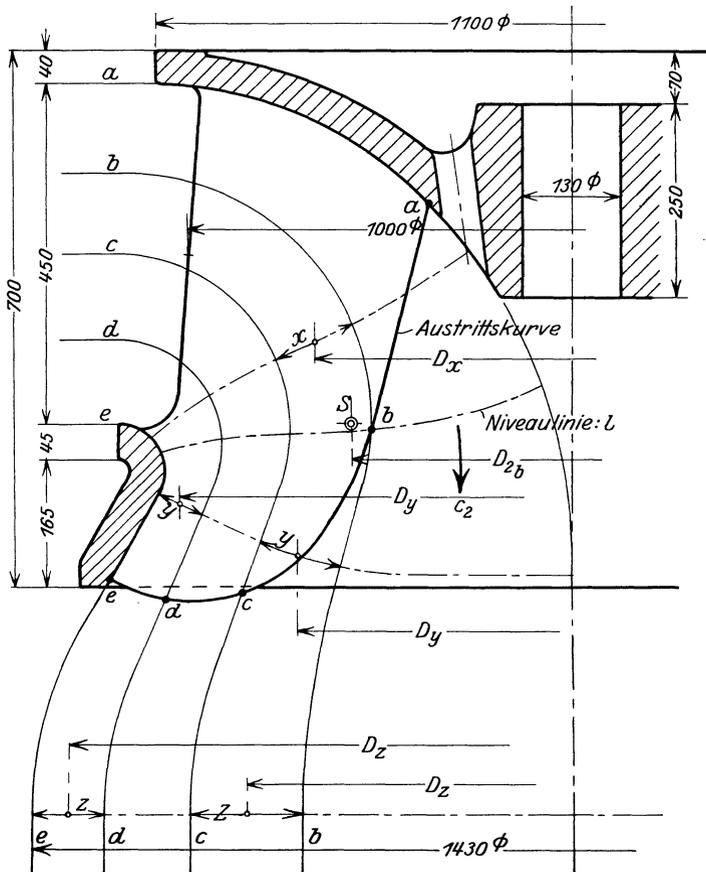


Abb. 110. Laufrad, M 1:10.

da sich sonst Wasserfäden ablösen und Hohlräume entstehen, die zu Korrosionen führen.

Die Welle kann, wie im Beispiel A, auf Verdrehung mit $\tau_d = 300 \text{ kg/cm}^2$ berechnet werden. Es wird also:

$$\tau_d \cdot \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = Md, \text{ wobei } Md = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \cdot \frac{220}{125} = 126\,000 \text{ cmkg.}$$

Also:

$$d = \sqrt[3]{\frac{126\,000 \cdot 16}{3,14 \cdot 300}} = 12,8 \text{ cm.}$$

Ausgeführt werde: $d = 130 \text{ } \Phi$.

g) Schichtlinien und Austrittskurve: Wie schon beim Normalläufer, Beispiel A, gesagt wurde, teilt man das Laufrad in eine Anzahl Teile von gleichem Wasserdurchfluß, wozu man die Flutbahnen oder Schichtlinien zu zeichnen hat. Die Eintrittsbreite kann wieder in gleiche Teile geteilt werden. Den weiteren Verlauf muß man durch Probieren festlegen. Am besten zieht man einige „Niveaukurven“, d. h. Kurven, die überall senkrecht zu den Schichtlinien stehen (in Abb. 110 strichpunktiert) und sucht nun die gegenseitige Lage so abzustimmen, daß zwischen den Schichtlinien überall das Produkt aus D_x und x bzw. D_y und y bzw. D_z und z den gleichen Wert erhält.

Die Lage der Austrittskante ist beliebig. Man muß nur darauf achten, daß die Schaufeln nicht zu lang werden und der Austrittspunkt a nicht zu dicht an den unteren Nabenanfang rückt. Eine „Niveaukurve“ kommt natürlich als Austrittskurve nicht in Frage.

Die Austrittsgeschwindigkeit c_2 ist beim Schnellläufer nicht an allen Austrittspunkten $a \div e$ gleich groß, wie dies beim Normalläufer angenommen war. Zwar wird annähernd bei den Punkten e , d und c gleiches c_2 auftreten, bei a und b aber wird c_2 wesentlich größer, da der Austrittsquerschnitt hier viel kleiner ist. Um das c_2 z. B. für den Punkt b zu berechnen, legt man hierdurch eine „Niveaukurve“, welche hier die Länge $l = 0,53$ m und den Schwerpunktsdurchmesser $D_{2b} = 0,58$ m hat. Dann ist die Austrittsfläche an dieser Stelle eine Rotationsfläche:

$$D_{2b} \cdot \pi \cdot l = 0,58 \cdot 3,14 \cdot 0,53 = 0,97 \text{ m}^2.$$

Da die Wassermenge $Q = 5 \text{ m}^3$ war, so ist annähernd:

$$c_2 = \frac{5}{0,97} = 5,2 \text{ m/sek.}$$

Hierbei muß man berücksichtigen, daß tatsächlich nur ein Viertel von Q zwischen den Schichtlinien a und b austritt und hierbei eine Verengung durch Schaufeln kaum vorhanden ist.

In ähnlicher Weise sind dann die c_2 für die Austrittspunkte a , c , d und e zu bestimmen. Erst dann kann man zum Entwurf der Schaufel schreiten, wie dies für den Normalläufer im Abschnitt 15 durchgeführt ist.

15. Konstruktion der Laufradschaufel.

Wie seinerzeit bei der Besprechung der Wasserbewegung in den Turbinen schon erwähnt wurde, wird diese verwickelt, sobald eine Schaufel in mehreren Ebenen gekrümmt werden muß, wie dies bei der Laufradschaufel der Francis-Turbine der Fall ist. Wollte man die Strömungs- und Druckverhältnisse in einer solchen Schaufelkammer theoretisch erschöpfend ergründen, so müßte man entsprechend den drei Ausdehnungen des Raumes das Bewegungsproblem „dreidimensional“ lösen, was aber bis jetzt noch nicht gelungen ist. Unter gewissen Annahmen haben daher verschiedene Forscher die Aufgabe zweidimensional zu lösen versucht, aber für die Praxis keine brauch-

baren Resultate erzielt. Zu erwähnen sind hier in der Hauptsache die Untersuchungen von Prasil¹⁾, Lorenz²⁾, Kaplan³⁾ und Bauersfeld⁴⁾.

In der Praxis ist man heute, da eine theoretisch genaue Ermittlung der Schaufelflächen unmöglich ist, auf den Versuchsweg angewiesen. Einwandfrei und mit hohem Wirkungsgrad arbeitende Laufräder erhält man nur, wenn man Modellräder anfertigt und diese in einer Versuchsstation, wie sie heute bei größeren Firmen und an Technischen Hochschulen zu finden sind, eingehend prüft. Das Verhalten des Modellrades, welches in kleinem Maßstab gebaut sein kann, gibt dann einen guten Aufschluß über das spätere Verhalten und den zu erwartenden Wirkungsgrad des danach auszuführenden Rades⁵⁾.

Zum erstmaligen Entwurf der Schaufel des Laufrades bzw. eines Modellrades ist man, da andere Theorien versagt haben, auch heute noch auf die alte „Wasserradentheorie“ angewiesen, die auf der Annahme von Schichtlinien oder Flutbahnen beruht (vgl. den vorigen Abschnitt). Treffen auch diese Annahmen nicht ganz die tatsächlichen Strömungsvorgänge, weil beobachtetermaßen Verschiebungen der einzelnen Wasserstraßen eintreten, so beeinflussen solche Ungenauigkeiten trotzdem das Resultat nicht wesentlich. Es kommt nämlich endgültig nicht auf die einzelne Strombahn, sondern auf die ganze Schaufelfläche an und auf einen möglichst einfachen und gleichmäßigen Übergang von der Eintritts- zur Austrittskante. Die nachstehende Schaufelkonstruktion, die für das Beispiel des Normalläufers (Abschnitt 14 A) durchgeführt werden soll, stellt also nur eine der vielen Möglichkeiten dar, wie man sich in der Praxis einen Einblick in die Strömungsverhältnisse verschaffen und zu einigermaßen brauchbaren Laufrädern kommen kann. Verbesserungen sind dann nur auf dem Versuchsweg möglich. Die gewählte Schaufelkonstruktion stammt von Prof. Pfarr, jedoch sind die neuesten Erkenntnisse dabei verwertet worden.

A. Schaufelschnitte.

Das Laufrad wird, wie beim Berechnungsbeispiel unter f (S. 71) gezeigt wurde, in eine Anzahl von Teilturbinen zerlegt, wodurch die Schichtlinien oder Flutbahnen $a \rightarrow e$ entstanden. Gleichzeitig wurde hierbei die Austrittskante festgelegt. Ist dies geschehen, so erfolgt

¹⁾ Prasil, „Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelprofile für Turbinen und Kreiselpumpen“. Schweiz. Bauzeitung Bd. 48, S. 277.

²⁾ Lorenz, „Neue Grundlagen der Turbinentheorie“, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1905, S. 257. — „Neue Theorie und Berechnung der Kreislräder“, Buch, 1906.

³⁾ Kaplan, „Die zweidimensionale Turbinentheorie usw.“, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1912, S. 533 und Kaplan-Lechner, „Turbinen-Schnellläufer“, Verlag Oldenbourg, 1931.

⁴⁾ Bauersfeld, „Konstruktion der Francis-Schaukel nach der Lorenzschen Theorie“, Z. VDI. 1912, S. 2045.

⁵⁾ Vgl. Oesterlen, Z. d. VDI. 28, S. 1744. Vgl. ferner Thoma, Z. d. VDI. 25, S. 329 und Staufer, Z. d. VDI. 25, S. 415.

die Aufzeichnung der Schaufel in verschiedenen Schnitten, die man an den Schichtlinien entlangführt. Am Schaufelende liegen diese Schnitte, wie Abb. 111 erkennen läßt, auf Zylinder- oder Kegelmänteln, die erst in die Ebene abgerollt werden müssen, damit man die genauen Schaufelformen erhält. Fordert man dabei, daß überall $c_2 \perp u_2$ stehen soll, so müssen zunächst für alle Austrittspunkte $a \div e$ die Geschwindigkeitsdreiecke und hieraus die Schaufelwinkel β_2 bestimmt werden. Dies ist für das Beispiel in Abb. 113 geschehen, und zwar im Maßstab 1:10. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt bei e z. B.:

$$u_{2e} = u_1 \frac{D_e}{D_1} = 7,2 \frac{1}{1,05} = 6,85 \text{ m/sek.}$$

Sie nimmt proportional dem Durchmesser ab, während c_2 überall gleich sein soll, wie bei der Berechnung angenommen war. Aus dem Diagramm Abb. 113 ermittelt man gleichzeitig die verschiedenen Schaufelteilungen t_2 , unter der Annahme, daß 16 Laufschaufeln vorhanden sein sollen. Es ergibt sich z. B. für den Austrittspunkt a eine Teilung $t_{2a} = \frac{460 \cdot \pi}{16} = 90,3$ und ein Winkel $\beta_{2a} \sim 40^\circ$. Bei der bedeutend größeren Teilung t_{2e} nimmt der Winkel auf $\beta_{2e} \sim 21^\circ$ ab.

Für die Zylinderschnitte e und d können nun unmittelbar die abgewickelten Schaufelenden aufgezeichnet werden (Abb. 114) unter Einhaltung der Winkel und unter Annahme einer anschließenden Krümmung, deren Verlauf allerdings später nachgeprüft werden muß.

Für die Kegelschnitte a und b sind die Abwicklungen in Abb. 115 und 116 für die Radien r_a und r_b dargestellt. Hierbei ist, wie die neuesten Forschungen ergeben haben (vgl. S. 60), nur der $\sphericalangle \beta_{2a}$ bzw. β_{2b} einzuhalten, die Schaufeln selbst können zunächst einfach geradlinig angenommen werden. (Der Schnitt durch das Schaufelende bei c ist nicht besonders dargestellt, weil dies auf die endgültige Schaufelfläche wenig Einfluß hat.)

B. Übertragung und Radialschnitte.

Die gefundenen Schaufelschnitte (Abb. 114, 115, 116) sollen nun in den Aufriß (Abb. 111) und Seitenriß (Abb. 112) des Laufrades übertragen werden. Man kann hierbei wie folgt vorgehen. Im Seitenriß nimmt man am besten die Lage der Austrittspunkte $a \div e$ auf einer geraden Linie an. Es sei hier der Einfachheit halber die Mittellinie gewählt. (Nötig ist dies nicht, nur am einfachsten. Jede beliebige andere Gerade oder sogar Kurve führt ebenfalls zum Ziele und ergibt mitunter sogar bessere Schaufelformen.) Neben der Mittellinie bringt man nun eine Anzahl von Radialschnitten, I \div VI, in beliebigem Abstände an und überträgt diese auch auf die abgewickelten Schaufelschnitte. Man erhält dadurch an letzteren Schnittpunkte, die nun in den Aufriß sowohl wie Seitenriß übertragen werden können. Die Abstände $x_1 \div x_3$ sind z. B. in Richtung der Schichtlinie \widehat{ee} aufzutragen, die Abstände $y_1 \div y_3$ in Richtung von \widehat{aa} . Dasselbe gilt für die Schnittpunkte bei den Abwicklungen d und b . So lassen sich zu-

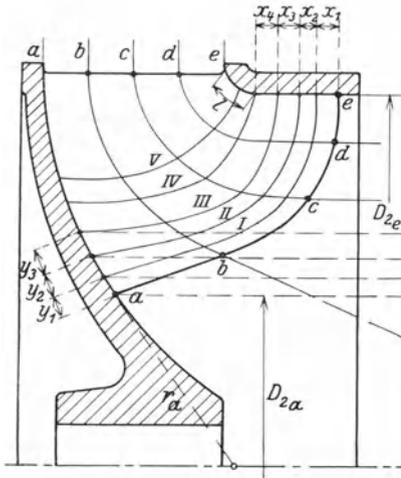


Abb. 111.

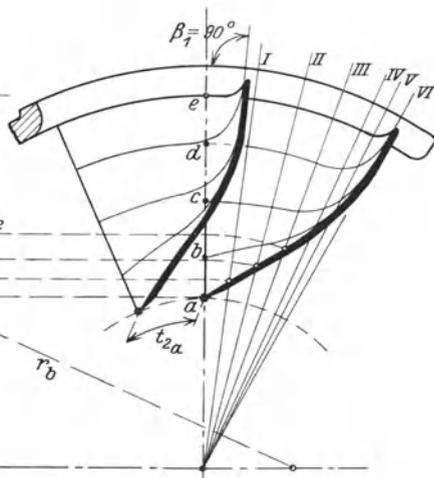


Abb. 112.

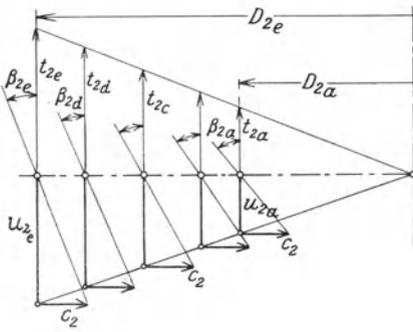


Abb. 113.

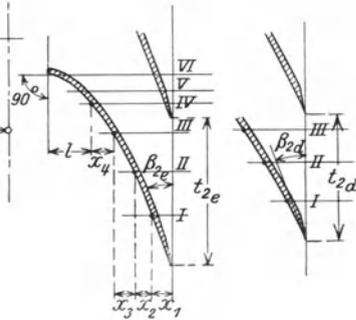


Abb. 114.

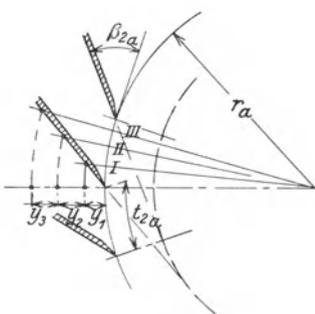


Abb. 115.

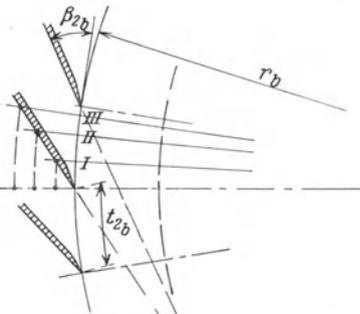


Abb. 116.

nächst die Radialschnitte I, II und III im Aufriß (Abb. 111) ermitteln und ein annähernd gleichmäßiger Verlauf zeigt dann, daß Stetigkeit in der Schaufelform herrscht. (Hierbei sind gegebenenfalls die Formen der abgewickelten Schaufelenden noch zu verbessern.)

Man ergänzt nun zunächst den abgewickelten Schaufelschnitt $\widehat{e}e$, da nur noch das Stück x_4 und der Bogen l bis zum Anfang fehlen. Zu beachten ist, daß dieser unter $\beta = 90^\circ$ stehen muß, wie beim Beispiel angenommen war. Dieser Schnitt reicht, wie Abb. 114 zeigt, bis zum Radialschnitt VI. Er kann also in den Seitenriß (Abb. 112) punktweise übertragen werden, da er auch dort bis zur Linie VI gehen muß.

Die Schnittpunkte der Kurven III, II und I in Abb. 111 mit den Schichtlinien $a \div d$ werden nun nach dem Seitenriß (Abb. 112) hinübergelotet, so daß man hier die Schichtlinien bis zum Radialschnitt III erhält. Man ergänzt sie alsdann in einfachen Krümmungen bis zum Außenkranz, wo sie alle radial endigen müssen. Schließlich können die Schnittpunkte dieser eben ermittelten Schichtlinien mit den Radialschnitten IV und V nach dem Aufriß, links, gebracht werden, wodurch dort die Kurven IV und V entstehen. Auch diese müssen möglichst gleichmäßig verlaufen; andernfalls sind die Schichtlinien, rechts, noch anders zu formen.

Der Seitenriß (Abb. 112) zeigt nun die wahre Schaufelgestalt, während beim Aufriß (Abb. 111) alle Punkte in einer Ebene liegen, also die Schaufel in Wirklichkeit eine ganz andere Form erhalten würde.

C. Modellschnitte und Schaufelklotz.

Da die Schaufeln meist aus Blech hergestellt und in rotwarmem Zustande in ihre Form gepreßt werden, so ist nun der soeben ermittelten Schaufelform entsprechend, ein sogenannter Schaufelklotz herzustellen, auf welchem die Formgebung stattfinden kann. Zu diesem Zwecke legt man durch den Aufriß (Abb. 117) sogenannte „Modellschnitte“ in einem Abstände, wie es einer normalen Brettstärke entsprechen würde, d. h. vielleicht von 25 mm, nach dem Ende zu wegen der stärkeren Krümmung am besten aber noch enger.

Hier sind diese Modellschnitte mit $1 \div 9$ bezeichnet. Es müssen nun die Schnittpunkte der Linien $1 \div 9$ mit den Kurven I—VI in den Seitenriß übertragen werden, wie die Abbildung deutlich erkennen läßt. Zu beachten ist, daß alle nach rechts herübergeloteten Punkte erst auf die Mittellinie zu bringen sind und von hier aus durch Kreisbögen auf die entsprechenden Radialschnitte I—VI. Man erhält auf diese Weise in einer Schaufelfläche die Kurven $1 \div 9$. Jeder Modellschnitt hat dann eine bestimmte Basis und die entsprechende Kurve als obere Begrenzungslinie.

Nimmt man nun einzelne Brettstücke von der oben angegebenen Stärke, so läßt sich darauf sowohl auf der Vorderseite wie auf der Rückseite die jeweils ermittelte Kurve aufzeichnen und das Brett dementsprechend ausschneiden. Zu berücksichtigen ist allerdings, daß das so entstehende Modell zur Herstellung eines Gußstückes dienen soll, daß also

allen Abmessungen das Schwindmaß zu addieren wäre. — Man trägt dem z. B. dadurch Rechnung, daß man zwischen die Bretter Papier legt. — Alle Bretter zusammengesetzt und an den Fugen beige-

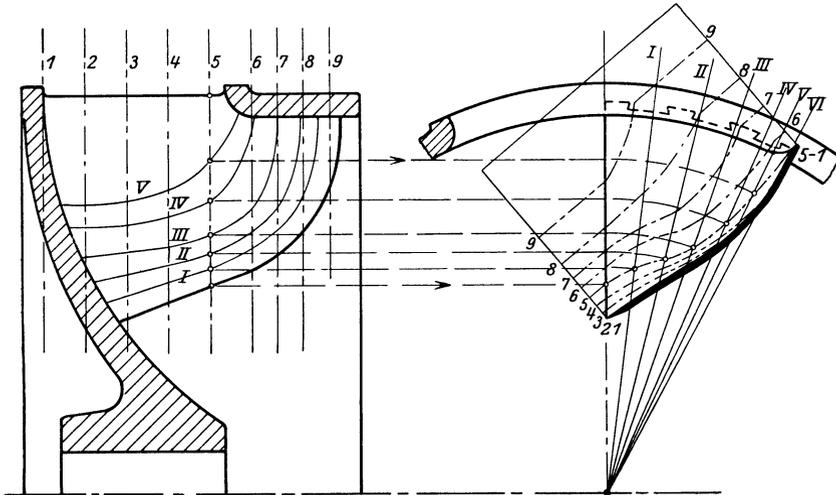


Abb. 117. Modellschnitte, M 1:10.

arbeitet, ergeben dann den Modellklotz, wie er in Abb. 118 dargestellt ist. Hiernach kann z. B. eine Presse in Gußeisen oder Stahlguß hergestellt werden, deren Klötze die Form Abb. 119 erhalten können, und die alsdann zur Formgebung der Schaufeln Verwendung finden.

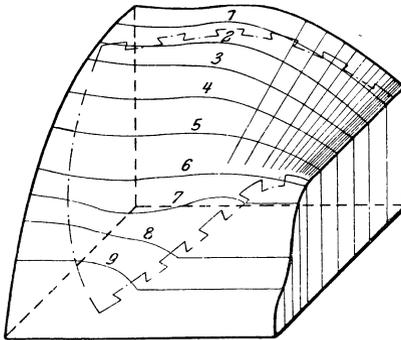


Abb. 118. Schaufelklotz.

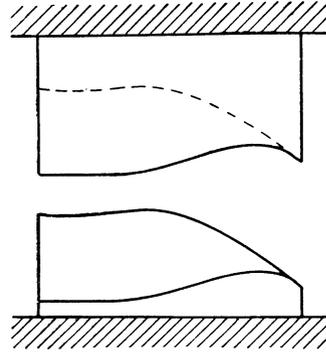


Abb. 119. Schaufelpresse.

Der obere Preßklotz wird aus dem unteren dadurch erhalten, daß man (unter Berücksichtigung der Schaufelstärke) auf diesem einen Gipsabguß abformt und diesen als Modell verwendet.

Die Schaufeln selbst müssen an den Stellen, welche später in den Kranz eingegossen werden sollen, einen mindestens 15 mm breiten Rand erhalten, der verzinkt und zum besseren Eingießen schwalbenschwanzförmig ausgeschnitten wird (s. Abb. 117 und 118).

16. Regelung der Francis-Turbinen. — Leitschaukeln. — Kennlinien.

A. Zweck der Regelung.

Der Zweck der Regelung ist ein zweifacher: Konstanthaltung der Umlaufszahl bei schwankender Belastung und Konstanthaltung der Gefällhöhe bei schwankender Wassermenge. Beides erreicht man durch Drosselung der Durchflußquerschnitte des Leitrades.

Kann auch die Francis-Turbine nicht „durchgehen“, da sie nur höchstens das 1,8fache der normalen Umlaufszahl erreichen kann (Abschnitt 7), so würden doch bei Belastungsschwankungen große Drehzahlschwankungen auftreten, wenn nicht die Leistung der jeweiligen Belastung durch Vergrößerung oder Verkleinerung der beaufschlagenden Wassermenge angepaßt würde. Beim Antrieb von Mühlen oder auch von Gleichstromgeneratoren sind zwar geringe Schwankungen der Umlaufszahl nicht von wesentlicher Bedeutung bzw. sie können durch Spannungsregler ausgeglichen werden (vgl. später: Kleinturbinen, S. 114). Der neuzeitliche Drehstrombetrieb verlangt aber wegen der festgesetzten Periodenzahl unbedingte Einhaltung gleichbleibender Drehzahl.

Der zweite Zweck der Regelung betrifft die Erhaltung der nutzbaren Gefällhöhe H . Tritt Wassermangel ein, so würde infolge der zu großen Querschnitte der Turbine der Wasserspiegel in der Oberwasserkammer sofort zu sinken beginnen, so daß sich Leistung sowie Umlaufszahl dadurch ganz beträchtlich verringern. Es stellt sich eine neue, kleinere Höhe H_1 ein, die sich nach den Beziehungen in Abschnitt 10 ergibt aus: $H_1 : H = Q_1^2 : Q^2$. Sinkt also z. B. die Wassermenge von 1 m^3 auf $Q_1 = 0,7 \text{ m}^3$ und war $H = 6 \text{ m}$, so wird jetzt:

$$H_1 = 6 \cdot \frac{0,7^2}{1} = 6 \cdot 0,49 \sim 3 \text{ m.}$$

Die Leistung ist dann von ungefähr $N \cong 10 \cdot Q \cdot H \cong 60 \text{ PS}$ auf $N_1 \cong 10 \cdot Q_1 \cdot H_1 \cong 21 \text{ PS}$ gesunken. Es muß also unbedingt eine Vorrichtung angeordnet werden, die in solchen Fällen die Durchflußquerschnitte verkleinert, damit wenigstens das Gefälle erhalten bleibt.

Selbstverständlich wird man bei Vorhandensein von mehreren Turbinen die notwendige Drosselung nur möglichst an einer vornehmen, damit die anderen mit günstigster Belastung weiterarbeiten können (vgl. Wirkungsgradkurven S. 67).

Früher ordnete man nun zum Zwecke der Regelung z. B. eine Drosselklappe im Saugrohr an, oder man schob über das Leitrad bzw. zwischen Leit- und Laufrad einen Ringschieber, dadurch die Wassermenge drosselnd. Diese Vorrichtungen haben aber den Nachteil, daß erstens der Wirkungsgrad der Turbine bei Betätigung der Regelvorrichtung stark sinkt, und daß zweitens in der Turbine selbst Wirbelbildungen entstehen, welche zu einer außerordentlich raschen Abnutzung der Turbine führen können. Die heute, sowohl bei Francis-

Turbinen, wie auch bei den hieraus hervorgegangenen Propellerturbinen gebräuchliche Regelung geschieht ausschließlich durch die von Prof. Fink erfundenen drehbaren Leitschaufeln.

B. Drehbare Leitschaufeln.

Die Schaufeln werden aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt und sind, wie Abb. 120 zeigt, um einen Bolzen drehbar angeordnet, damit hierdurch die nötige Querschnittsveränderung erzielt wird. In welcher Weise sich hierbei die Eintrittsverhältnisse des Wassers ändern, wurde

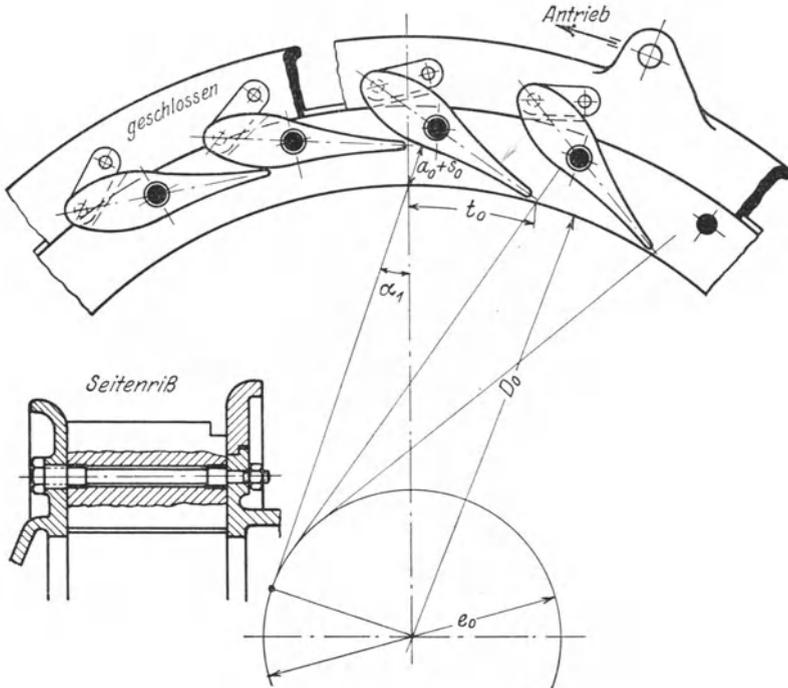


Abb. 120. Gebogene Leitschaufel.

im Abschnitt II C eingehend erläutert. Ebenfalls wurde dort der Einfluß auf den Wirkungsgrad gezeigt.

Will man die Schaufelform entwerfen, so geht man am besten wie folgt vor. Man trägt die berechnete Teilung t_0 auf dem Innendurchmesser D_0 des Leitrades auf und ferner den $\sphericalangle \alpha_0 = \alpha_1$, wie Abb. 120 zeigt, damit die innere Schaufelkrümmung nachher auch unter diesem Winkel den Kreis D_0 schneidet. Man erhält hierdurch den Hilfskreis $e_0 = D_0 \cdot \sin \alpha_0$, an welchen im Abstand der Teilung Tangenten gezogen werden. Auf diesen wird die berechnete Schaufelweite a_0 und die Stärke s_0 aufgetragen (vgl. früher Abb. 105) und nun wird die innere

Schaufelkrümmung aufgezeichnet als flacher Kreisbogen mit dem Mittelpunkt etwa auf dem Kreise e_0 . Die weitere Formgebung wird durch Probieren ermittelt. Günstig ist eine schlanke und symmetrische Schauffelform, wie sie Abb. 120 aufweist. Stets muß aber darauf geachtet werden, daß die Querschnitte zwischen zwei Schauffeln sich nach außen gleichmäßig erweitern, und daß die Schauffeln im gedrehten Zustande, links, sich gut decken. Der Schauffelbolzen wird, wie der Seitenriß zeigt, am besten so ausgebildet, daß er nach einer Seite hin, durch den Leitraddeckel hindurch, entfernt werden kann, damit man einzelne Schauffeln leicht auswechseln kann.

Der Antrieb aller Schauffeln erfolgt gleichzeitig durch Lenker, die einerseits an kleinen Zapfen der Schauffeln, andererseits an Zapfen eines herumlaufenden Regelringes angreifen. Die Lenker sind vielfach aus Rotguß, die kleinen Zapfen aus Messing. In die Schauffelbohrung werden zweckmäßig zwei kurze Rotgußbuchsen eingepreßt.

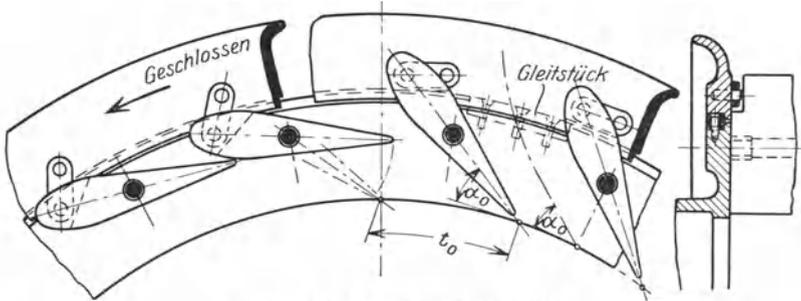


Abb. 121. Gerade Leitschaufel.

Statt der gebogenen Schauffelenden werden heute auch vielfach ganz geradlinige Formen ausgeführt, wie Abb. 121 darstellt. Wie im Abschnitt II A gezeigt wurde, genügt es, wenn am Austritt der $\sphericalangle \alpha_0$ eingehalten wird und eine sofortige Erweiterung des Querschnittes ist nur günstig auf die Wasserführung. Man hat also nur den $\sphericalangle \alpha_0$ aufzutragen, in diesem Falle genau genommen am mittleren Wasserfaden, jedoch nimmt man dafür einfach die Mittellinie der Schaufel. Der weitere Entwurf erfolgt wiederum lediglich nach den vorhin genannten Gesichtspunkten. Bei größeren Turbinen liegt der Regelkranz nicht ringsherum auf, sondern führt sich lediglich auf einigen Gleitstücken, wie Abbildung zeigt, wodurch die Reibung verringert wird. Diese Gleitstücke bestehen entweder aus Rotguß oder aus Pockholz.

Der Antrieb des Regelkranzes erfolgt von einer Regelwelle aus, wie z. B. in Abb. 122 dargestellt ist. Die kürzere zweite Welle links ist in zwei Lagern geführt und mit der Regelwelle rechts durch Zugstange und zwei Kurbeln verbunden. Da sich zwischen den Gelenkteilen Fremdkörper (Holz, Eis u. dgl.) festsetzen können, werden alle Teile zum Regelantrieb recht kräftig ausgeführt. Eine andere Antriebsart durch Winkelhebel und zwei Zugstangen, die sowohl bei liegenden wie stehenden Turbinen häufig ausgeführt wird, zeigt die spätere Abb. 146.

Bei Gehäuseturbinen und bei großen offenen Turbinen (vgl. z. B. Abb. 142, 152 usw. später) findet man auch die „Außenregelung“ (Abb. 123). Jede Schaufel aus Stahlguß hat einen durch die Gehäusewand gehenden und dort abgedichteten Zapfen, auf welchem

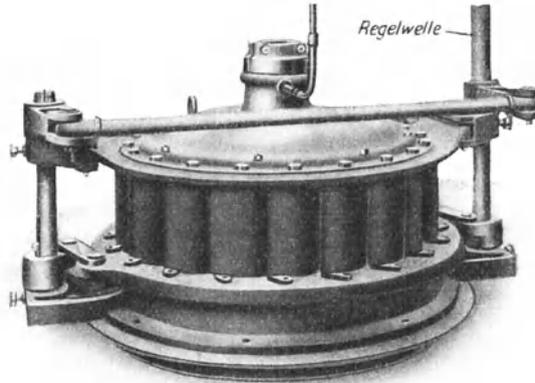


Abb. 122. Regelantrieb.

ein Hebel aufgekeilt ist. Sämtliche Hebel werden von einem herumlaufenden Ring gleichzeitig verstellt. Der Vorteil dieser Schaufelverstellung ist, daß alle Regelteile außerhalb des Gehäuses

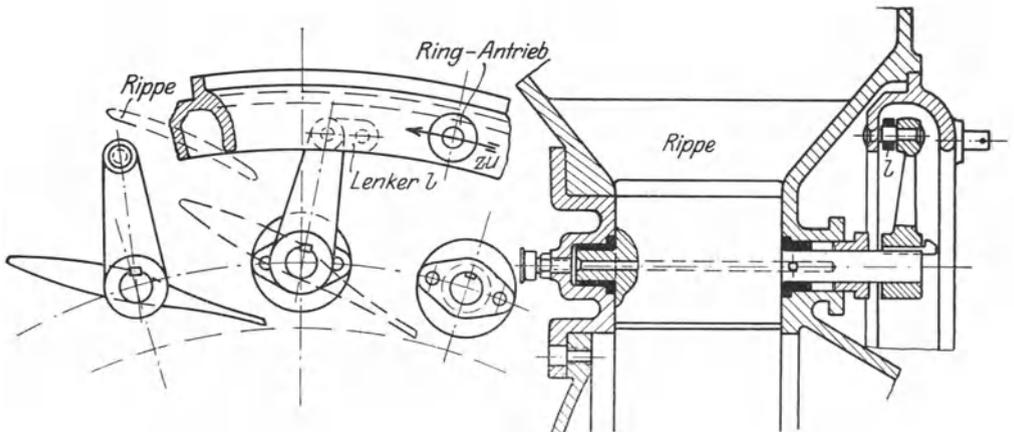


Abb. 123. Außenregelung.

liegen, also nicht dem strömenden Wasser ausgesetzt sind und die Schaufeln eine wesentlich einfachere Gestalt bekommen können. Jedoch ergibt sich der Nachteil, daß weit mehr Einzelteile vorhanden sind, die Konstruktion also teurer wird und daß der Zusammenhalt der

beiden Leitradwände durch Wegfall der als Stehbolzen wirkenden Schaufelbolzen verlorengeht und daher besondere Rippen eingebaut werden müssen, wie die Abbildung zeigt.

C. Der Regler.

Der Antrieb der Regelung erfolgt entweder von Hand oder selbsttätig. Da die Verstellkräfte unter Umständen ganz bedeutende sind, in letzterem Falle stets von einem sogenannten „indirekt wirkenden Regler“. Ein empfindlicher Dampfmaschinenregler (Federpendel) be-

tätigt ein Ventil, welches Öl von hohem Druck auf einen Kolben und dadurch auf das Regelgestänge wirken läßt (Öldruck- oder hydraulischer Regler).

Es werden heute diese indirekten Regler mit Schlußzeiten von 10 bis herunter auf 2 Sekunden gebaut, d. h. sie sind imstande bei plötzlicher Entlastung der Turbine diese innerhalb weniger Sekunden abzustellen.

Da der Regler heute zu einem wichtigen Bestandteile bei allen größeren Wasser-

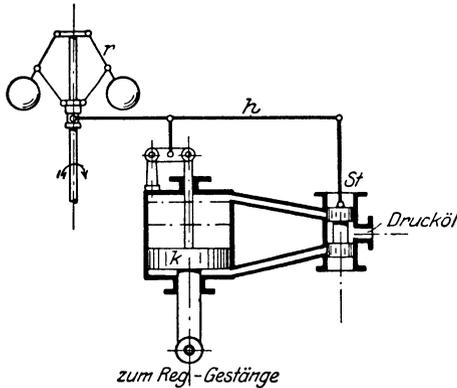


Abb. 124.

kraftanlagen geworden ist, soll hier auf Wirkungsweise und Aufbau an Hand der schematischen Darstellung Abb. 124 hingewiesen werden. Es ist ein indirekt wirkender hydraulischer Regler, welcher mit Drucköl von 10÷25 atm. betrieben wird. Er besteht im wesentlichen aus dem Regler *r*, dem Steuerschieber *st* und dem Arbeitskolben *k* („Servomotor“ genannt), welcher das Regelgestänge betätigt. Die Arbeitsweise ist nun in kurzen Worten folgende:

1. Stellung nach Abbildung: Ruhezustand und normale Umlaufzahl *n*.
2. *n* steigt infolge Entlastung der Turbine: Reglermuffe geht nach oben, Steuerschieber nach unten, Drucköl strömt unter den Kolben *k*.
3. Kolben hebt sich und schließt die Leitschaufeln.
4. Mit dem Kolben hebt sich gleichzeitig der Steuerhebel *h* und der Schieber gerät auf Mittelstellung zurück, was als „Nachführung“ oder „starre Rückführung“ bezeichnet wird.
5. Damit ist wieder Stillstand der Vorrichtung erreicht! Da aber die Reglermuffe jetzt etwas höher steht als bei 1, entspricht dem neuen Ruhezustand eine höhere Umlaufzahl.

Das Regeldiagramm eines solchen Reglers zeigt Abb. 125. Je nach den vorhandenen Schwungmassen und je nach der Ausführung des Reglers wird der neue Beharrungszustand früher oder später

erreicht. Würde die erwähnte „Nachführung“ dagegen fehlen, so würde ein fortgesetztes Pendeln um die Ruhelage stattfinden, da der Kolben stets zu weit schließt bzw. öffnet und die Erreichung eines Beharrungszustandes würde fast unmöglich sein.

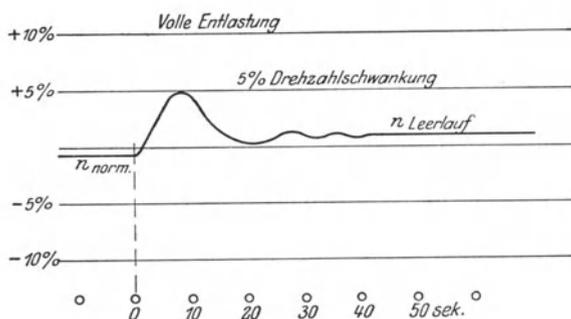


Abb. 125.

Neben den Reglern Abb. 124 werden auch solche gebaut, welche bei jeder Belastung die normale Umlaufzahl selbsttätig wieder einstellen. Einen solchen Regler zeigt Abb. 126 in schematischer Darstellung. Seine Arbeitsweise ergibt sich wie folgt:

1. Stellung nach Abbildung: Ruhezustand und normale Umlaufzahl n .

2. n steigt, Reglermuffe geht nach oben, Steuerschieber nach unten, Drucköl strömt unter den Kolben k .

3. Der Kolben hebt sich und schließt die Leitschaufeln.

4. Mit dem Kolben hebt sich gleichzeitig der Steuerhebel h und der Schieber gerät auf Mittelstellung zurück.

5. Damit: vorübergehender Stillstand der Vorrichtung.

6. Die angehobene Reibscheibe b schraubt sich, durch c angetrieben, herunter bis der Punkt a wieder genau so steht wie in Stellung 1. Somit ist also auch wieder die ursprüngliche Stellung der Reglermuffe, also das ursprüngliche normale n erreicht, was als „Rückführung“ bezeichnet wird.

Die hydraulischen Regler werden mit und ohne Windkessel ausgeführt. So zeigen z. B. die Abb. 127 und 128 den Regler mit Windkessel von I. M. Voith, Heidenheim. In dem Gehäuse befindet sich unten ein Ölbehälter mit seitlich angebrachter Zahnradpumpe zur Erzeugung des Drucköles. Das Drucköl gelangt an einem Rückschlagventil vorbei in den Windkessel und von dort durch die Rohrleitung nach dem Gehäuse des Steuerventils. Wird kein Öl verbraucht, so läuft dies durch ein Überströmventil wieder zum Behälter zurück.

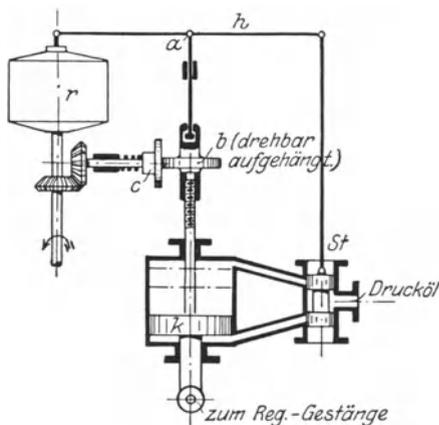


Abb. 126.

Das Steuerventil hat die übliche Bauart als Kolbenschieber mit schmalen Steuerschlitzen, wodurch die Hubhöhe sehr klein wird. Durch den Arbeitskolben, welcher sich in einem waagerechten Zylinder bewegt, wird eine Kurbel gedreht und hierdurch die Regelwelle angetrieben. Der Hub des Kolbens kann durch eine Handverstellung begrenzt werden, die gleichzeitig als Aushilfsregelung dient, falls der

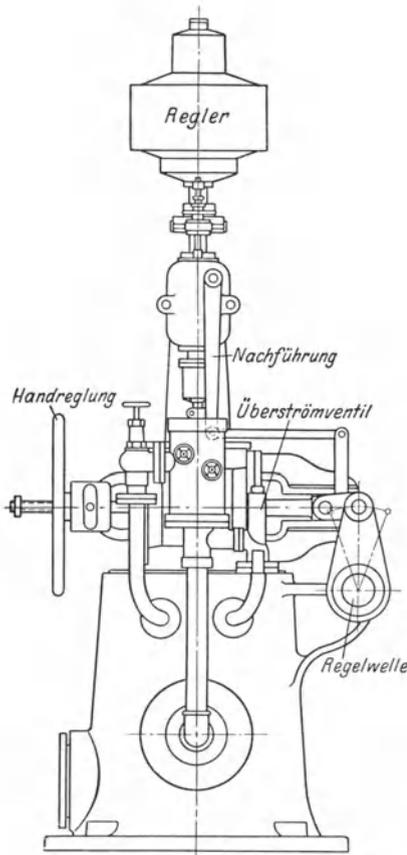


Abb. 127.

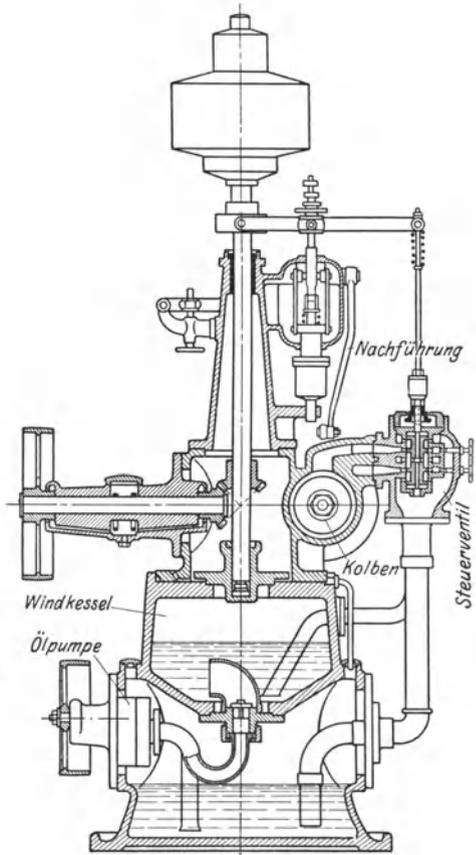


Abb. 128.

Regler von I. M. Voith.

hydraulische Regler einmal versagen sollte. Die „Nachführung“ (vgl. Schema Abb. 124) wird von der Kolbenstange aus durch Hebelübersetzungen abgeleitet.

Hydraulische Regler größerer Abmessungen führt man heute meist ohne Windkessel aus, da bei starker Inanspruchnahme die Wirkung des Windkessels versagen kann. Man verwendet zwei Zahnradpumpen, die immerwährend laufen und nach Bedarf vom Steuerventil auf Druck oder auf Freilauf geschaltet werden. Die eine der

Pumpen ist nur klein und besorgt die Feinregelung, die andere kräftige, die grobe Einstellung des Arbeitskolbens. Der Vorteil ist hierbei die stete Betriebsbereitschaft, auch bei starken Belastungsschwankungen der Turbine.

Damit der zweite Zweck der Regelung erfüllt wird (vgl. S. 82) muß jeder Regler so gebaut sein, daß er eine „Öffnungsbegrenzung“ besitzt, falls die Wassermenge gesunken ist. Diese Begrenzung geschieht meistens von Hand durch ein Handrad und eine Spindel, wie es in Abb. 127 zu sehen ist. Selbsttätig kann die Begrenzung gemacht werden durch einen Schwimmer auf dem Oberwasserspiegel und einen am Schwimmer angebrachten Seilzug. Die Firma Voith baut einen besonderen Wasserstandsregler, DRP., mit Druckluftübertragung, der sich gut bewährt und die Möglichkeit bietet die Übertragung auch auf größere Entfernungen vorzunehmen wie bei Talsperrn und Stauanlagen. Bei Sinken des Oberwasserspiegels werden die Leitschaufeln der Turbine der geringeren Wassermenge entsprechend geschlossen¹⁾.

D. Kennlinien und Wirkungsgradkurven.

a) Um das Verhalten eines bestimmten Laufrades, z. B. eines Modellrades, bei verschiedenen Belastungen zu untersuchen, werden die sogenannten „Kennlinien“ aufgenommen. Die betreffende Turbine wird auf einem Versuchsstand und unter beliebigem Gefälle abgebremst²⁾. Hierbei werden die verschiedenen Leistungen, Wassermengen und Drehzahlen für bestimmte Leitschaufelöffnungen festgestellt und danach der jeweilige Wirkungsgrad berechnet. Es ist üblich, alle ermittelten Werte auf 1 m Gefälle umzurechnen (vgl. Abschnitt 10) und diese dann in einem Diagramm aufzutragen. So zeigt z. B. Abb. 129 die Kennlinien eines kleinen Normal-Laufrades von $D = 350 \text{ } \ominus$ der Firma A. Wetzig in Wittenberg, aufgenommen durch den Verfasser bei der Versuchsanlage der staatlichen Ingenieurschule, Stettin. Alle Werte sind bezogen auf die Gefällereinheit $H = 1 \text{ m}$. Man ersieht, daß die N_I -Kurven parabelähnlich verlaufen und sowohl bei $n = 0$ wie auch beim Leerlauf die Nulllinie treffen. Die Q_I -Kurven haben ihr Maximum bei kleiner Umlaufzahl und senken sich allmählich, d. h. also die Wassermenge sinkt bei gleichbleibendem Gefälle mit wachsender Umlaufzahl. Die Kurven gleicher Wirkungsgrade $\eta = 0,8 - 0,6$ verlaufen ellipsenähnlich. Der beste Wirkungsgrad von 0,82 liegt auf der Linie der normalen Umlaufzahl $n_I = 155/\text{min}$ und der N_I -Kurve für $3/4$ Beaufschlagung, wofür das Rad konstruiert ist.

Diese „Kennlinien“ zeigen also die Anwendbarkeit des Laufrades bei verschiedenen Belastungen und Umlaufzahlen. Das Rad hat bei seinem besten η und bei $3/4 Q_I$ eine Leistung $N_I = 0,72$ und $n_I = 155$. Die spezifische Drehzahl wäre also $n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} = 127$.

¹⁾ Näheres hierüber vgl. Z. d. VDI. 1911, S. 1522.

²⁾ Für solche Bremsversuche gelten die: „Regeln für Leistungsversuche an Wasserkraftanlagen“, VDI-Verlag, 1936.

Soll nun z. B. dasselbe Rad mit $n_I = 200$ verwendet werden, so ergeben sich nach dem Diagramm (Abb. 129) bei $\frac{3}{4} Q_I$ nur noch $N_I = 0,61$ PS und ein $\eta = 0,7$. Die spezifische Drehzahl ist allerdings

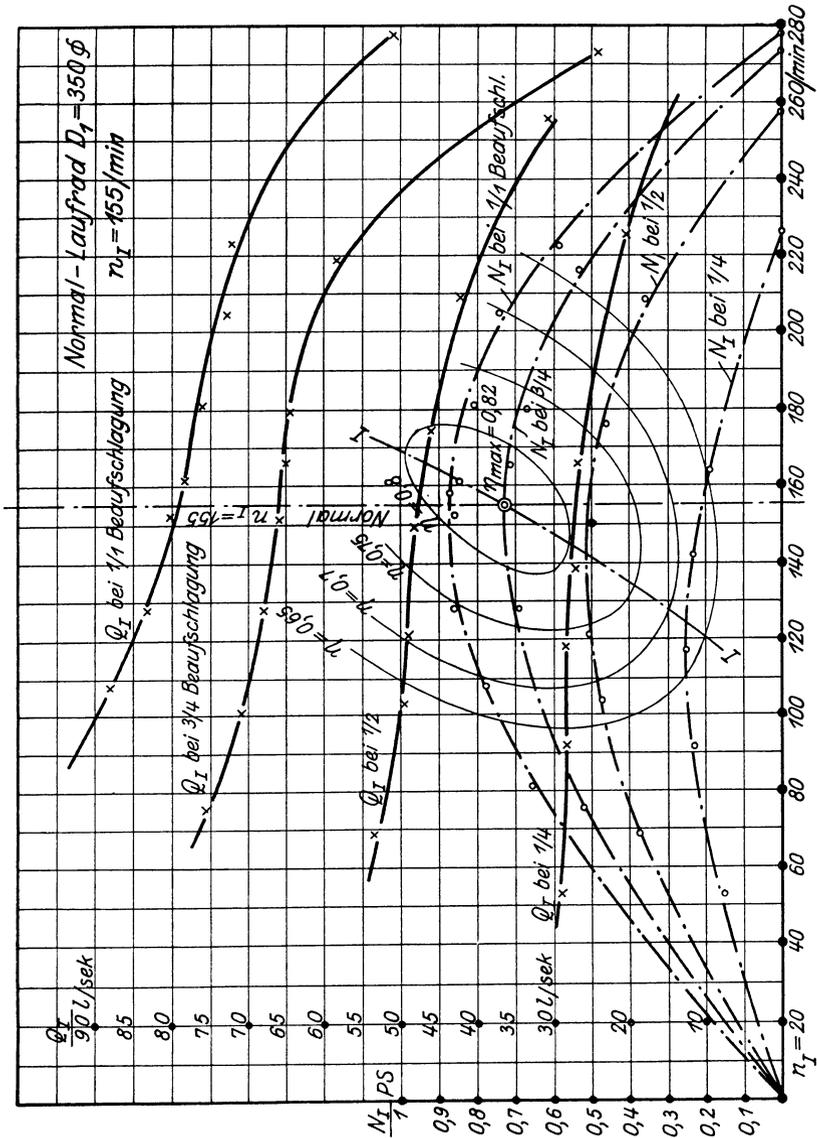


Abb. 129. Kennlinien eines „Normalläufers“.

auf $n_s = 155$ gestiegen. In gleicher Weise lassen sich beliebige andere Werte berechnen und die Grenzen der Verwendbarkeit dieses Laufrades festlegen.

b) Unberührt von diesen „Kennlinien“ bleiben die früher betrachteten Wirkungsgradkurven (Abb. 102 früher), welche ebenfalls für verschiedene Beaufschlagungen aufgestellt sind und ebenfalls durch Bremsversuche ermittelt werden. Sie gelten für gleichbleibende Umlaufszahl und zeigen lediglich die Abhängigkeit des Wirkungsgrades η von den jeweiligen Beaufschlagungen einer bestimmten Radform, z. B. Normalläufer, Schnellläufer usw.

c) Da bei Wasserkraftanlagen mit kleinem Gefälle stets mit geringen Schwankungen der Gefällhöhe zu rechnen ist, so ist es wünschenswert von vornherein zu wissen, wie sich die Turbine bei diesen Schwankungen aber gleichbleibender Umlaufszahl verhält. Konstante Umlaufszahl muß aber bei unmittelbarem Antrieb eines Stromerzeugers

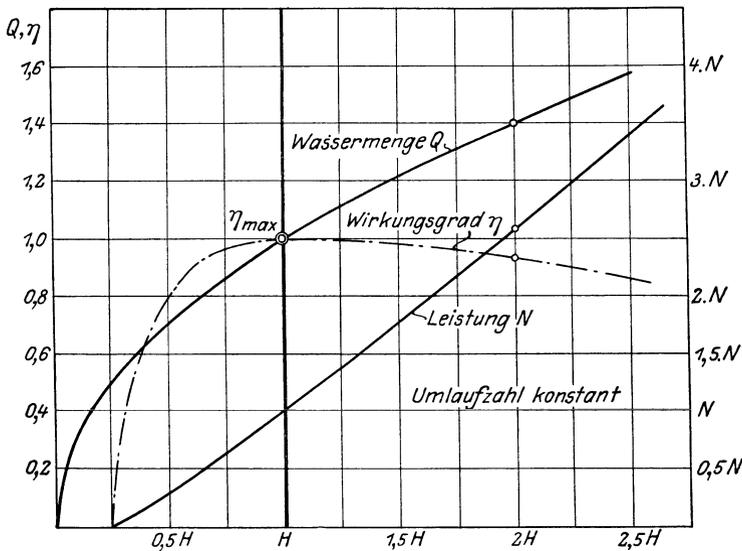


Abb. 130.

gefordert werden und wird ja bekanntlich durch den Regler auch praktisch erreicht. Das Diagramm Abb. 130 gibt nun die auftretenden Veränderungen der Leistung N , der Wassermenge Q und des Wirkungsgrades η wieder für Änderungen der Gefällhöhe H bei konstanter Drehzahl, und zwar für einen Francis-Normalläufer¹⁾. Man ersieht, daß die Leistung sich etwa dem H entsprechend linear ändert. Geht H auf $0,25$ des normalen Wertes herunter, so wird $N = 0$. Die Wassermenge steigt und fällt natürlich ebenfalls mit H , jedoch ergibt sich hier eine parabelähnliche Kurve. Der Wirkungsgrad hat einen Maximalwert bei dem rechnermäßigen H , die Kurve sinkt nach links auf 0 bei etwa $0,25 H$, während sie nach rechts mit schwacher Neigung verläuft, woraus man sieht, daß η auch bei einer Steigerung des H auf das Doppelte nur um wenige Prozente heruntergeht.

¹⁾ Vgl. Dubs, Z. d. VDI. 1924, S. 873.

In dem Diagramm entspricht der Gefällhöhe H eine Normalleistung N , eine Wassermenge Q und der Höchstwert η_{\max} . Steigt die Gefällhöhe auf $2 \cdot H$, so steigt die Leistung auf $2,6 \cdot N$, die Wassermenge auf $1,4 \cdot Q$ und der Wirkungsgrad sinkt auf etwa $0,92 \eta_{\max}$. Bei einer Turbinenbremsung ergab sich z. B. bei dem normalen $H = 4$ m eine Leistung $N = 20$ PS bei $n = 140/\text{min}$ und $\eta = 0,82$. Bei Steigerung der Gefällhöhe auf $H = 8$ m ergab sich unter Einhaltung der Drehzahl eine Leistung von etwa 52 PS und der Wirkungsgrad sank auf 0,75 herunter.

Bei den Francis-Schnellläufern wie auch bei den Propellerturbinen erhält man ähnliche Diagramme wie Abb. 130 für einen Normalläufer zeigte. Bei Propellerturbinen wurde sogar noch ein geringeres Abfallen der η -Kurve bei Steigerung der Gefällhöhe beobachtet.

17. Spurlager.

Neben den Einzelheiten zur Regulierung sind die Spurlager, welche bei stehender Wellenanordnung nötig werden, die wichtigsten Teile einer Turbine. Unterstützungen der Welle auf dem Fundament der Unterwasserkammer durch sogenannte „Unterwasserzapfen“ kommen heutzutage nicht mehr vor.

Man verwendet nur noch sogenannte „Überwasserzapfen“, die an möglichst zugänglicher Stelle sitzen. Sehr verbreitet war bis vor 30 Jahren der volle Spurzapfen (Fontaine-Zapfen), der auf eine Tragstange aufgesetzt wurde, welche auf dem Fundament abgestützt war. Das Drehmoment wurde dann durch eine hohle Welle vom Lauf- rade nach oben geleitet (vgl. die schemat. Abb. 51, 52, 53). Der volle Spurzapfen reicht aber bei großen Belastungen nicht mehr aus, auch wird die Konstruktion wegen der hohlen Welle zu teuer, so daß diese Zapfen heute nicht mehr gebaut werden.

Man findet jetzt folgende Arten im Gebrauch:

A. Einfache Ringspurlager.

Eine derartige Bauart stellt z. B. Abb. 131 u. 132 dar, und zwar den vollständigen Einbau samt den Kegelrädern und den verschiedenen Wellenlagern. Die ringförmigen Spurplatten sind entweder aus Stahl oder aus Bronze. Die Spurflächen sind ständig von Öl umspült, welches durch ein innen eingeschraubtes Rohr in gleicher Höhe gehalten wird. Zur Höheneinstellung dient ein Paßring, der sich gegen einen zweiteiligen Ring in der Wellennut stützt. Der Spurzapfen sitzt in dem sogenannten „Laternenstuhl“, dessen Ausbildung von besonderer Wichtigkeit ist, da hierauf die gesamte Belastung entfällt. Auf dem Stuhl und unterhalb des Spurzapfens befindet sich je ein Gleitlager, wovon das obere zweiteilig ist. Den gesamten Einbau einer Turbine mit solcher Lagerung gibt die spätere Abb. 139 wieder. Das große Kegelrad hat Glockenform, wodurch die Ebene des Zahndruckes mit den Lagern zusammenfällt, was einen ruhigeren Lauf ergibt. Außerdem besitzt es zur Geräuschdämpfung die im Wasserturbinenbau noch häufig anzutreffenden Holzzähne.

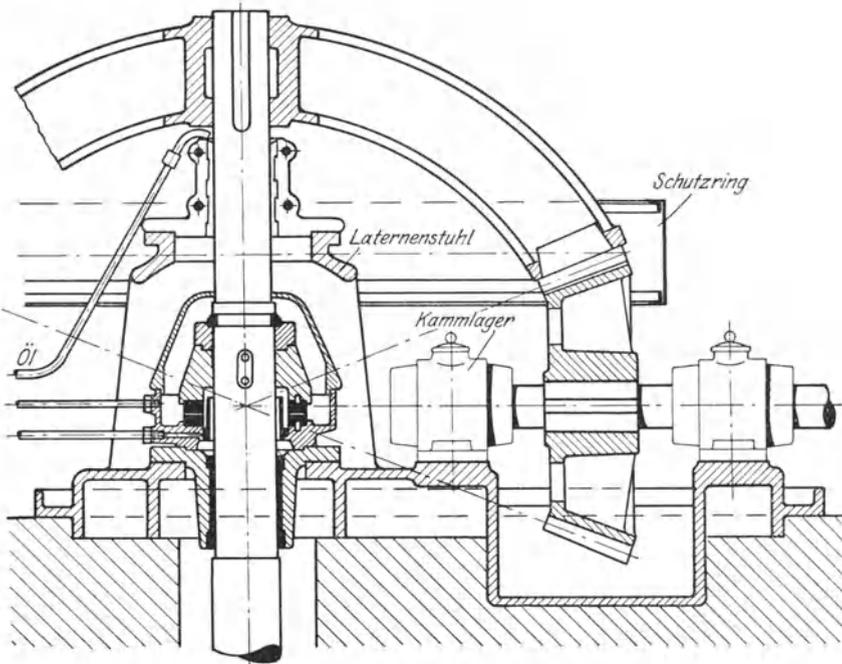


Abb. 131.

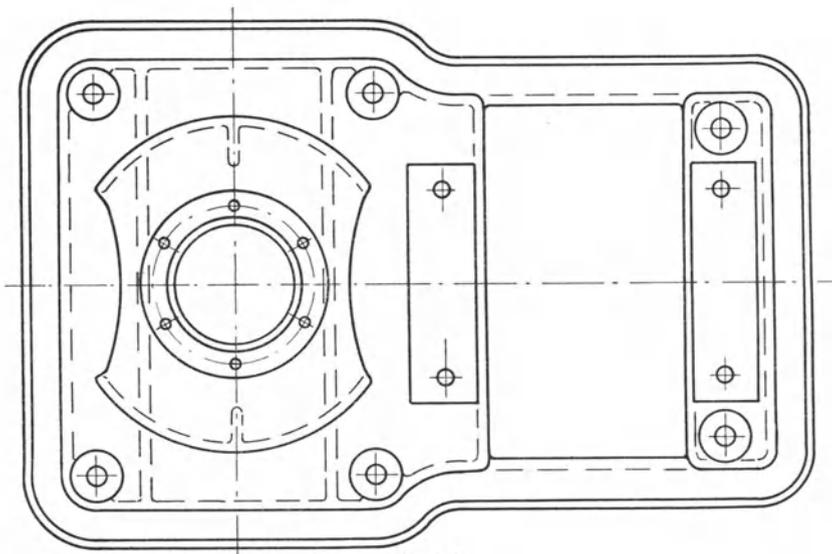


Abb. 132.

Abb. 131 und 132. Ringspurlager mit Laternenstuhl.
Kegelräder mit sogenanntem „Obergriff“.

Um die Bauhöhe des Zapfens samt Laternenstuhles zu verringern und eine zweite Lagerung der Turbinenwelle zu ersparen, führt man eine Bauart nach Abb. 138 aus, d. h. man legt die Spurplatten unmittelbar unter das Kegelrad, den Spurzapfen also über das Lager. Eine Höheneinstellung ist auch hier nur durch Paßring möglich. Der Vorteil liegt aber neben der Einfachheit darin, daß der Zahn- druck des Kegelrades in der Lagermitte abgefangen wird, also keinerlei Biegungsbeanspruchungen in die Welle kommen und ein ruhiger Gang gewährleistet ist. Dasselbe läßt sich allerdings auch bei Abb. 131 durch Wahl bestimmter Lagerhöhen erreichen.

Treiben mehrere stehende Turbinen gemeinsam eine durchlaufende waagerechte Transmissionswelle an, so erfordert dies eine besondere Lagerung des Spurzapfens in einem Hängebock nach Abb. 133.

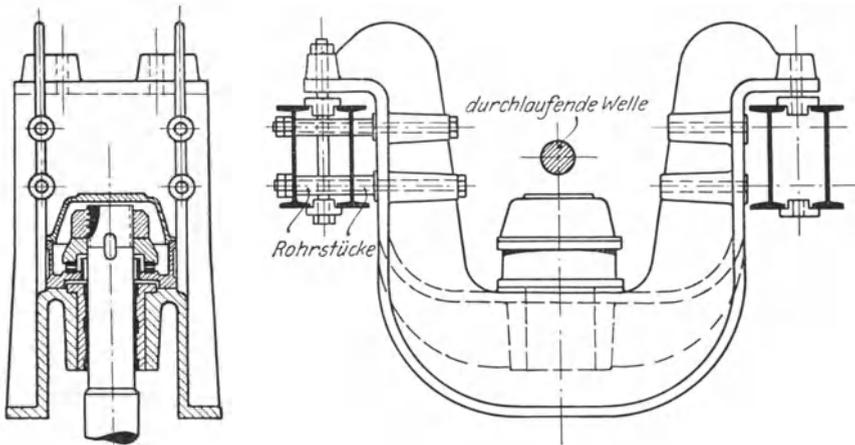


Abb. 133. Ringspurlager mit Hängebock.

Die Kegelräder haben hierbei sogenannten „Untergriff“, wie dies aus der späteren Abb. 140 hervorgeht, während man bei der Radanordnung Abb. 131 von „Obergriff“ spricht, was im allgemeinen vorgezogen wird. Der gußeiserne leierartige Bock ist beiderseits an I-Trägern kräftig verschraubt und trägt das obere Lager der Turbinenwelle und den Spurzapfen, welcher ähnlich der vorher betrachteten Bauart ist. Zum Unterschiede ist aber hier eine Höheneinstellung durch das Gewinde am Wellenende vorgesehen. Die Mutter muß natürlich durch einen Legeschlüssel mit dem Druckring verbunden werden.

B. Kugelspurlager.

Eine derartige Ausführung für eine Welle von $250 \text{ } \varnothing$ zeigt Abb. 134. Das Kugelspurlager selbst hat die heute übliche Ausführung mit kugeligem Einstellplatte. Die gehärteten und geschliffenen Kugeln laufen in einem Käfig zwischen den beiden Spurplatten. Auch hier ist wieder ein kurzes

Rohr vorhanden, welches das Öl in gleicher Höhe hält. Das Gleitlager der Welle erhält seine Schmierung durch ein besonderes Rohr.

C. Segment-Drucklager.

Bei größeren Belastungen verwendet man heute fast ausschließlich die sogenannten Segment-Drucklager, welche sich sehr gut bewähren, und zwar schon von etwa 100 mm Wellenstärke an.

Sie sind im Schiffsmaschinenbau unter dem Namen Michell- oder Einscheiben-Drucklager bekannt und werden seit mehreren Jahren bei Schraubenwellen mit Vorteil verwendet. Der im Lager liegende Druckring besteht, wie Abb. 135 zeigt, aus einzelnen Segmenten, die nicht vollständig auf ihrer Unterlage aufliegen, sondern

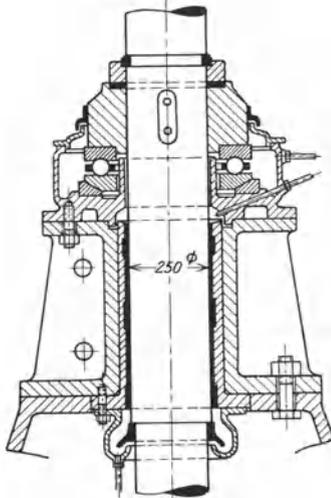


Abb. 134. Kugelspurlager.

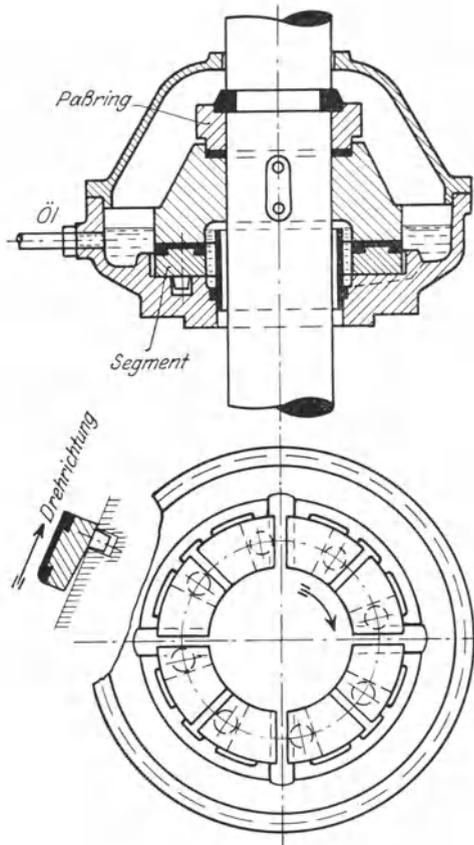


Abb. 135. Segment-Drucklager.

um eine Schneide kippen und sich daher etwas schräg einstellen können. Hierdurch wird bei Drehung der Welle und des auf ihr befestigten Druckringes Öl in den sich bildenden keilförmigen Spalt geführt und derart mitgenommen, daß eine Ölschicht ständig zwischen beiden Druckringen verbleibt. Man erreicht also selbsttätig ein dauerndes Schwimmen des oberen Ringes auf einer Ölschicht.

Die Segmente sind aus Gußeisen und mit einer Weißmetallschicht versehen. Der Zapfen sichert die Segmente gegen Mitnahme.

Damit das Öl gut in den Spalt eindringt, ist das Weißmetall dort abgerundet. Bei kleineren Abmessungen führt man auch festliegende Segmentklötze aus.

Das Segmentlager der Firma Escher-Wyß, Zürich, (DRP.) unterscheidet sich von dem vorher besprochenen grundsätzlich dadurch, daß die Segmente miteinander verbunden sind (Abb. 136), also einen vollständigen Ring mit Nuten bilden. Das Öl wird hier durch eine leicht ansteigende Keilfläche eingesogen, was sich ebenfalls bewährt hat.

Abb. 137 zeigt ein großes Segmentlager, wie deren mehrere von J. M. Voith, Heidenheim, für eine Belastung von 500 t bei $n = 150/\text{min}$ gebaut worden sind. Die einzelnen Segmente haben 1,9 m Außen- und 0,95 m Innendurchmesser, bestehen aus Gußeisen und haben Weißmetallgleitfläche. Sie sind unten ballig, damit sie sich schräg einstellen können, werden durch eine Anzahl von Spiralfedern nachgiebig unterstützt und durch einen Zapfen in der Mitte gehalten. Zur Ableitung der entstehen-

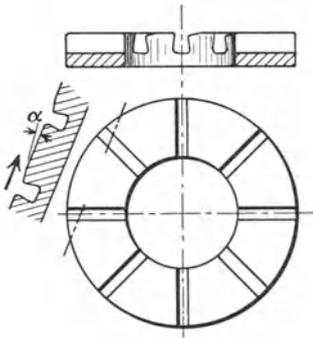


Abb. 136.

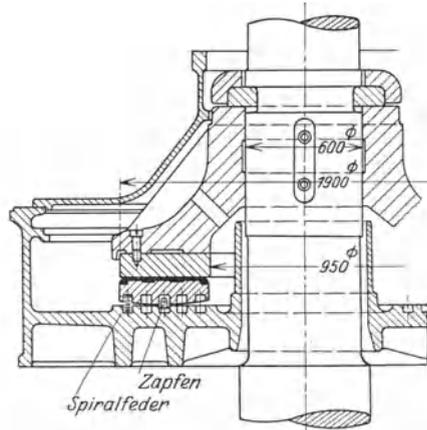


Abb. 137.

den Reibungswärme sind im Spurgehäuse Kühlschlangen aufgehängt (hier nicht gezeichnet), die in das Öl eintauchen. Das Öl wird außerdem dauernd mittels einer Zahnradpumpe abgesaugt, durch einen Kühler gepumpt und dann wieder dem Gehäuse zugeführt.

Zu beachten ist, daß das Öl in den keilförmigen Spalt nur bei bestimmter Geschwindigkeit mit so großer Pressung eingesogen wird, daß sich die sogenannte Flüssigkeitsreibung einstellt. Beim Abstellen der großen Turbinen ist daher eine Bremsung nötig (vgl. z. B. Abb. 158 später), damit beim Aufhören der Keilwirkung das Lager nicht heiß läuft.

Die größten Segmentlager dürften zur Zeit diejenigen für das Rhein-Kraftwerk Ryburg-Schwörstadt für 900 t Last und 2,3 m Durchmesser sein.

D. Berechnung der Spurlager.

Die Berechnung aller Spurzapfen erfolgt auf Flächenpressung sowie gegebenenfalls auf „Heißlaufen“! Die Gesamtbelastung, welche durch die Spur aufzunehmen ist, setzt sich zusammen aus:

1. Gewicht der Welle und der rotierenden Teile des Spurzapfens;
2. Gewicht des Laufrades, einschließlich des eingeschlossenen Wassers.
3. Gewicht des Kegelrades bzw. des Dynamoankers.
4. Dem sogenannten Spaltüberdruck, d. h. dem Druckunterschied zwischen Ober- und Unterfläche des Laufrades. (Bei vielen Laufrädern durch Bohrungen an der Nabe zum Teil ausgeglichen.)
5. Der lotrecht gerichteten Komponente des Ablenkungsdruckes (Abschnitt 9 A).

Die unter 4 und 5 genannten Drücke sind bei den verschiedenen Radformen außerordentlich verschieden. Bei Normalläufern werden sie sich sogar vielfach aufheben, da der Ablenkungsdruck nach oben gerichtet sein kann. Bei Schnelläufern (und besonders bei Propellerturbinen) erhält man aber sehr starke Belastungen, da der gesamte Überdruck und fast der ganze Ablenkungsdruck nach unten wirken. Die großen Lager. Abb. 137, für Francis-Schnellläufer ergaben z. B. etwa 225 t Gewichtsbelastung, dagegen 275 t, die sich aus Spaltüberdruck, Ablenkungsdruck und Wassergewicht zusammensetzen.

Die Lager unter A sind dann derart zu bemessen, daß die mittlere Flächenpressung zwischen den Spurplatten nicht mehr als $50 \div 70$ kg pro cm^2 beträgt. Die Kugeln des Spurlagers B können nach Striebeck berechnet werden nach der Formel:

$$P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2,$$

worin P die Belastung, i die Kugelzahl und d den Kugeldurchmesser in cm bedeuten, oder sie werden nach den zuverlässigen Angaben von Spezialfabriken ausgewählt. Bei den Segment-Drucklagern werden mittlere Pressungen von $20 \div 30$ kg/cm² zugelassen. Die Pressung verteilt sich aber, wie durch Versuche ermittelt wurde, außerordentlich ungleichmäßig. Sie beträgt an den Kanten der Segmente 0 und steigt nach der Mitte zu auf 100 kg/cm² und mehr an.

17. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen.

Die Aufstellung richtet sich im großen und ganzen nach der Gefällhöhe, und es sind folgende Hauptarten zu unterscheiden:

A. Wasserkammer. — Stehende Welle.

Die Anordnung kleinerer Turbinen geht aus Abb. 138 hervor.

Das Leitrad ist gleichzeitig als Fuß ausgebildet und stützt sich dadurch auf den Ober- und Unterwasserkammer trennenden Zwischenboden. Daran hängt das Saugrohr, welches im allgemeinen eine größte Länge von 3 m erhalten kann. Das Laufrad ist durch einen bequem zu hebenden Deckel nach oben abgedeckt. Die Welle hängt an dem Ringspurzapfen, welcher hier unmittelbar und ohne Nachstellung unter der Nabe des Kegelrades eingebaut ist. Die weitere Lagerung der Welle erfolgt einmal unterhalb des Spurzapfens, ein zweites Mal in einem Halslager am Laufraddeckel, woselbst auch eine Stopfbuchse angeordnet ist. Die Regelung geschieht von der senkrecht

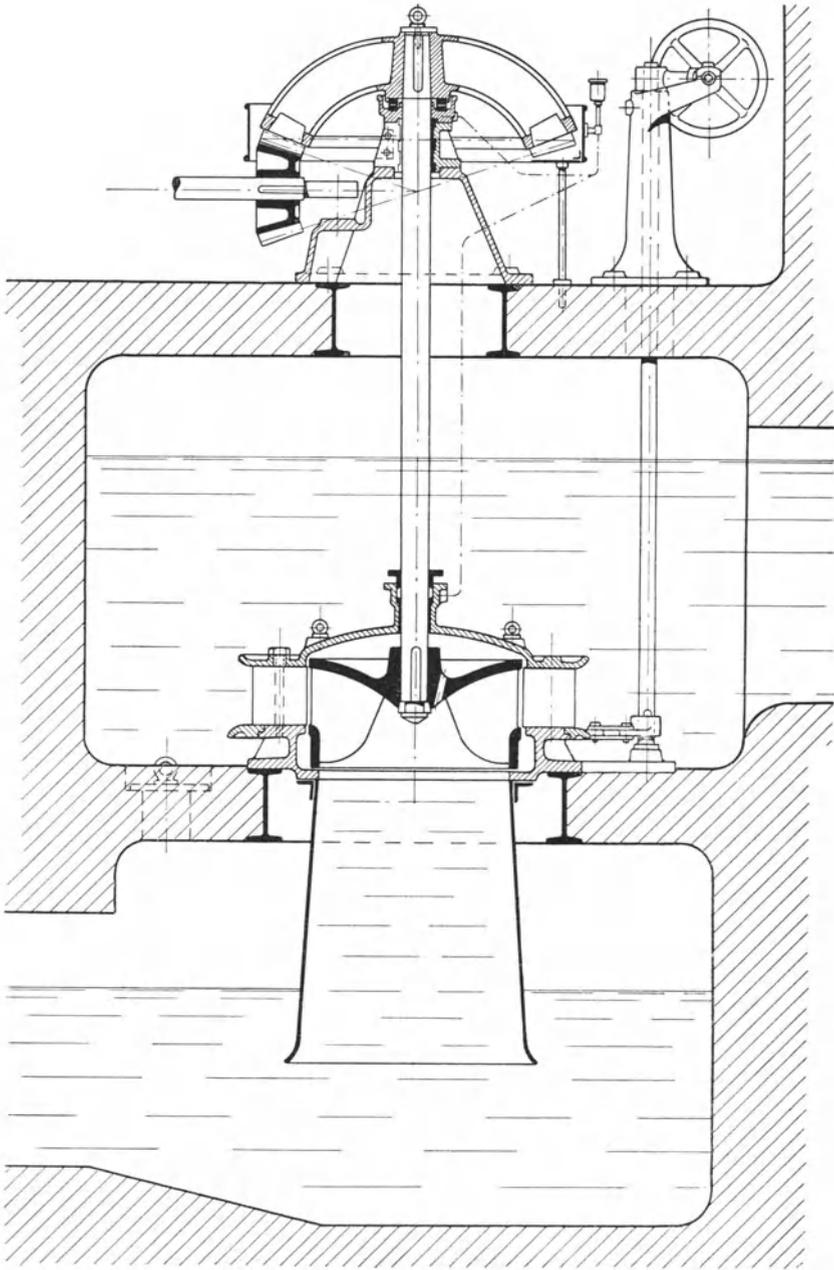


Abb. 138. Stehende Francis-Turbine im offenen Schacht.

stehenden Regelwelle aus, die unten mittels Kurbel und Zugstangen den Leitradkranz dreht und oben durch Kurbel, Spindel und Handrad angetrieben wird. Als Laufrad ist hier ein solches von Normalläuferform verwendet; sein Drehmoment wird oben durch ein Kegelräderpaar auf eine waagerechte Welle übertragen. Das große Kegelrad, welches Holzzähne trägt, und die vielfach übliche Glockenform aufweist, hat sogenannten „Obergriff“, wodurch es möglich ist, die lotrechte Welle mit den aufgekeilten Teilen hochzuheben, ohne die Seitenwelle abzubauen.

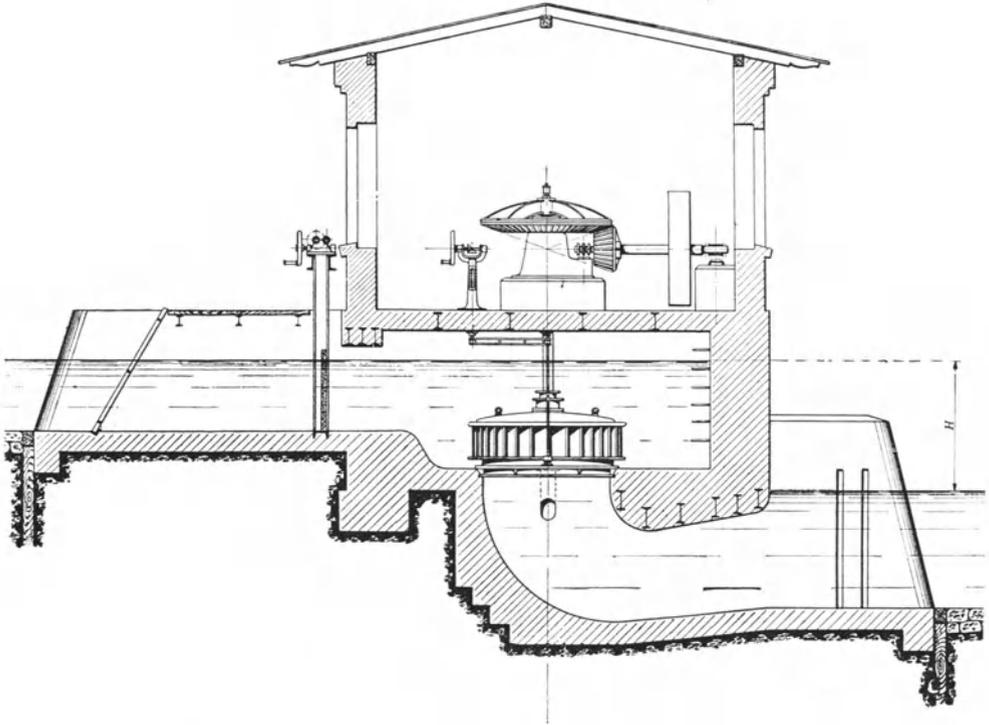


Abb. 139. Stehende Francis-Turbine für kleine Gefälle.

Die Schmierung der Lager ist zu erkennen, ebenso der Schutzring aus Blech für das Kegelrad.

Für den Einbau der Turbine in die Wasserkammer gilt ungefähr folgendes: Das Laufrad soll mindestens 1 m unter dem Oberwasserspiegel sitzen, das Saugrohr wenigstens 0,1 m in den Unterwasserspiegel eintauchen. Läßt sich über dem Laufrade die angegebene Höhe nicht einhalten, so muß die Decke höher gelegt und ein heberartiger Raum geschaffen werden wie er in der späteren Abb. 149 bei einer liegenden Turbine dargestellt ist.

Die Turbinenkammer erhält eine Breite von etwa dem 3fachen des Laufraddurchmessers. Die Zu- und Ablaufkanäle erhalten am besten

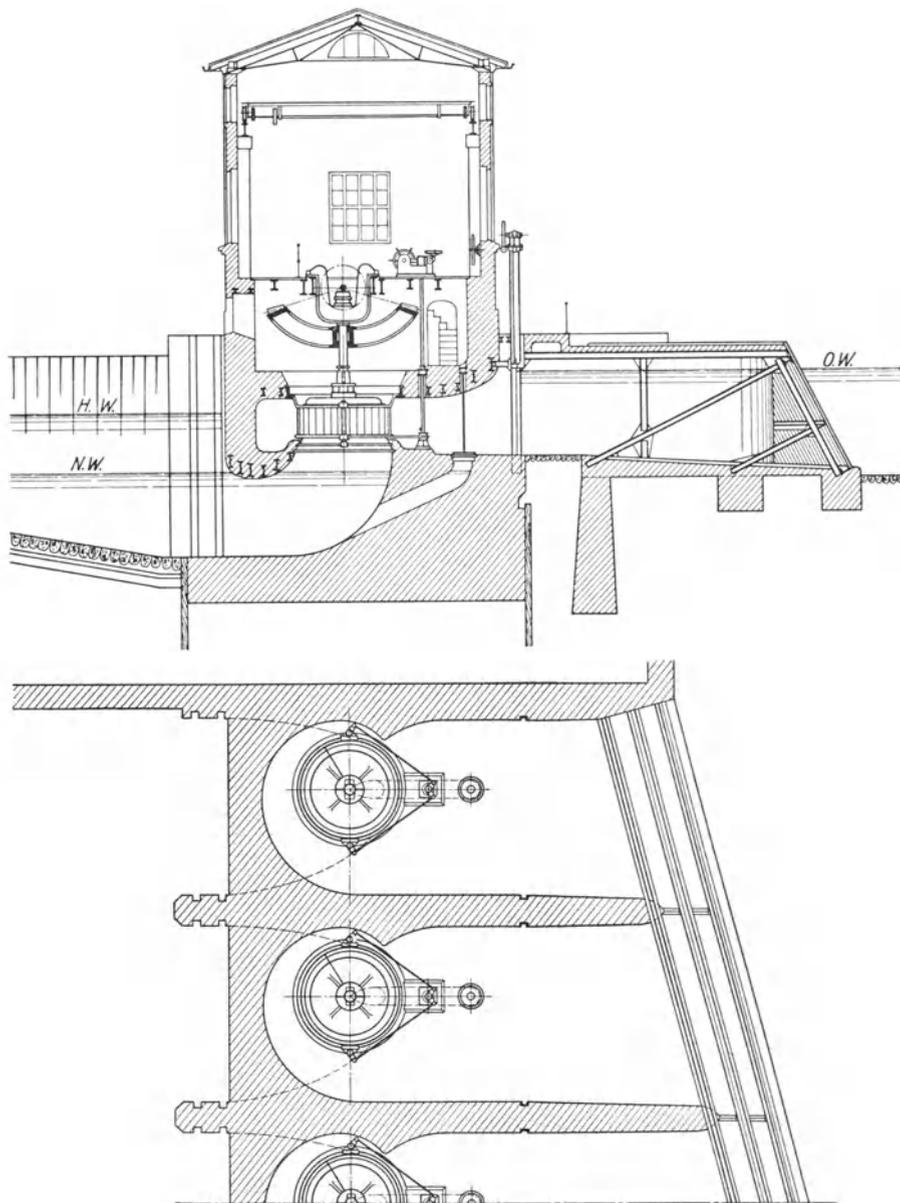


Abb. 140. Stehende Francis-Turbine mit spiralförmiger Wasserkammer.

Rechteckquerschnitt (Breite = 2 mal Tiefe), entsprechend einer Wassergeschwindigkeit von $0,8 \div 1$ m/sek.

Eine ähnliche Ausführung, jedoch mit Laternenstuhl und besonderem Spurlager, zeigt Abb. 139, gebaut von A. Wetzig, Wittenberg.

Da bei kleinen Gefällhöhen die Ausbildung eines besonderen Saugrohres schwierig ist, wird hier das Wasser durch einen Betonkrümmer nach dem Unterwassergraben abgeführt. Die Abbildung zeigt außerdem den Feinrechen und die Einlaßschütze sowie den Antrieb der Regelung. Das Leitrad sitzt auf einem einbetonierten gußeisernen Ring.

Da die Wasserkammern bei größeren Turbinen mitunter recht große Abmessungen erhalten, und daher auch die beanspruchte Grundfläche groß ausfällt, falls mehrere Turbinen nebeneinander aufzustellen sind, so wählt man hierbei auch spiralförmige Wasserkammern nach Abb 140. Es stellt dies eine Turbinenanlage der früheren Firma Amme, Giesecke & Konegen, Braunschweig, dar, die für das Elektrizitätswerk „Buchholz“ der Stadt Celle geliefert wurde und 4 Turbinen aufweist, welche gemeinsam eine Dynamo antreiben. Das Gefälle schwankt, je nach der Wassermenge, die die Aller zuführt, von $H = 1,4$ auf 2,8 m. Um nun die Anlage günstig ausnützen zu können, werden bei großem H nur 1÷2 Turbinen betrieben, deren Leistung bis auf etwa 500 PS steigen kann. Bei kleinem H , welches mit großer Wassermenge zusammenfällt, laufen alle 4 Turbinen und leisten je etwa 200 PS.

Die Kegelräder der 4 Turbinen greifen mit „Untergriff“ in die Räder der durchlaufenden waagerechten Welle ein und es wird eine Lagerung des Spurzapfens in einem Hängebock nötig wie früher (Abb. 133) erläutert wurde.

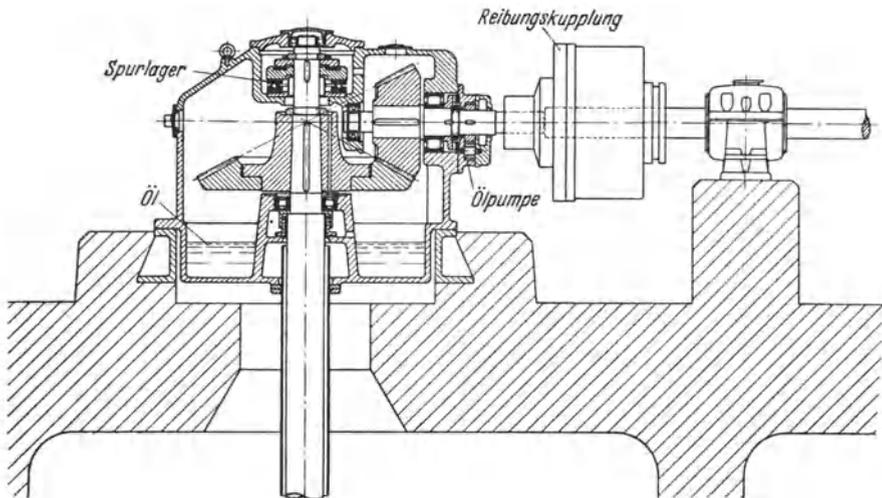


Abb. 141. Kegelradgetriebe aus Stahl.

Während bei den in Betrieb befindlichen Anlagen, besonders in Mühlen, die Bauart der Abb. 138—140 mit Holzzähnen in überwiegender Zahl zu finden ist, führt man auch neuzeitliche Getriebe mit sorgfältig hergestellten Stahlkegelrädern aus. Diese Getriebe haben, wie Abb. 141 zeigt, eine einfachere Lagerung und nehmen bedeutend weniger Raum ein. Sie sind in einem Gehäuse eingekapselt,

so daß die Räder gegen Staub geschützt sind und dauernd geschmiert werden können. Auch das Spurlager und die übrigen Lager sind mit dem Gehäuse vereinigt. Der Wirkungsgrad kann bei diesen Getrieben heute mit etwa 0,98 angenommen werden.

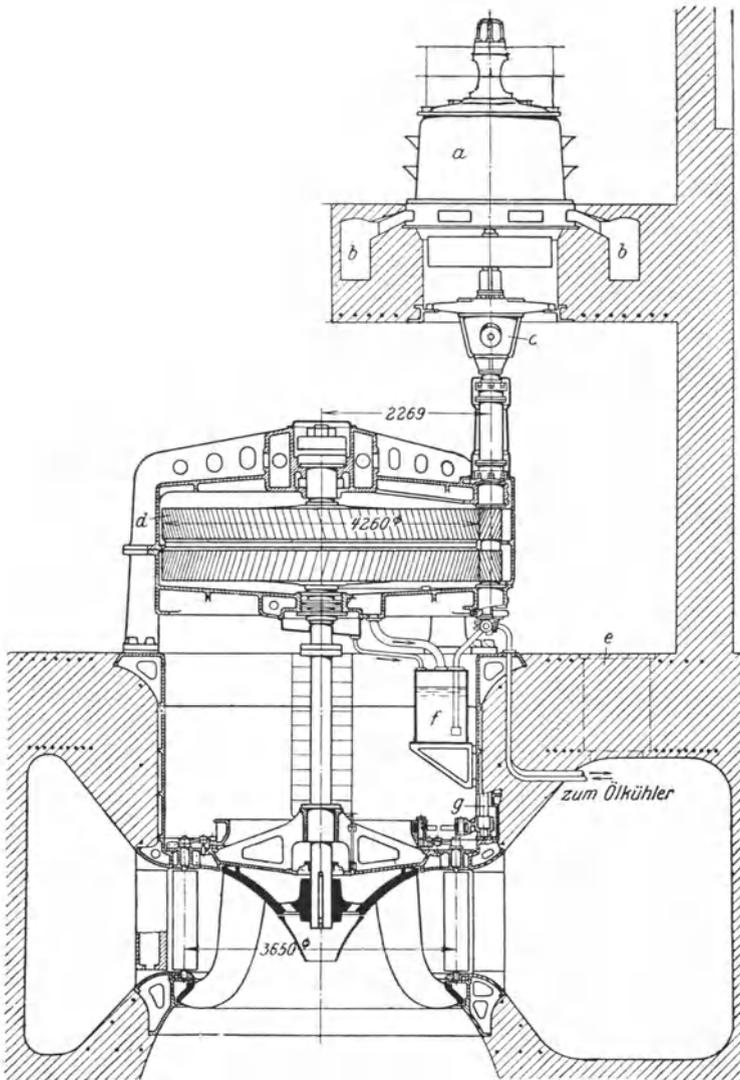


Abb. 142. Francis-Turbine mit Stirnradgetriebe. ($N = 1500$ PS bei $H = 3,5$ m.)

An Stelle der Kegelräder können auch Stirnradgetriebe treten, die einen noch besseren Wirkungsgrad, nämlich bis 0,99 aufweisen. Hierbei erhält dann der anzutreibende Stromerzeuger auch lotrechte

Welle. Eine solche Anlage, erbaut von F. Schichau, Elbing, ist in Abb. 142 dargestellt. Das Laufrad hat bei $H=3,5$ m eine Drehzahl von 48/min. Die Stirnräder d mit geteilten Schrägzzähnen treiben die Ritzel an. Der Generator a , welcher jetzt nur kleine Abmessungen erhält, hat $n=750$ /min und leistet 1500 PS. Durch die Kanäle b wird die Warmluft aus dem Dynamogehäuse abgeführt. Das Leitrad hat, wie vorher, Außenregelung. Das Stirnradgetriebe erfordert eine dauernde ausreichende Schmierung, wozu eine Ölpumpe Schmiermaterial dem Behälter f entnimmt und durch eine Kühlschlange in der Wasserkammer hindurch dem Getriebe zuführt. Das Öl fließt dann dem Behälter

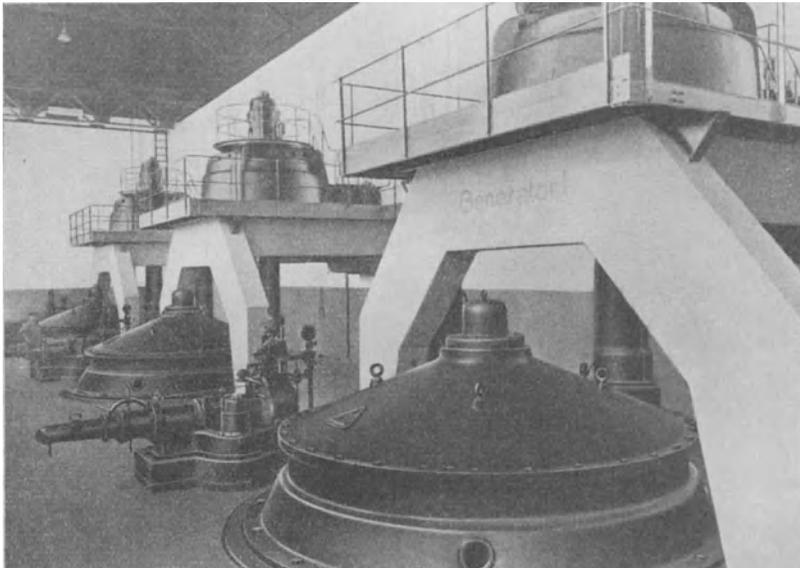


Abb. 143. Drei Stirnradgetriebe von Fried. Krupp für je 2800 PS und eine Übersetzung von 94 auf 750 Umläufe/min.

wieder zu. Die Wasserkammer ist spiralförmig, ähnlich wie bei Abb. 140. Die Stirnradgetriebe werden bis zu einer Übersetzung 1 : 15 ausgeführt.

Eine größere Anlage mit derartigen Stirnradgetrieben zeigt auch die Abb. 143. Jede der drei stehenden Francis-Turbinen hat eine Leistung von 2800 PS bei einer Drehzahl von 94/min und treibt einen erhöht stehenden Generator an, welcher 750 Umläufe/min macht. Die Getriebe sind von Friedrich Krupp, Essen, geliefert. Man erkennt auf der Abbildung vorn die großen Gehäuse für die Schrägzahnräder, während jeweils rechts im Hintergrund die Ritzelwellen zu den Generatoren hoch gehen. Im Schnitt ergibt sich eine ähnliche Bauart wie bei Abb. 142.

Eine große Schachtturbine für 13000 PS von Escher-Wyß, welche stehende Welle hat und in eine betonierte Spiralkammer ein-

gebaut wird, zeigt die Abb. 144. Bei den großen Abmessungen ist hier für die Leitschaufeln „Außenregelung“ gewählt, wie sie früher im Abschnitt 16 besprochen war.

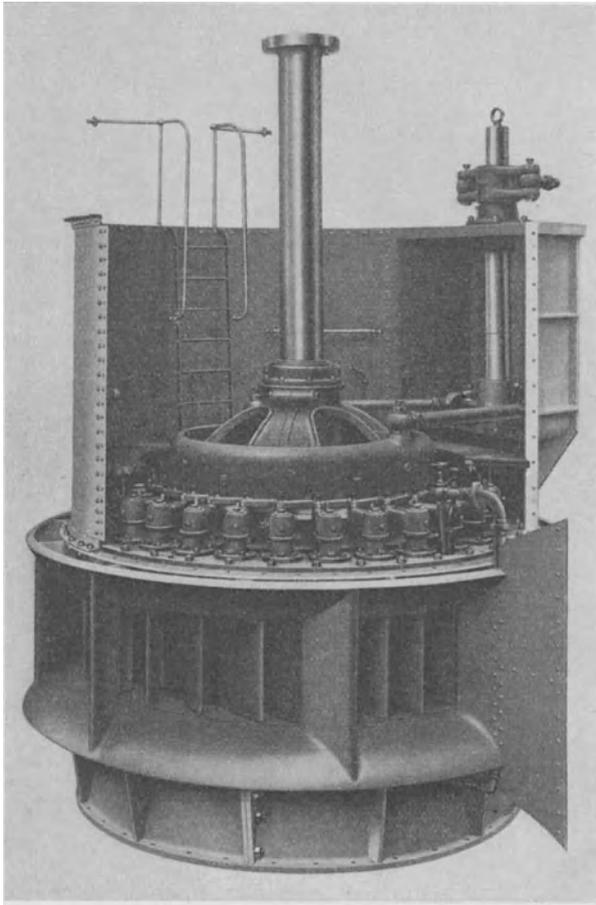


Abb. 144. Große Schachtturbine von 13000 PS von Escher-Wyß.

B. Wasserkammer. — Liegende Welle.

Die hier gebräuchliche Anordnung ist den Abb. 145—147 dargestellt. Ein Saugrohrkrümmer ist in die starke Trennungsmauer zwischen Wasserkammer und Maschinenhaus einbetoniert. An den Krümmer ist das Leitrad angeschraubt und dieses trägt wiederum ein Endlager, welchem Öl durch eine dünne Rohrleitung zugeführt wird. Das Hauptlager der Turbinenwelle, ein Kammlager mit Ringschmierung, sitzt auf einem konsolartigen Anbau des Saugrohrkrümmers. Abb. 145 sowie

die beiden Seitenrisse von Abb. 146, 147 zeigen den bei liegender Welle üblichen Regulierantrieb bei Handregelung. An der Mauer sitzt ein Spindelkasten mit Handrad. Am Regulierring greifen zwei Stangen an, die von einem Doppelhebel aus verschoben werden.

Zur Steigerung der Umdrehungszahl ist die Ausbildung als Zwillingturbine üblich, wie sie z. B. in Abb. 148 dargestellt ist.

Zwei Schnellläufer sitzen auf gemeinsamer Welle. Die Saugrohre sind geteilt, wodurch der Abfluß besonders bei kleinerer Beaufschlagung günstig wird. Außerdem wird darauf gesehen, daß die Lager auch während des Betriebes zugänglich sind. Diese, von J. M. Voith für das Kraftwerk Meitingen am Lech gebaute Zwillingturbine hat 7000 PS. Die Turbine ist, trotzdem das Gefälle 15 m be-

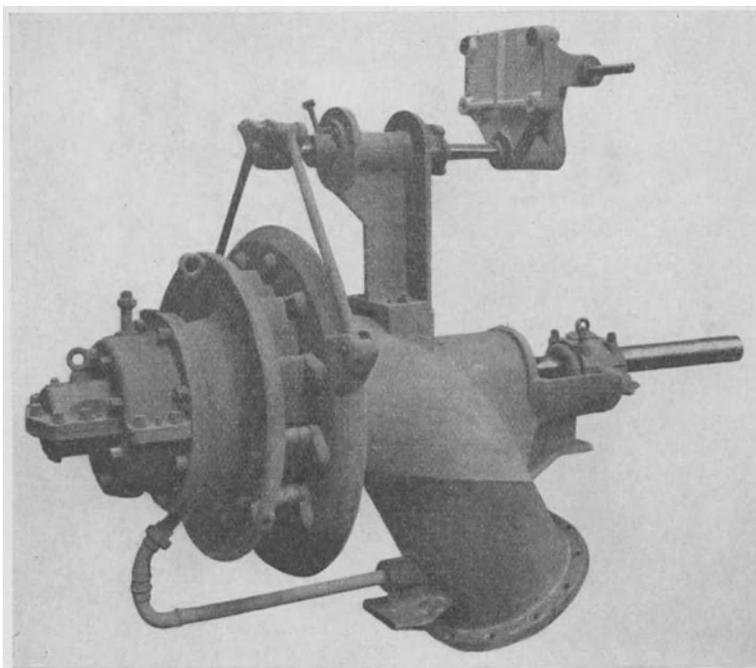


Abb. 145. Liegende Francis-Turbine in offener Wasserkammer.

trägt, in eine offene Wasserkammer eingebaut, welche selbst etwa 10 m Tiefe hat. Die beiden Saugrohre sind, abgesehen von den ersten Krümmern, vollständig in Beton ausgeführt. Das zwischen den Lauf-rädern sitzende Hauptlager von 375 mm Bohrung ist durch einen Schacht von unten zugänglich. Ebenfalls können die Regelteile der „Außenregelung“ von hier aus nachgesehen werden. Ein weiteres Lager ist an der Turbine selbst nicht vorhanden, denn das links liegende Laufwerk sitzt fliegend auf der Welle und rechts liegt das zweite Lager bereits außerhalb des Saugrohrkrümmers im Maschinenhaus.

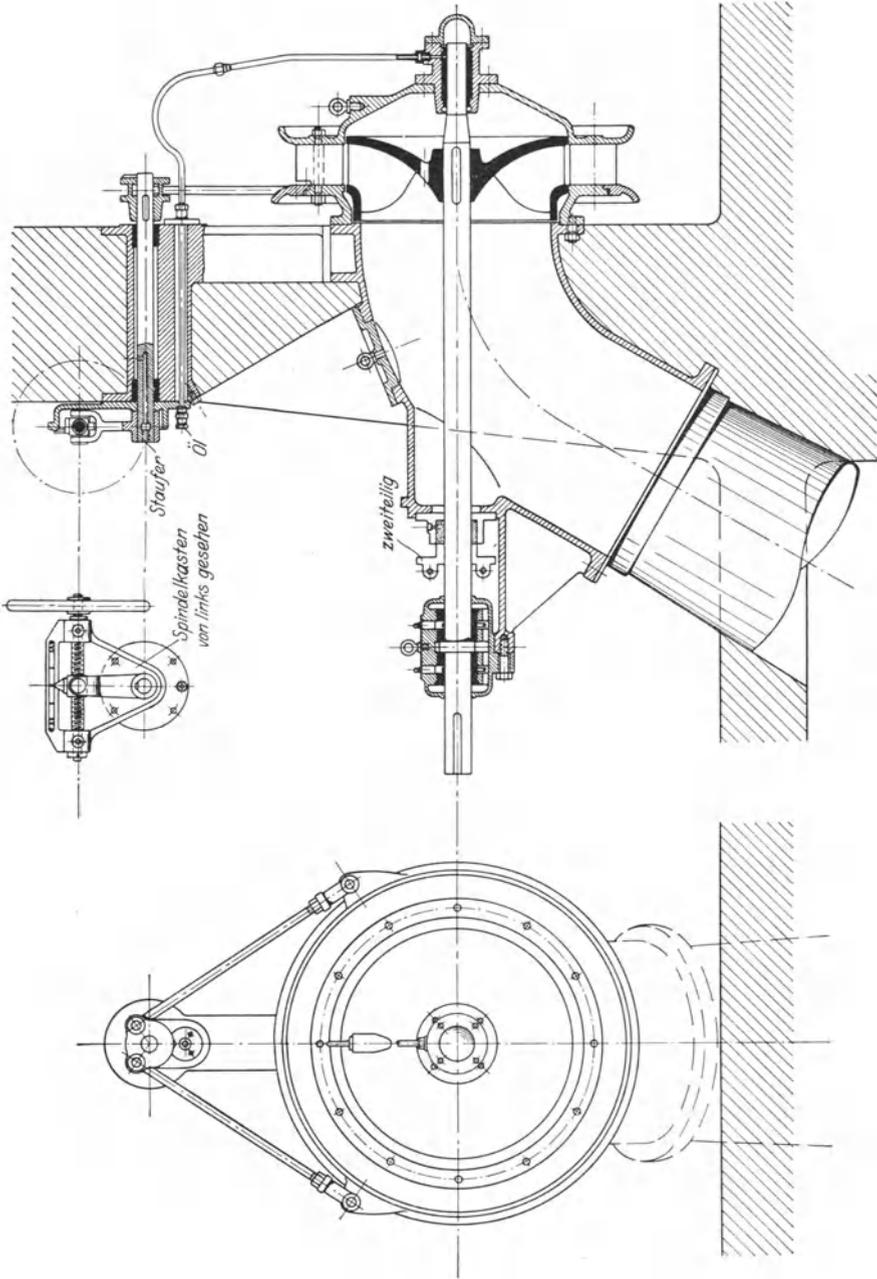


Abb. 146 u. 147. Liegende Francis-Turbine mit eingemauertem Saugrohrkrümmer.

Um größere Anlagen mit liegender Welle auch bei kleinerem H ausführen zu können, wobei die Turbine bei richtiger Wasserführung unter den Oberwasserspiegel zu liegen käme, baut man sogenannte „Heberturbinen“, d. h. man stellt sie in einen vollständig geschlossenen Raum,

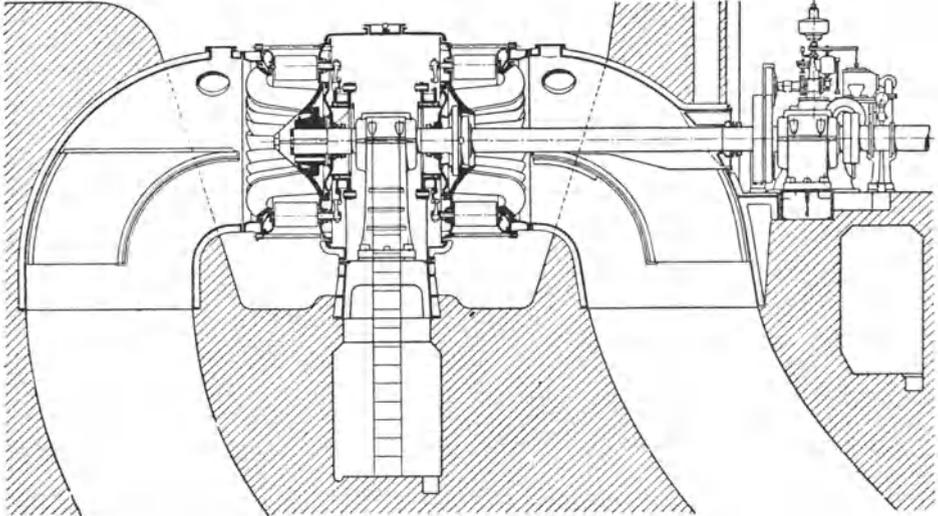


Abb. 148. Zwillingsturbine von 7000 PS ($H = 15$ m).

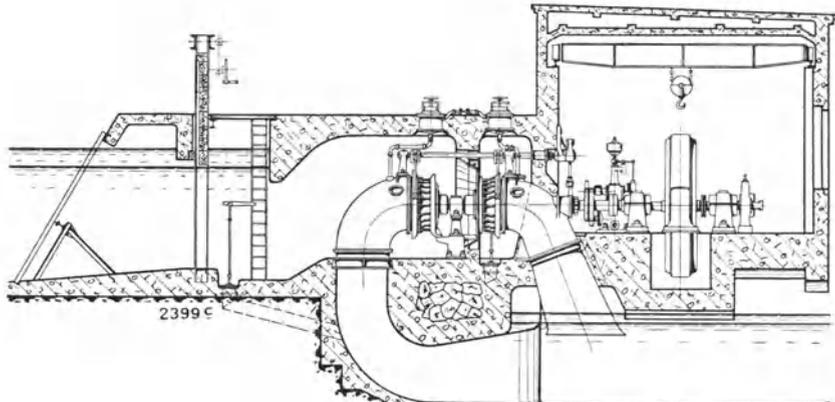


Abb. 149. Zwillingsturbine im Heberschacht.

aus dem durch Absaugen der Luft ein Heber entsteht. Eine derartige Zwillingsturbine im Heberschacht von J. M. Voith stellt Abb. 149 dar. Die Anordnung der Turbine ist ähnlich wie die der vorhergehenden Anlage, das Mittellager aber nicht zugänglich, das Laufrad links fliegend auf der Welle sitzend. Die Luft wird dadurch abgesaugt, daß der Raum oberhalb des Wasserspiegels durch eine Umlaufleitung mit Absperrventil an das Saugrohr angeschlossen ist.

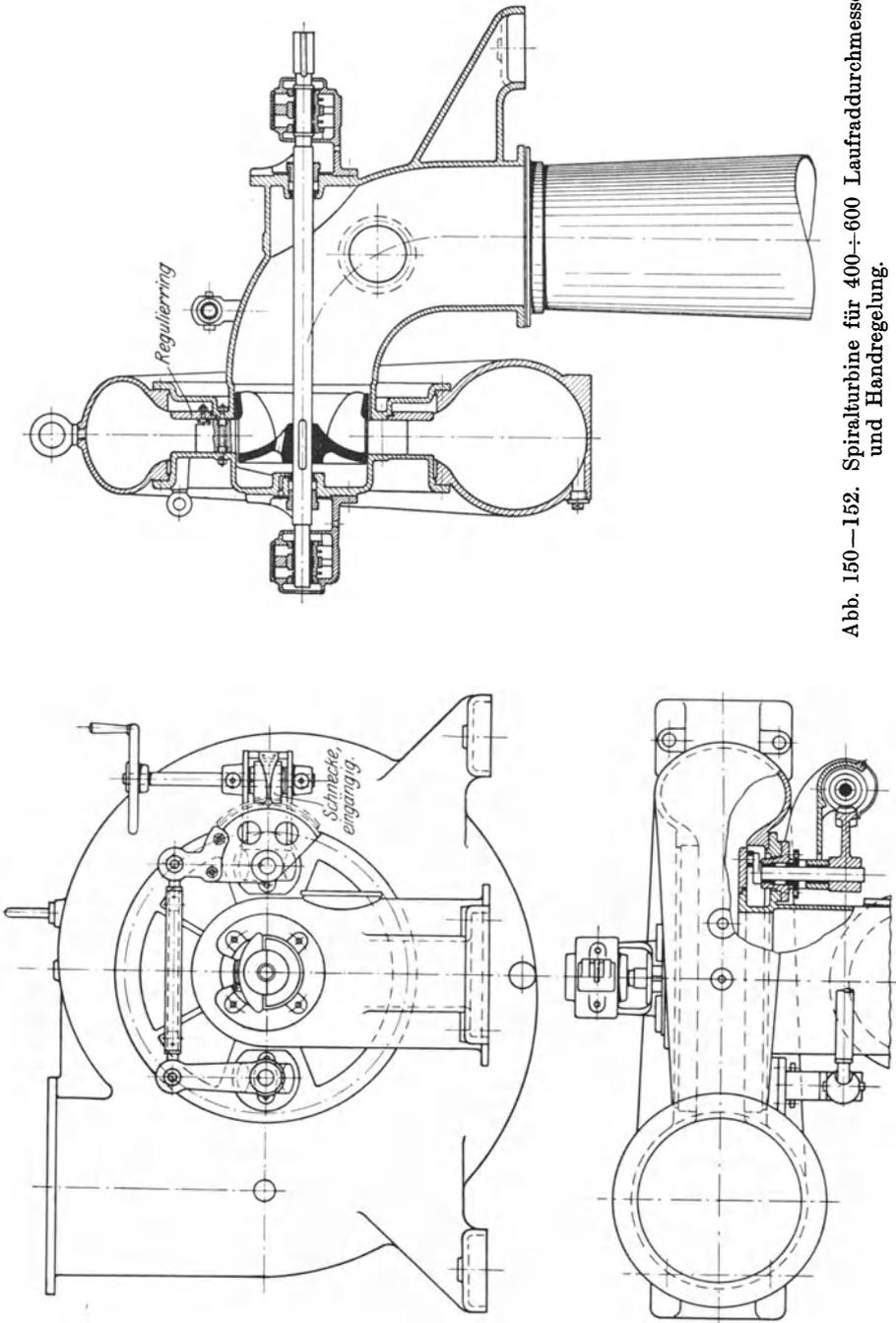


Abb. 150—152. Spiralturbine für 400-600 Laufraddurchmesser und Handregelung.

C. Rohrleitung. — Gehäuseturbinen.

Eine hier gebräuchliche Ausführung für kleinere Leistungen ist in den Abb. 150—152 dargestellt. Die Turbine ist von einem spiralförmig ausgebildeten Gehäuse umgeben, weshalb diese ganze Turbinenart auch

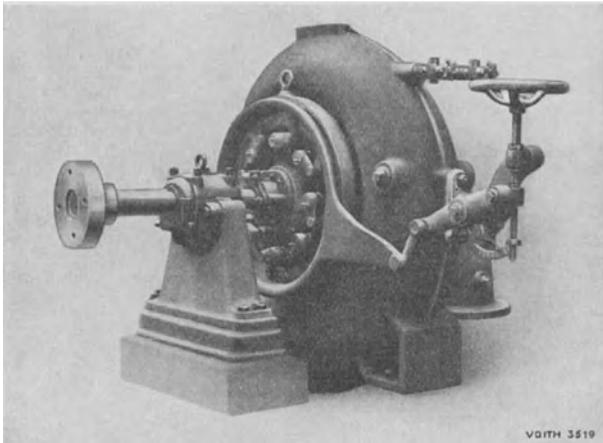


Abb. 153. Kleine Serien-Spiralturbine von Voith, Heidenheim.

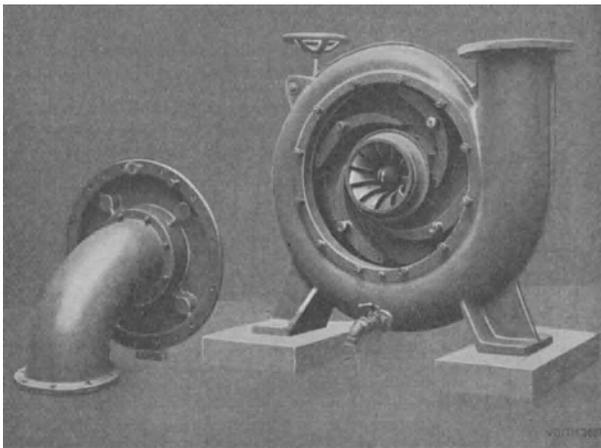


Abb. 154. Blick auf die 4 Leitschaufeln und das Laufrad.

als „Spiralturbine“ bezeichnet wird. Die Spiralform bildet den Vorteil der gleichmäßigen und stetigen Wasserführung, indem die Querschnitte so bemessen werden, daß unter Einhaltung einer bestimmten Geschwindigkeit von 2—4 m/sek am Einlauf die volle Wassermenge, nach der Krümmung um 90° nur noch drei Viertel, nach 180° noch

die Hälfte usw. durchfließt. Der Wassereinlauf erfolgt hier von oben; er kann aber auch ebenso an jeder anderen Stelle erfolgen, wie es der günstigsten Zuführung der Rohrleitung entspricht. Die Leitschaufeln werden durch einen innenliegenden Regulerring, kleinen Lenkern und Zapfen verstellt. Der Regulerring wird an zwei Seiten durch kleine Kurbeln verschoben, die wiederum von außen durch Schnecke und Handrad gedreht werden.

Die Abb. 153 und 154 zeigen die von Voith, Heidenheim, gebaute Serienspiralturbine für Handregelung durch Handrad, Spindel und Hebelübertragung. Alle Spiralturbinen haben Außenregelung, wie Abb. 155 im Schnitt erkennen läßt. Die Leitschaufeln tragen Zapfen,

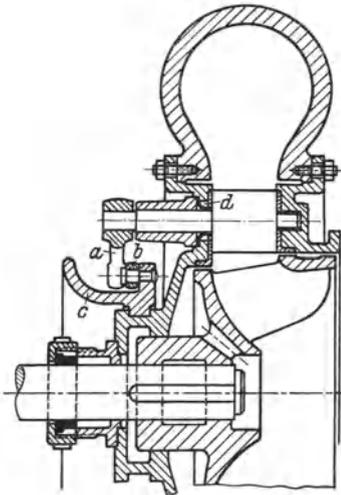


Abb. 155. Schnitt durch eine Spiralturbine von Voith.

auf welchen außen kurze Hebel *a* aufgekeilt sind, welche durch Lenker *b* und Regelring *c* bewegt werden. Abdichtung der Zapfen erfolgt nicht durch Stopfbuchsen wie bei der früheren Abb. 123, sondern durch innenliegende Lederstulpe *d*. Die Abb. 154 stellt eine Ansicht der teilweise zusammengebauten Spiralturbine dar, mit dem darin sitzenden Laufrad. Man erkennt die Leitschaufeln mit ihren Zapfen. Seitlich vom Gehäuse liegt der Leitraddeckel mit dem Saugrohrkrümmer.

Bei größeren Gefällhöhen und Wassermengen kommt man auf beträchtliche Leistungen. So stellt Abb. 156 eine Spiralturbine von Escher-Wyß, Ravensburg, dar, welche bei $H = 150$ m eine Leistung von 7500 PS hat bei einer Drehzahl von 750/min. Das Spiralgehäuse wird bei großen Abmessungen aus

Stahlblech oder aus Stahlguß hergestellt. Das Laufrad ist ebenfalls Stahlguß und sitzt am Wellenende fliegend, wodurch die Wasserführung zum Saugrohr günstiger wird als bei durchgehender Welle. Das Laufrad trägt auf beiden Seiten besondere Ringe mit Labyrinthdichtung, damit bei dem hohen Druck am Einlauf nicht zuviel Wasser durch den Spalt zwischen Leit- und Laufrad entweichen kann. Dies Wasser fließt durch eine besondere Leitung nach dem Saugrohr.

Abb. 157 zeigt eine der vier großen Spiralturbinen für das Kraftwerk Bleilochsperre (Thüringen), gebaut von Voith. Bei dem Höchstgefälle von 58 m leistet jede Turbine 30000 PS. Die Spiralgehäuse bestehen aus Stahlblech und sind aus einzelnen Schüssen zusammengenietet. Vor dem Spiralgehäuse ist der Zylinder für den Arbeitskolben des Reglers zu erkennen. Der Regelring wird durch zwei Stangen gedreht, von welchen die obere im Bild zu sehen ist. Die größte von Voith bisher gebaute Spiralturbine ist die nach Rio Esla in Spanien gelieferte, welche bei $H = 87$ m und $Q = 62$ m³/sek eine Leistung von 75000 PS aufweist.

Die Räder haben Normalläuferform und sind 3,3 m im Außendurchmesser.

Wegen der verschiedenen Vorzüge, die die stehende Welle gegenüber der liegenden bietet, hat sich auch bei Gehäuseturbinen die stehende Anordnung mehr und mehr eingebürgert. Die Turbinen werden dann stets

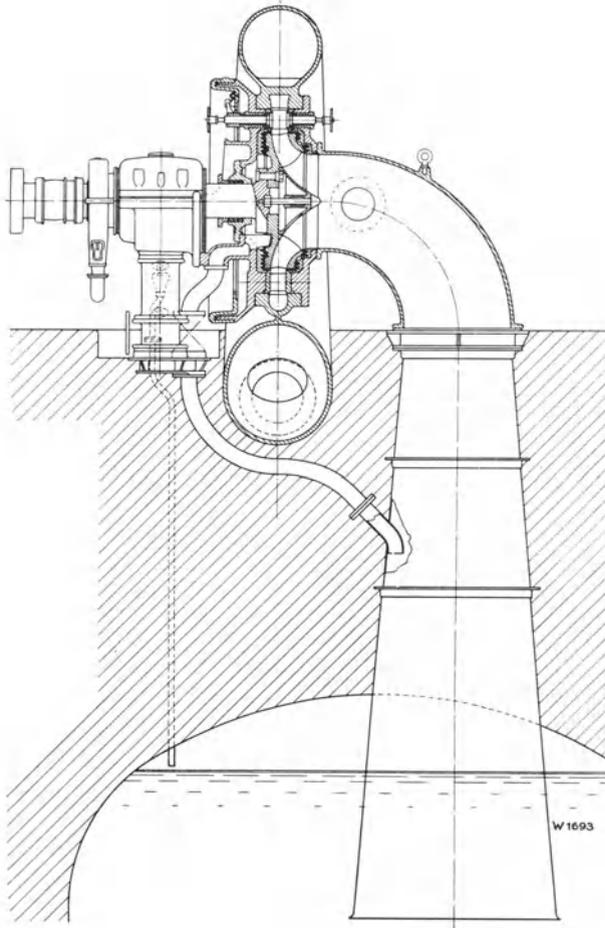


Abb. 156. Große Spiralturbine von 7500 PS von Escher-Wyß.

als Spiralturbinen ausgeführt und unmittelbar mit dem Stromerzeuger (Schirmdynamo) gekuppelt. Man führt diese Anordnung sowohl bei kleinen Einheiten wie auch für große Anlagen aus.

Abb. 158 stellt eine stehende Spiralturbine von 12000 PS dar, welche von Escher-Wyß gebaut wurde. Bei $H = 180$ m und $Q = 6$ m³/sek wird eine Umlaufzahl $n = 750$ /min erreicht. Das Laufrad von etwa 1 m \varnothing sowie die Leitschaufeln und das Spiralgehäuse sind aus

Stahlguß. Die Welle ist oben unmittelbar mit einem Drehstrom-generator gekuppelt und an einem Segmentlager aufgehängt. Um die Bauhöhe zu verringern, ist zwischen Rad und Lager eine hydraulische Stopfbuchse eingebaut, die noch um das Lager herumfaßt. Der Wasserverlust an den drei Laufradspalten wird durch besondere Labyrinthringe auf ein Minimum gebracht. Über dem Lager befindet sich das Zahnradvorgelege für den Regler und die Ölpumpe. Darüber ist eine kleine gegenläufige Bremsturbine angebracht, und zwar ein Tangentialrad, welches von einer Düse beaufschlagt wird. Hierdurch wird ein

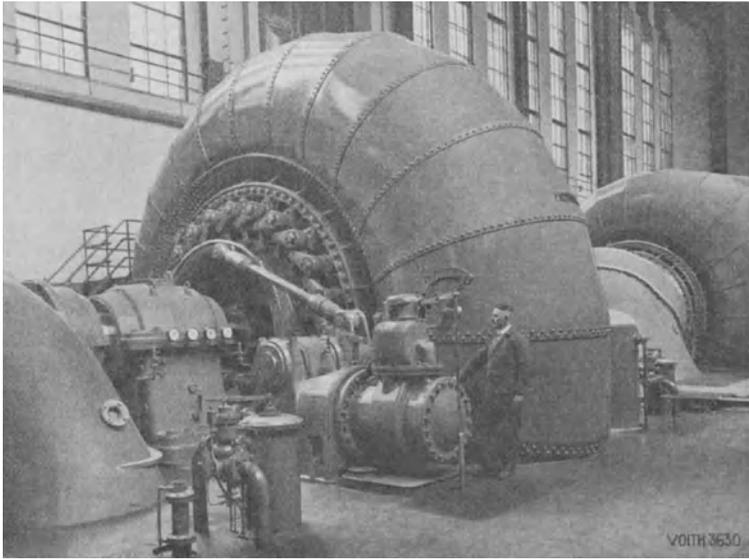


Abb. 157. Spiralturbine von 30000 PS im Kraftwerk „Bleilochsperre“, geliefert von Voith.

rasches Stillsetzen gewährleistet. Die Turbine, welche in dreifacher Ausführung für eine Kraftanlage in Spanien geliefert wurde, hat einen Wirkungsgrad von 93 v. H.

Zur Ausnutzung kleiner Wasserkräfte werden heute Kleinturbinen ausgeführt, die unmittelbar mit einer kleinen Dynamomaschine gekuppelt sind. Diese Dynamos, Bauart Petersen, haben selbsttätige Spannungsregulierung, d. h. die Spannung bleibt bei verschiedener Belastung und Drehzahl nahezu konstant. Der Vorteil ist also, daß die Turbine überhaupt keinen Regler gebraucht, also auch keine Wartung. In Abb. 159 ist eine solche Kleinturbine mit Dynamo von Voith dargestellt, ausgeführt als Spiralturbine mit lotrechter Welle, was einen außerordentlich einfachen Aufbau ergibt. Durch das Handrad werden die Leitschaufeln verstellt, jedoch nur zum Abstellen bzw. Einregulieren auf eine bestimmte vorhandene Wassermenge. Diese Turbinen-

sätze werden für Leistungen von 0,5—3 kW gebaut und für Gefälle von 2,5—150 m.

Mitunter wird an Stelle der Spiralgehäuse auch einfach ein cylindrischer Kessel ausgeführt, und zwar dann, wenn wegen großer Wassermenge und um die Drehzahl zu erhöhen, eine Zwillingsanordnung gewählt wird. Man führt das Wasser am Stirnende des Kessels ein und nennt die Turbine dann: Stirnkesselturbine, wie sie z. B. in Abb. 160

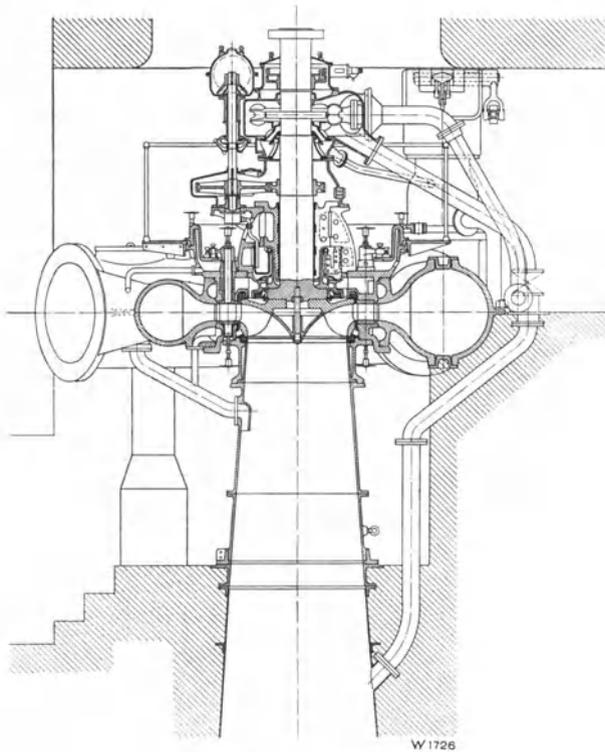


Abb. 158. Stehende Spiralturbine von 12000 PS.

dargestellt ist. Sie wurde von J. M. Voith für die Alzwerke bei Hirten-Holzfeld geliefert und leistet bei 61 m Gefälle 10000 PS. In dem Stahlblechkessel von 3,2 m l. W. sind links ein Stahlgußdeckel und rechts ein gußeiserner Einsteigeschacht eingienietet, durch welchen das vordere Lager zugänglich wird. Laufräder und Leitschaufeln bestehen aus Stahlguß. Die Turbine hat nur das im Einsteigeschacht sitzende wassergekühlte Lager, während das andere Ende der Turbinenwelle durch das Lager der Dynamomaschine mitgetragen wird. Die Rohrleitung von 3 m l. W. kommt von rechts durch die Mauer des Gebäudes hindurch. Im ganzen sind fünf derartige Turbinen in dem

Werk aufgestellt, die zusammen eine Wassermenge von etwa $80 \text{ m}^3/\text{sek}$ verarbeiten können.

Eine ähnliche Kesselturbine von 7200 PS der gleichen Firma für eine norwegische Anlage zeigt Abb. 161. Durch die Öffnung der herausgebrochenen Seitenwand sind die doppelten Saugrohrkrümmer und der Einsteigeschacht zu erkennen.

Eine Besonderheit bei den Gehäuseturbinen stellen die mehrstufigen Turbinen mit Gegenruck dar, wie sie von Escher-Wyß, Ravensburg, schon öfters ausgeführt wurden, um der Kavitationsgefahr vorzubeugen. (Vgl. hierzu das bei Saugrohren im Abschnitt 13 B

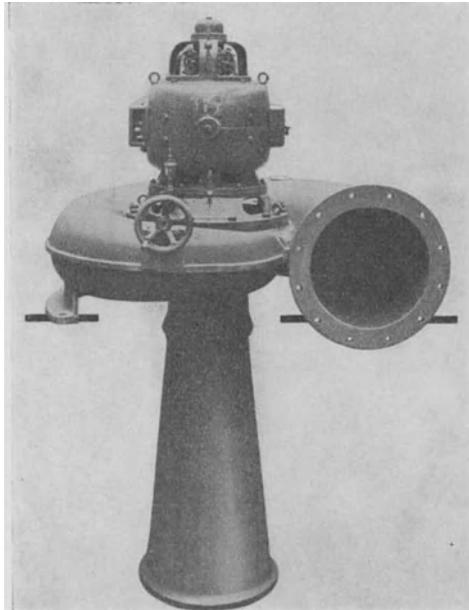


Abb. 159. Spiralkleinturbine.

Gesagte.) Abb. 162 zeigt eine derartige Turbine für 37000 PS bei $n=1000/\text{min}$, durch welche unmittelbar ein Drehstromerzeuger angetrieben wird. Im Bilde ist als erste Stufe eine Francis-Spiralturbine mit dem Laufrad *a* zu sehen für 335 m Gefälle. Das Wasser läuft dann durch ein festes Leitrad *b* und treibt einen Propeller *c* mit verstellbaren Flügeln. In der starken Nabe des Leitrades sitzt ein Lager *d*. Das Verstellen der Propellerflügel geschieht durch den Arbeitskolben *e* im Innern der Propellernabe, wie dies aus der späteren Abb. 170 deutlicher zu erkennen ist. Das Drucköl zur Verstellung wird bei *f* zugeführt. Spiralgehäuse und Turbinenräder sind aus starkwandigem Stahlguß. Die Propellerturbine läuft unter 55 m Anfangsdruck und 5 m Gegenruck. (Vgl. Abb. 98 früher.)

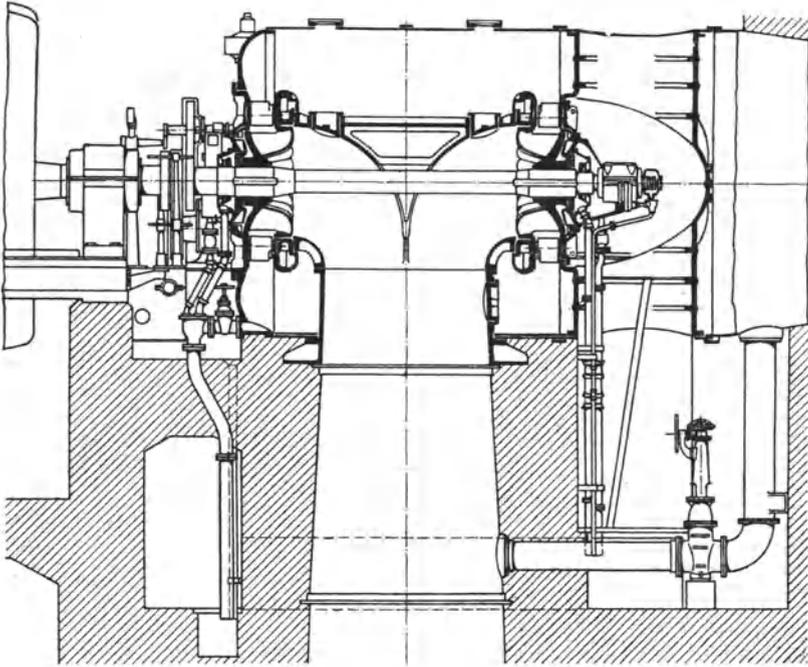


Abb. 160. Stirnkesselturbine von 10000 PS bei $H = 61$ m.

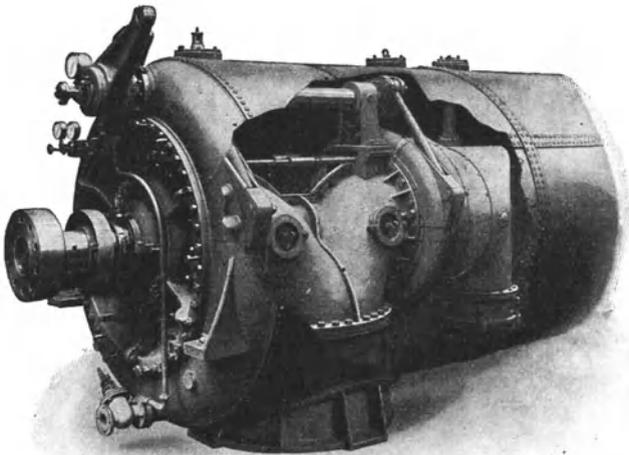


Abb. 161. Stirnkesselturbine von 7200 PS.

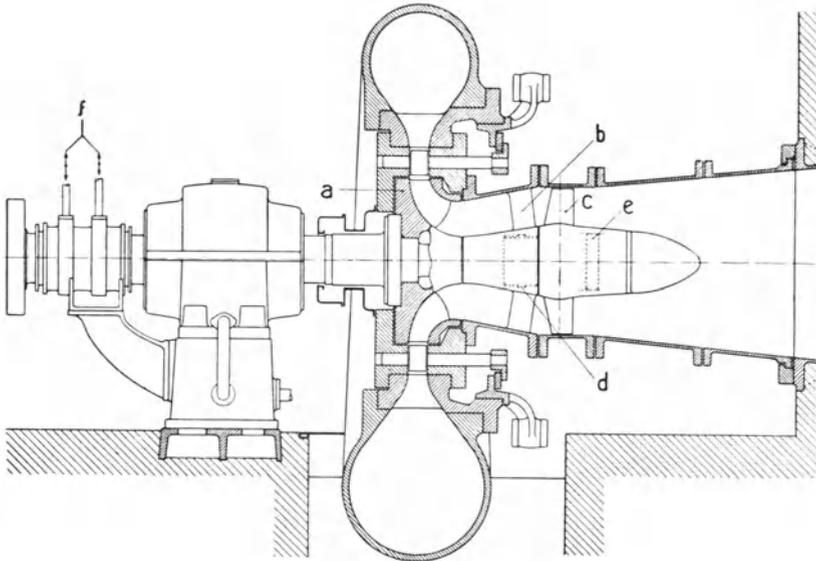


Abb. 162. Zweistufige Turbine für 37000 PS bei $n = 1000/\text{min}$.

IV. Propeller- und Kaplan-Turbinen.

19. Entwicklung, Wirkungsweise und Radformen.

Das Bestreben, Turbinen mit großer Schnellläufigkeit zu schaffen, brachte uns die Francis-Schnellläufer und Expreßläufer mit spezifischen Drehzahlen bis zu $n_s = 450$. Man verzichtete auf die genaue Wasserführung und ließ das Wasser zwischen Leit- und Laufrad durch einen schaufellosen Raum fließen (Abb. 79 früher). Es ergab sich hierbei, daß sich durch Verkürzung der Schaufeln und Vereinfachung ihrer Form verhältnismäßig gute Wirkungsgrade erreichen ließen.

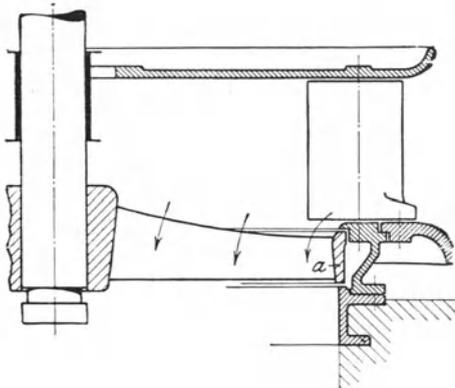


Abb. 163.

Professor Dr. Kaplan in Brünn ging nun auf dem angegebenen Wege noch weiter, indem er 1912 eine Turbine (Abb. 163) baute, welche wohl die drehbare Leitschaufel der Francis-Turbine und den

radialen Wassereintritt beibehielt, in bezug auf das Laufrad aber reine axiale Beaufschlagung aufweist. Die Konstruktionen Kaplans, welche lange Jahre sehr geheimgehalten und erst 1920 an die Öffentlichkeit ge-

bracht wurden, sind patentamtlich geschützt. Die erste Turbine hat, wie die Abbildung zeigt, ein Laufrad, bestehend aus Nabe, schmalem Außenkranz a und einigen Schaufeln. Wenn das Wasser die Leitschaufeln durchströmt hat, ist es sich frei überlassen. Es kreist infolge seiner schräg gerichteten absoluten Geschwindigkeit in dem Hohlraum über dem Laufrad, muß dabei eine Ablenkung von der radialen in die axiale Richtung erfahren und beaufschlägt alsdann erst das Laufrad. Da dies nur wenige (vier bis sechs) Schaufeln besitzt, so werden nicht alle Wasserfäden gleichmäßig abgelenkt, man hat im Gegenteil nachgewiesen¹⁾, daß einige Wasserteilchen überhaupt glatt hindurchstreichen und erst in gewisser Entfernung unterhalb des Laufrades wieder eine gleichmäßige Strömung stattfindet. Die Übertragung des Druckes auf die Schaufeln zur Erzeugung der Umfangskraft kann also nur dadurch erklärt werden, daß alle Wasserteilchen sich gegenseitig beeinflussen, daß zu beiden Seiten des Schaufelbleches verschieden hohe Drücke erzeugt werden, wodurch eine Umfangskraft entsteht und, daß vor allen Dingen auch die unterhalb des Laufrades stattfindenden Geschwindigkeits- und Druckausgleichungen noch in dieser Richtung mitwirken. Die Strömung um eine derartige Schaufel verläuft also ähnlich wie die Luftströmung im Bereich einer Flugzeugtragfläche.

Die weitere Entwicklung brachte den Fortfall des Laufradaußenkranzes, und das Laufrad bekam die Form eines Schiffspropellers, wie dies Abb. 164 zeigt. Man erkennt aus der Abbildung deutlich die verschiedenen Neigungen des Schaufelbleches innen und außen. Nimmt man gleiche absolute Zulaufgeschwindigkeit c_1 an, so muß sich diese Verschiedenheit der Neigung aus den verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten außen und innen ergeben wie folgt: An der Nabe herrscht die kleine Umfangsgeschwindigkeit u_i . Soll der Eintritt des Wassers stoßfrei erfolgen, so muß das Schaufelblech in einer Richtung stehen, wie sie sich aus der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_{1i} ergibt. Die Schaufel muß also hier, wie Abb. 165 zeigt, ziemlich steil beginnen. Außen ist eine bedeutend größere Umfangsgeschwindigkeit u_a und die Schaufel erhält die flache Richtung Abb. 166, da auch hier annähernd stoßfreier Eintritt herrschen soll. Beim Austritt ergeben sich die in den Abbildungen gezeichneten „Austrittsparallelogramme“ und Schaufelrichtungen unter Annahme gleicher Abflußgeschwindigkeit c_2 .

Das heutige Laufrad einer Kaplan-Turbine ist in den Abb. 167 und 168 dargestellt. Wesentlich sind hierbei die drehbaren flügel-

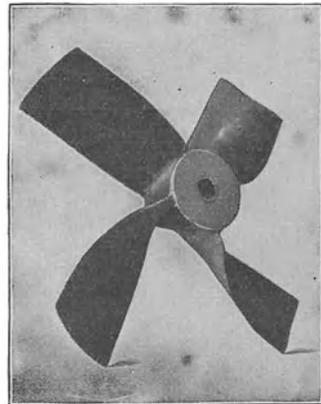


Abb. 164.

¹⁾ Vgl. Thoma, Z. d. VDI. 1921, S. 683.

artigen Laufradschaufeln, wodurch sich bedeutende Verbesserungen ergeben haben. (Hierüber vgl. Abschnitt 20.) Auch diese Schaufeln zeigen verschiedene Krümmungen außen und innen, wenn auch lange nicht in dem Maße wie es die Abb. 165 u. 166 ergaben. Die Nabe ist wesentlich verstärkt, und zwar heute auf etwa 0,4 des Saugrohrdurchmessers, weil die Wasserströmung dadurch günstiger wird, wie bei den Berechnungsangaben (Abschnitt 22) näher erläutert ist. Die „spezifische Drehzahl“ der Räder beträgt $n_s = 500 \div 800$ und sogar mehr.

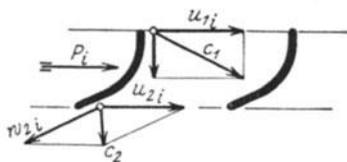


Abb. 165.

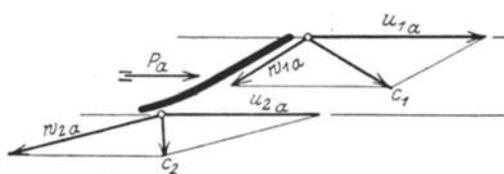


Abb. 166.

Es ist heute üblich geworden, diejenigen Propellerturbinen mit drehbaren Laufschaufeln als „Kaplan-Turbinen“ zu bezeichnen, während solche mit festen Schaufeln, welche nicht unter die Patente Kaplans fallen, schlechtweg „Propellerturbinen“ genannt werden.

Die Aufstellung einer Kaplan-Turbine, wie sie heute bei stehender Welle vielfach üblich ist, zeigt Abb. 169. Die drehbaren Leitschaufeln

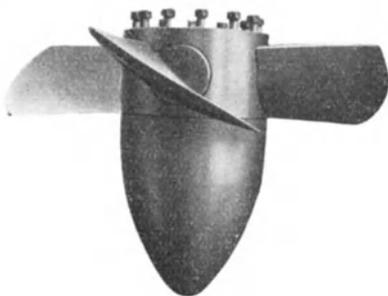


Abb. 167. Schaufeln offen.

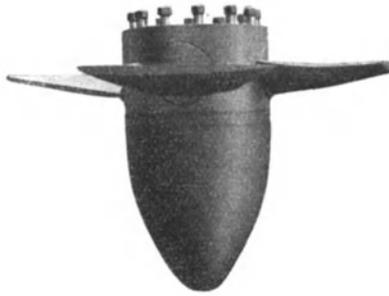


Abb. 168. Schaufeln geschlossen.

ragen bei voller Öffnung noch etwas in den Raum oberhalb des Laufrades hinein und haben dieselbe Form wie bei Francis-Turbinen. Sie sind meist aus Stahlguß, als Zahl findet man $z_0 = 8 \div 24$ Stück, je nach Größe der Turbine. Der obere Leitradkranz ist im Bogen bis zur Laufradnabe herumgeführt, während der untere Kranz mit kurzer Krümmung versehen und an dem einbetonierten Stützring befestigt ist. An dem unteren Kranz befindet sich der Regelkranz, der die Verstellung der Leitschaufeln bewirkt, wenn nicht gerade die sogenannte Außenregelung verwendet wird (vgl. Abschnitt 16 früher). Das Führungslager der Welle muß möglichst dicht an der Nabe sitzen, und ist nach dieser abzudichten. Bei kleinen und mittleren Größen verwendet man kurze

Stopfbuchsen und kleidet das Lager mit Weißmetall aus. Bei großen Turbinen werden Labyrinthdichtungen verwendet und das Lager erhält Pockholzschalen, wobei Wasser zur Schmierung dient. Die Nabe des Propellers, auch Flügelkopf genannt, erhält heute einen Durch-

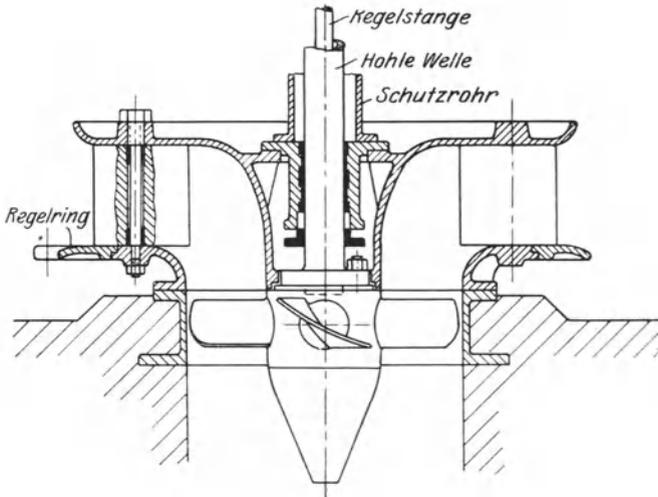


Abb. 169.

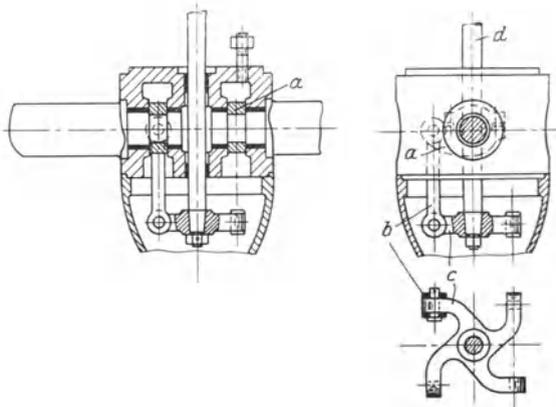


Abb. 170. Verstellantrieb der Flügel.

messer von etwa 0,4 des Laufraddurchmessers und endigt unten in eine Spitzkappe, welche die Wasserführung nach dem Saugrohr zu verbessert.

Im Innern der Nabe oder des Flügelkopfes befindet sich die Lagerung und Verstellvorrichtung der Laufradschaufeln oder Flügel, wie Abb. 170 im Prinzip darstellt. Die vier Flügel aus Stahlguß tragen kräftige Zapfen, die sich an zwei Stellen in Rotgußbuchsen drehen. Dies wird bewirkt durch zweiseitige, aufgeklebte Hebel *a*,

Zugstangen b und ein Kreuz c , welches am Ende der nach oben gehenden Regelstange d angebracht ist. Die Welle ist also hohl, da die Stange hindurchgeführt werden muß. In welcher Weise der weitere Antrieb erfolgt, soll später in den Abschnitten 20 und 21 näher erläutert werden.

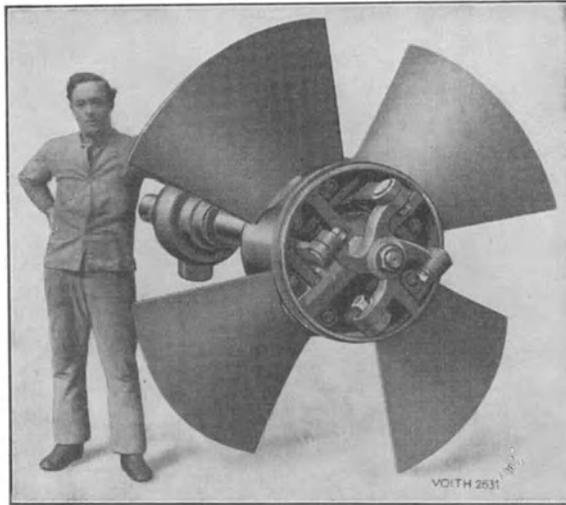


Abb. 171. Kaplan-Rad mit vier kurzen Flügeln für geringes Gefälle.

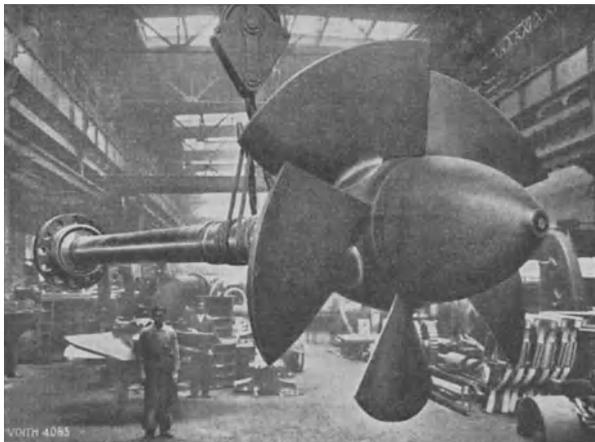


Abb. 172. Kaplanrad mit fünf langen Flügeln für größere Gefälle.

Die Entwicklung der Kaplan-Räder zeigen die Abb. 171—173. Während früher nur geringe Gefällhöhen ausgenutzt wurden, geht man heute bis $H=30$ m und womöglich darüber. Die Hauptsache ist hierbei, daß die Räder „Kavitationssicherheit“ haben, wie im Ab-

schnitt 22 genauer erläutert wird. Durch die eingehenden Versuche, besonders in den betreffenden Anstalten der Firmen Voith und Escher-Wyß, hat sich gezeigt, daß Schaufelzahlen und Schaufellängen steigen müssen, je höher das auszunutzende Gefälle ist. Das Rad Abb. 171 mit

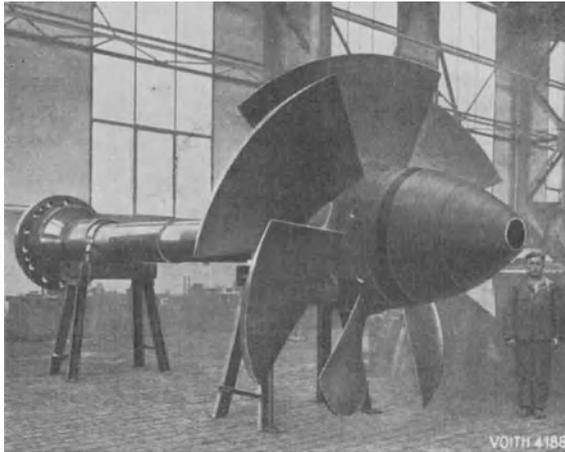


Abb. 173. Kaplanrad mit sieben langen Flügeln für Gefälle bis 30 m.

vier kurzen Flügeln oder Schaufeln ist für geringes Gefälle und eine spezifische Drehzahl von etwa $n_s = 800$ geeignet. Für höhere Gefälle bis etwa 15 m und $n_s \sim 500$ wird das Rad, Abb. 172, mit fünf langen Flügeln benutzt. Bei einer Gefällhöhe von 30 m muß ein Rad, Abb. 173, mit sieben langen Flügeln eingebaut werden. Die Abmessungen sind in den letzten Jahren stark gestiegen und es sind bereits Kaplan-Räder für $N = 42\,500$ PS gebaut worden, die einen Durchmesser von 7 m erhalten haben.

Auch Propellerturbinen, also mit festen Flügeln oder Schaufeln, sind in letzter Zeit vervollkommnet und bereits in großen Abmessungen gebaut worden. So zeigt Abb. 174 ein solches Rad, gebaut von Escher-Wyß, mit sechs festen Flügeln und 4,6 m Raddurchmesser, welches bei $H = 9$ m rund 9000 PS leistet.

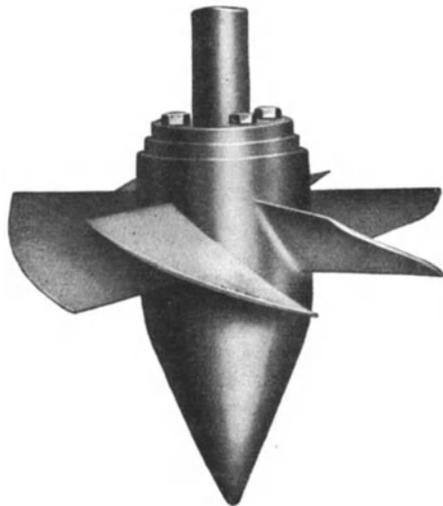


Abb. 174. Propellerrad mit sechs festen Flügeln für 9 m Gefälle.

20. Regelung der Propeller- und Kaplan-Turbinen.

A. Einfluß auf Wasserbewegung und Wirkungsgrad.

Wie bereits erwähnt wurde, bezeichnet man als „Propellerturbinen“ diejenigen Arten, welche feste Laufradschaufeln haben, und als „Kaplan-Turbinen“ solche, die mit drehbaren Schaufeln oder Flügeln ausgerüstet sind.

Die „Propellerturbine“ erhält eine Regelung durch drehbare Leitschaufeln in der Art wie sie heute bei den Francis-Turbinen üblich ist. Bei Verstellung dieser Schaufeln müssen also ähnliche Verhältnisse entstehen wie sie früher im Abschnitt 13 C behandelt wurden. Der Winkel α_0 ändert sich und hiermit Richtung und Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_0 aus dem Leitrade. Bei den Propellerturbinen kommt allerdings die Umlenkung von den Leit- zu den Laufschaufeln hinzu, und zwar durch einen Hohlraum ohne irgendwelche Wasserführung. Da aber die Wassermenge infolge der Leitschaufelverstellung geringer geworden ist, so muß beim Laufradeintritt w_1 ebenfalls kleiner werden. Aus den früher angegebenen Gründen berechnet man auch Propellerturbinen vielfach so, daß sie etwas unter der vollen Beaufschlagung ihren besten Wirkungsgrad haben. Man bekommt also bei der Regelung ähnliche Parallelogrammänderungen wie sie früher an Hand der Abb. 103 und 104 erläutert worden waren. Beim Eintritt ins Laufrad ergibt sich ein Stoßverlust, und beim Austritt eine Vergrößerung und Schrägstellung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 .

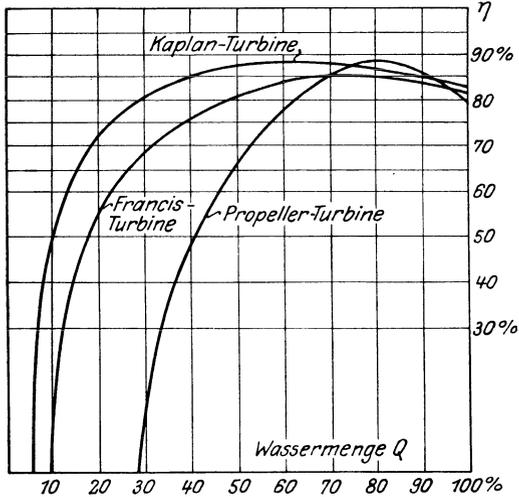


Abb. 175.

grade von 90 v.H. und darüber beobachtet worden. Die Kurve fällt aber nach beiden Seiten hin stark ab, geht bei voller Wassermenge auf etwa 0,8 herunter und hat bereits bei etwa 30 v.H. Beaufschlagung den Wert 0 erreicht, so daß die Turbine dann keine Leistung mehr abgibt.

Beides führt zu einer Verringerung des Wirkungsgrades, und zwar sinkt dieser, wie ebenfalls früher erwähnt war, um so rascher, je größer die Schnellläufigkeit der Turbine ist. Aus Abb. 175 erkennt man, daß der Wirkungsgrad einer Propellerturbine, z. B. bei etwa 80 v.H. Beaufschlagung seinen Höchstwert erreicht und daß dieser den Höchstwert einer Francis-Turbine sogar noch übersteigt. Bei neueren Versuchen sind Wirkungs-

Bei der Kaplan-Turbine werden zur Regelung sowohl die Leit- wie auch die Laufradschaufeln drehbar ausgeführt, da Professor Kaplan die Beobachtung machte, daß sich durch Verstellung der Laufradschaufeln der Wirkungsgrad innerhalb eines großen Beaufschlagungsgebietes hochhalten läßt. Bei den neueren Ausführungen haben sich tatsächlich recht günstig verlaufende Wirkungsgradkurven ergeben, wie dies ebenfalls aus Abb. 175 hervorgeht. Bei voller Wassermenge beginnt η mit etwa 83 v.H., er geht dann auf den Höchstwert von 87 v.H. hinauf und beträgt selbst bei 30 v.H. Beaufschlagung noch etwa 80 v.H. Auch bei neueren Kaplan-Turbinen werden heute Wirkungsgrade über 90 v.H. erreicht.

Die günstigste Regelung würde sich ergeben, wenn bei der Verdrehung der Schaufeln c_{u1} stets den gleichen Wert behalten könnte und beim Schaufelaustritt stets $c_2 \perp u_2$ stehen würde. An Stelle der früheren

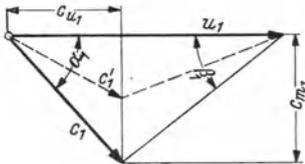


Abb. 176.

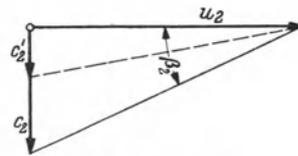


Abb. 177.

Parallelogramme Abb. 103, 104 mit Stoßverlust am Eintritt und Wirbelverlust am Austritt würden dann die Geschwindigkeitsdreiecke Abb. 176 und 177 treten.

Bei diesem Idealfall würde in jeder Schaufelstellung die Hauptgleichung

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

erfüllt sein und der Wirkungsgrad müßte über den ganzen Bereich der Regelung einen hohen Wert behalten. Praktisch kommt man nun durch gleichzeitige Verstellung der Leit- und Laufradschaufeln diesem

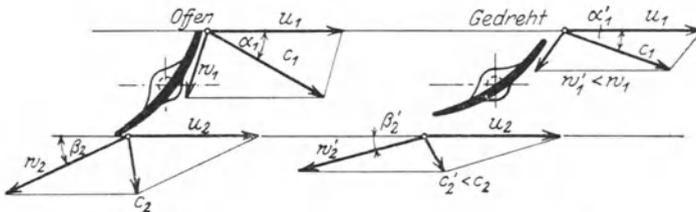


Abb. 178.

Abb. 179.

Idealfall nahe, wie in den Abb. 178 und 179 dargestellt ist. Sie stellen einen Schaufelschnitt an der Nabe schematisch dar, wobei die Umfangsgeschwindigkeiten nicht sehr hoch sind. Die Schaufelstellung; bei welcher η seinen Höchstwert erhalten soll, zeigt Abb. 178. Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_1 zerlegt sich in u_1 und w_1 und die Schaufel steht in der Richtung der letzteren, so daß stoßfreier Eintritt vorhanden ist. Am

Austritt werden die Winkel so gewählt, daß die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 einen zulässigen Wert erhält und entweder genau senkrecht zu u_2 steht oder doch der Winkel wenig von 90° abweicht. Werden nun die Laufradschaufeln bei abnehmender Beaufschlagung verstellt, so entstehen ungefähr die Strömungen nach Abb. 179. Die absolute Geschwindigkeit c_1 ist jetzt kleiner geworden als bei voller Beaufschlagung, weil der freie Raum über dem Laufrad für die kleinere Wassermenge nun zu groß ist und eine Verringerung der Geschwindigkeit hervorrufen muß. Beim Eintritt läßt sich die Schaufel ungefähr in Richtung von w'_1 bringen, wodurch also der Stoßverlust gemildert wird. Beim Austritt ergibt sich aber der wesentliche Vorteil, daß nun infolge Veränderung des Winkels β_2 in β'_2 die absolute Geschwindigkeit c'_2 kleiner wird, was auch mit Rücksicht auf die Verringerung der Wassermenge gefordert werden müßte. Jetzt füllt die kleinere Wassermenge den Saugrohrquerschnitt annähernd wieder genau so aus, wie die volle Wassermenge unter der früheren größeren Geschwindigkeit c_2 . Außerdem ergibt sich nicht in entferntem Maße die Schrägstellung von c'_2 wie sie bei festen Schaufeln früher beobachtet wurde, im Gegenteil läßt sich bei bestimmten Annahmen erreichen, daß c_2 stets seine Richtung behält.

Im Vergleich mit der η -Linie einer Francis-Turbine ergibt sich, daß die Kaplan-Turbine mit verstellbaren Laufschaufeln der Francis-Turbine hinsichtlich des Verhaltens bei der Regelung überlegen ist (vgl. Abb. 175). Infolge der Doppelregelung wird allerdings auch die Kaplan-Turbine gleicher Leistung stets teurer als eine Francis-Turbine. Man verwendet daher Kaplan-Turbinen, da, wo es auf große Schnellläufigkeit und gute Regelbarkeit ankommt. Wird letztere aber nicht verlangt, d. h. läuft die Turbine meist mit gleichbleibender Belastung, so ist die Propeller-turbine vorzuziehen. Sie ist dann der Francis-Turbine hinsichtlich Einfachheit überlegen.

B. Regelantriebe bei Kaplan-Turbinen.

Nur in seltenen Fällen und bei kleineren Turbinen findet man eine Regelung, wie sie aus der Abb. 183, Abschnitt 21, hervorgeht. Durch eine Hebelvorrichtung wird die Verstellkraft über ein Kugelspurlager auf die Regelstange in der hohlen Welle übertragen. Durch die Stange erfolgt dann die Verdrehung der Flügel, wie aus der früheren Abb. 170 hervorging. Der Antrieb kann von Hand oder auch von einem kleinen indirekt wirkenden Regler, also durch Arbeitskolben, erfolgen. Die Verstellung der Leitschaufeln geschieht durch besonderen Regler, wie bei Francis-Turbinen.

Bei großen Anlagen führen sowohl Escher-Wyß wie auch J. M. Voith die Doppelregelung nach dem Schema Abb. 180 aus. Der Regler betätigt durch ein Steuerventil und einen Arbeitskolben in bekannter Weise die Verstellung der Leitschaufeln. Die Laufradflügel werden aber wie folgt verstellt: Durch ein besonderes Steuerventil wird mittels dünner Rohrleitungen Drucköl nach einem Verteilungsgehäuse am oberen Wellenende geleitet. Von dort gelangt es durch zwei ineinander-

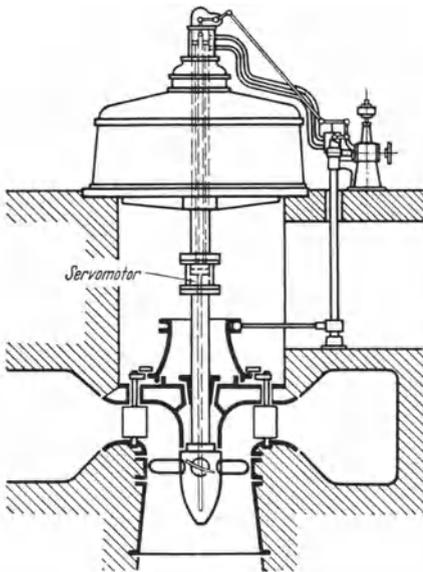


Abb. 180.

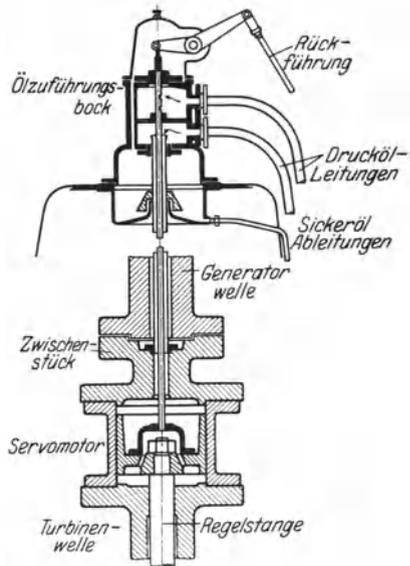


Abb. 181.

steckende Rohre nach einem, mit der Welle umlaufenden Arbeitskolben oder „Servomotor“. Dies ist in Abb. 181 vergrößert herausgezeichnet. Durch das innere Rohr gelangt das Öl unter den Kolben, während durch das stärkere äußere Rohr das Öl von oben auf den Kolben wirken kann, je nachdem die Zufuhr durch das Steuer-ventil freigegeben wird. Vom Kolben aus wird die Regelstange unmittelbar betätigt.

Die schwedische Firma Verkstaden, Kristinehamn, verlegt den Arbeitskolben unmittelbar über die Nabe des Propellers (Abb. 182)¹⁾. Die kräftige Kolbenstange ist nach unten in die Nabe hinein verlängert und trägt ein Führungsstück *a*, von dem aus durch Gleitsteine und Zapfen *b* die Flügel verstellt werden. Die Flügel drehen sich dabei um die Zapfen *c* und die Halteringe *d*. Dem Arbeitskolben wird das Drucköl von oben zugeführt, in ähnlicher Weise wie dies aus Abb. 181 hervorgeht.

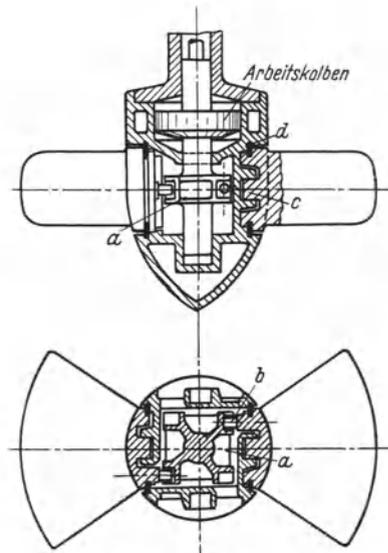
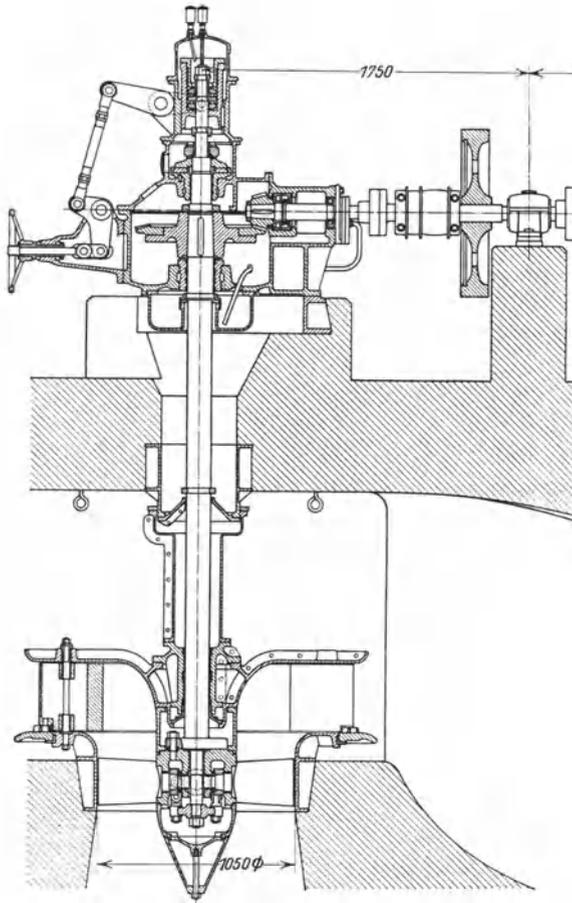


Abb. 182.

¹⁾ Vgl. Ekwall und Munding. Z. d. VDI. 1928, S. 1874.

21. Aufstellungsarten von Propeller- und Kaplan-Turbinen.

Fast alle bisher aufgestellten Propeller- und Kaplan-Turbinen haben lotrechte Welle, weil es sich meist um verhältnismäßig geringe Gefällhöhen handelt und dann die lotrechte Welle den besten Einbau ergibt. Entweder sitzen die Turbinen in einer offenen Wasserkammer



oder in einer spiralförmigen Kammer, welche in der Regel betoniert wird, manchmal aber auch aus Stahlblech besteht.

Den gesamten Einbau einer kleineren Kaplan-Turbine mit stehender Welle für eine Leistung von $N = 80$ PS bei $H \sim 2$ m und $n = 214$ /min stellt Abb. 183 dar, ausgeführt von Escher-Wyß. Da bei kleinem Gefälle die Drehzahl (trotz des großen n_s) gering wird, wurde eine Kegelradübersetzung eingebaut, so daß die waagerechte Welle die Drehzahl des Generators $n = 750$ erhalten hat. Die Kegelräder laufen in Öl, sind aus Stahl und haben Schrägverzahnung, wodurch ein ruhiger Gang gewährleistet

Abb. 183. Kaplan Turbine für 80 PS bei $H \sim 2$ m.

ist. Bei dieser Turbine erfolgt das Verstellen der Leitschaufeln durch einen indirekt wirkenden Regler wie bei Francis-Turbinen. Die Laufradflügel werden aber von Hand, der jeweiligen Belastung entsprechend, eingestellt. Vom Handrad aus wird mittels Hebelübersetzung die Verstellkraft durch ein Kugelspurlager auf die Regelseife übertragen, die in bekannter Weise das Drehen der Flügel bewirkt.

In Abb. 184 ist eine große Kaplan-Turbinenanlage der gleichen Firma wiedergegeben, die für das Kraftwerk Ladenburg a. Neckar geliefert wurde. Bei $H = 8,2$ m schluckt die Turbine $Q = 35$ m³/sek und leistet $N = 3120$ PS bei $n = 167$ /min. Die stehende Welle ist unmittelbar mit einem Drehstromgenerator gekuppelt. Die Laufradschaufeln werden durch einen selbsttätigen Regler mit umlaufendem Servomotor verstellt, worüber im Abschnitt 20 Näheres enthalten war. Die Leitschaufeln haben die bekannte Außenregelung.

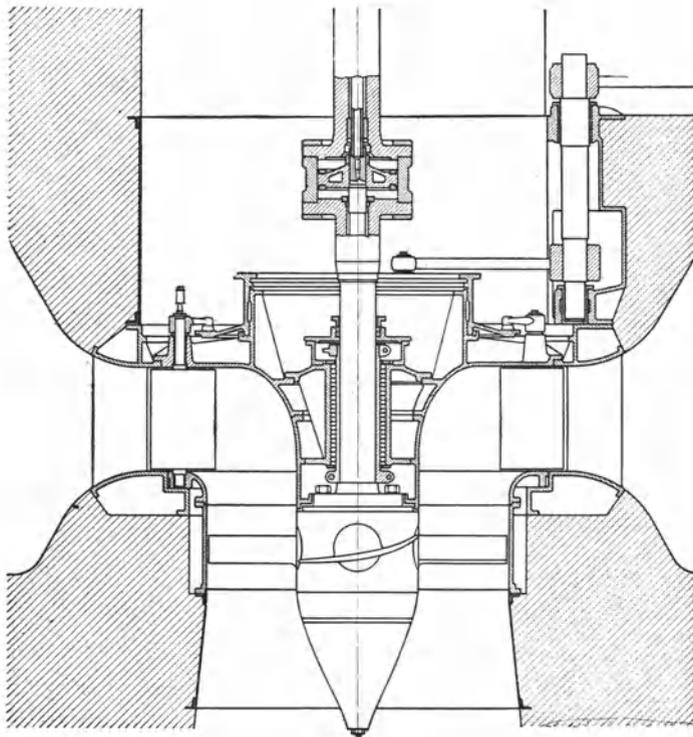


Abb. 184. Kaplan-Turbine von $N = 3120$ PS bei $H = 8,2$ m.

Abb. 185 stellt eine der vier Kaplan-Turbinen des Rhein-Kraftwerkes Ryburg-Schwörstadt dar, welche bei einem Gefälle $H = 11,5$ m eine Höchstleistung von 42500 PS abgibt. Jede Turbine schluckt eine Wassermenge von 295 m³/sek und hat dabei eine Umlaufzahl $n = 75$ /min, so daß der oben liegende Drehstromerzeuger unmittelbar gekuppelt werden konnte. Die Laufräder haben fünf verstellbare Schaufeln oder Flügel mit einem Außendurchmesser von 7 m. Wie die Abbildung erkennen läßt, sitzen die Turbinen in einer Spiralkammer, deren Einlauf nicht durch besondere Einlaufschützen abgeschlossen wird. Es ist lediglich durch Einbringen sogenannter Dammbalken ein Abschluß

möglich, falls Reparaturen nötig werden. Vor dem Einlauf ist eine Rechenanlage mit Rechenstäben von 14 m Länge und 150 mm Abstand vorhanden, die mit gut wirkenden Reinigungsmaschinen versehen ist. Die Turbinen sind teils von J. M. Voith, teils von Escher-Wyß geliefert worden.

Abb. 186a zeigt das Laufrad samt Turbinendeckel über dem Turbinenschacht zum Rhein-Kraftwerk Albbruck-Dogern, geliefert von Escher-Wyß. Die Gesamtwassermenge von $900 \text{ m}^3/\text{sek}$ wird hier in

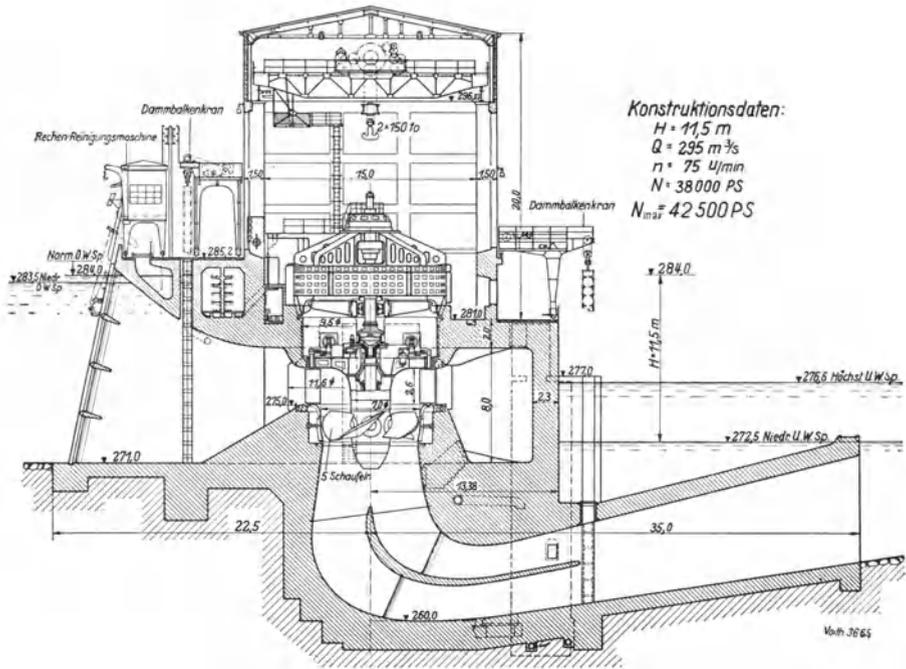


Abb. 185. Schnitt durch das Maschinenhaus des Kraftwerkes Ryburg-Schwörstadt (Rhein) mit eingebauter Kaplan-Turbine von 42500 PS Größtleistung.

drei stehenden Kaplan-Turbinen verarbeitet, die bei $H = 11,5 \text{ m}$ je 37600 PS leisten. Auch diese Laufräder haben 7 m Außendurchmesser und die Aufstellung gleicht im wesentlichen der oben beschriebenen, mit Spiralkammer ohne Einlaufschütze und unmittelbar gekuppelten Drehstromerzeuger. Einen Blick in das Maschinenhaus mit zwei dieser Stromerzeuger und den davorstehenden Reglern zeigt die Abb. 186 b. Die großen Abmessungen der Anlage sind hieraus gut zu erkennen.

Auch Propellerturbinen (schlechtweg), also solche ohne drehbare Laufradschaufeln, sind in den letzten Jahren vervollkommen und bereits in großen Abmessungen gebaut worden. Die Räder haben ähnliche Formen wie die der Kaplan-Turbine, nur ist es üblich, eine etwas größere

Schaufelzahl zu wählen, weil hierdurch eine Verbesserung der Wasserführung erzielt werden kann. Ein solches Rad, ausgeführt von Escher-Wyß (Abb. 174) mit sechs festen Flügeln oder Schaufeln ließ erkennen, daß die Schaufeln eine etwas größere Länge in der Durchströmrichtung erhalten und sich dadurch etwas übergreifen, was bei den drehbaren Schaufeln selten der Fall ist.

Eine große Anlage mit Propellerturbinen für das Donaukraftwerk Kachlet zeigt schließlich Abb. 187. Es sind acht stehende Turbinen von 4,6 m Raddurchmesser aufgestellt, welche je $90 \text{ m}^3/\text{sek}$ Wasser verarbeiten und bei 9 m Höchstgefälle rund 9000 PS leisten. Die Umlaufzahl ist $75/\text{min}$ und es werden wieder unmittelbar die oben befindlichen Drehstromerzeuger angetrieben. Die Aufstellung ist ähnlich der schon mehrfach betrachteten. Zu beachten ist aber, daß nun die Regelung bedeutend einfacher ist, da nur die Leitschaufeln verstellbar zu werden brauchen. Auch diese Turbinen erreichen Wirkungsgrade von 90 v. H. und mehr, jedoch fällt die Wirkungsgradkurve bei geringerer Beaufschlagung stark ab, wie im Abschnitt 20 näher erläutert worden war. An

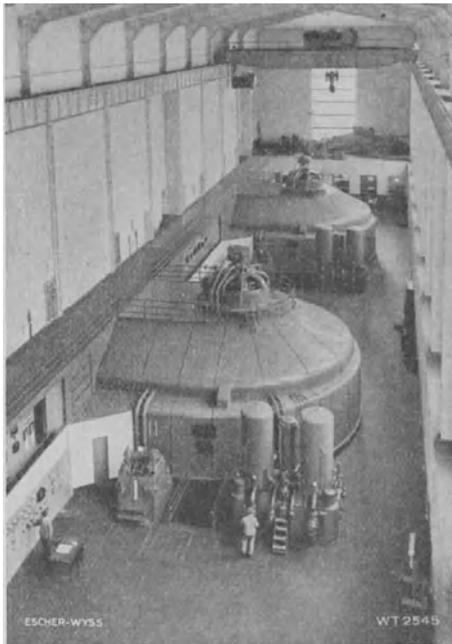
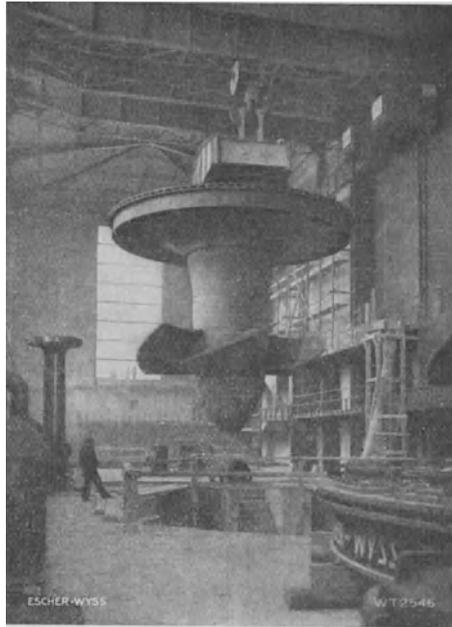


Abb. 186 a und b. Einsetzen eines Kaplan-Läufers in den Turbinenschacht und Blick in das Maschinenhaus des Rhein-Kraftwerkes Albruck-Dogern.

Stelle der Einlaßschützen sind bei der dargestellten Anlage Rollklappen eingebaut, die sich mehrfach gut bewährt haben.

Zu den Propellerrädern mit festen Flügeln gehören auch die Schrägpropeller von Lawaczek, die einen Übergang bilden vom Francis zum Propellerrad. Ein solches Rad war früher bei Francis-Turbinen unter Abb. 81 dargestellt. Anlagen mit Schrägpropellern sind öfters aufgestellt worden, z. B. in Einheiten von 2000 PS bei $H = 5,3 \text{ m}^1$) und

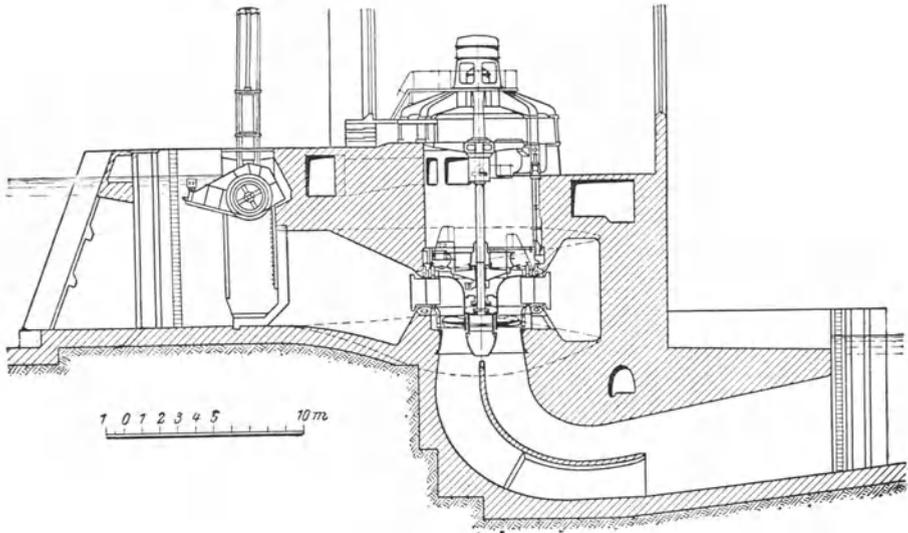


Abb. 187. Propellerturbine von 9000 PS bei $H = 9 \text{ m}$.

von 11000 PS bei $H = 6,5 \text{ m}^2$). Sie erreichen bis $\eta = 0,88$. Äußerlich unterscheiden sie sich kaum von den richtigen Propelleranlagen, und sie haben stets lotrechte Welle.

Propellerturbinen mit liegender Welle sind bisher kaum gebaut worden, weil das Bedürfnis hierfür nicht vorhanden war. Die Ausführung ist aber ohne weiteres möglich, wie Abb. 188 als Projekt zeigt, da ähnliche Anlagen im Kreiselpumpenbau schon seit vielen Jahren üblich sind. Eine gewisse Schwierigkeit bietet die Lagerung der Propellerwelle, da das eine Lager, im Inneren des Leitrades, unzugänglich wird. Auch die Ausführung der Leitschaufel-Regelung wird schwieriger als bei der stehenden Welle, da nun das Leitrad im axialen Wasserstrom liegt. Damit sich die Leitschaufeln drehen lassen, müssen sie, wie Abb. 189 darstellt, von zwei Kugelflächen begrenzt sein, wie dies bei

¹) Kraftwerk Viereth a. Main. Z. d. VDI. 1924, S. 1211.

²) Kraftwerk Lilla Edet, Schweden. Z. d. VDI. 1928, S. 1875.

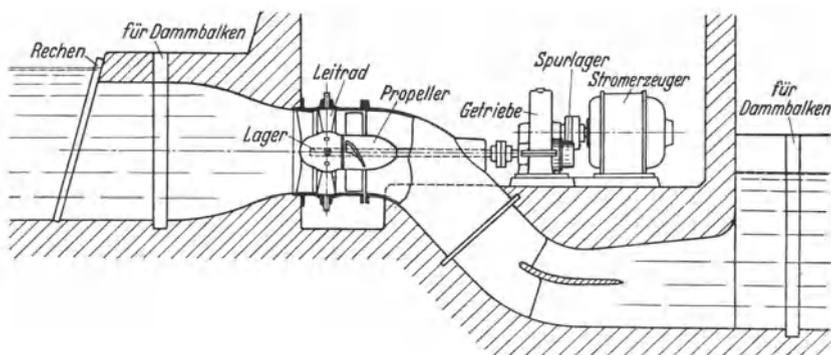


Abb. 188. Propelleranlage mit liegender Welle. (Projekt des Verfassers.)

größeren Drosselklappen ausgeführt wird. Der Antrieb der Leitschaufeln erfolgt durch Regelring, Lenker und Hebeln auf den Schaufelzapfen, wie früher. Um Platz und Kosten zu sparen, wird sich empfehlen, ein Stirnradgetriebe und einen kleinen raschlaufenden Generator aufzustellen, wie die Abb. 188 erkennen läßt. Die Turbine wird bei liegender Anordnung zur reinen Axialturbine.

Zu den Aufstellungen mit liegender (oder wenig geneigter) Welle gehören auch die neueren „Unterswasser-Kraftanlagen“, System Arno Fischer¹⁾. Das Wasser durchströmt hier den Generator, welcher unmittelbar um den Propeller herum angeordnet ist. Die ganze Anlage ist in den Staudamm des Flusses eingebaut, bedarf also keiner besonderen Kraftwerksbauten. Veröffentlichungen über diese Anlagen hat sich Herr Ministerialrat Fischer allein vorbehalten.

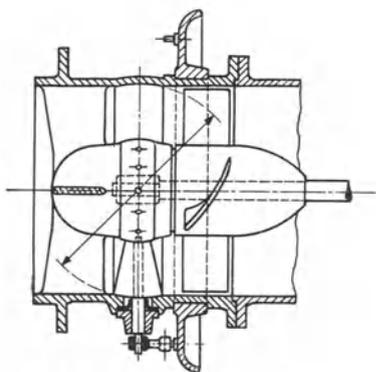


Abb. 189. Leitrad zur liegenden Propelleranlage-

22. Berechnungsgrundlagen.

A. Allgemeines.

Wie bereits im Abschnitt 19 gezeigt wurde, ist bei Propeller- und Kaplan-Turbinen von einer gleichmäßigen Wasserströmung und Führung in Schaufelkammern oder Zellen keine Rede mehr. Die Übertragung des Druckes erfolgt auf die flügelartigen Schaufeln durch die gegenseitige Beeinflussung der Wasserteilchen bei der Ablenkung, wodurch

¹⁾ Vgl. Z. d. VDI. 1936, S. 1548; 1938, S. 1117.

Druckunterschiede auf der Oberfläche und Unterfläche der Schaufeln entstehen. Die Berechnung solcher Räder mit nur wenigen Flügeln und axialem Durchfluß ist daher auf ganz andere Grundlagen zu stellen als die Berechnung der Laufräder normaler Francis-Turbinen. Solche Grundlagen, welche von der „Auftriebkraft“ ausgehen, sind wohl zuerst von Bauersfeld¹⁾ veröffentlicht worden. Sie haben aber wiederum die Gültigkeit der Turbinen-Hauptgleichung für einen beliebigen Schaufelschnitt bestätigt.

In der Praxis sind brauchbare Propellerräder mit hohem Wirkungsgrad bisher nur erhalten worden, indem man aus Modellversuchen die zweckmäßigsten Flügelformen und Einbauarten ermittelte. Wie bei der Schaufelkonstruktion der Francis-Turbine S. 76 gesagt wurde, ist man zur Zeit nicht in der Lage, die Strömungen in Turbinenrädern theoretisch derart zu erfassen, daß sich eine genaue Berechnung darauf gründen ließe. Wohl aber lassen sich Überschlagsrechnungen durchführen, die auf der bekannten „Wasserfadentheorie“ aufgebaut sind und welche die Unterlagen für Modellräder geben können. In dieser Weise sind auch die nachstehenden Angaben aufzufassen.

Wie bei allen Turbinen, gilt auch hier für einen bestimmten Schaufelschnitt die „Hauptgleichung“:

$$u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

welche bei $\sphericalangle \alpha_2 = 90^\circ$ und $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u_1}$ sich vereinfacht zu:

$$u_1 \cdot c_{u_1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Der Eintrittswinkel β_1 am Laufradflügel ist, wie schon S. 118 erwähnt wurde, verschieden an den einzelnen Schaufelschnitten. Jedemfalls ist er am Außendurchmesser spitz und geht hier mitunter bis auf 10° herunter. Welchen Einfluß dieser $\sphericalangle \beta_2$ sowohl wie auch $\sphericalangle \alpha_2$ auf Schnellläufigkeit und Schaufelform haben, wurde bei Francis-Turbinen (Abschnitt 13 A) eingehend erörtert; hier treten aber ganz ähnliche Beziehungen auf. Größere Drehzahlen erhält man nur bei Verkleinerung von β_1 und Vergrößerung von α_1 , der hier 45° bis 60° gewählt wird.

Beim Laufradaustritt ist von Wichtigkeit die Wahl der absoluten Geschwindigkeit c_2 und vor allem von c_3 am Saugrohranfang, denn nur durch Annahme eines großen c_3 erhält man kleines D_3 und kleine Raddurchmesser, wie sie zur Erzielung großer Drehzahlen nötig sind. Man berechnet daher c_3 aus $20 \div 40$ v.H. der Gefällhöhe H und erweitert dann das Saugrohr derart, daß beim Abfluß in den Untergraben nur noch etwa $c_4 \sim 1,5$ m/sek beträgt, die Energie des abfließenden Wassers also sehr gering ist. Auch hier gelten dieselben Überlegungen wie bei Francis-Turbinen. Das Saugrohr erhält die in den früheren Abb. 95 und 96 dargestellten Formen. Der Saugrohrkrümmer im Fundament, mit möglichst langem, allmählichem Auslauf ist am gebräuchlichsten, wie auch die Aufstellungsarten im Abschnitt 21 zeigten.

Von besonderer Wichtigkeit ist bei Propellerturbinen wieder die zulässige Saughöhe H_s . Wie früher (S. 64) angeführt wurde, liegt

¹⁾ Vgl. Bauersfeld, Z. d. VDI. 1922, S. 461.

bei allen kurzen Schaufeln und dem hierbei auf der Unterseite vorhandenen geringen Druck die Gefahr einer Hohlraumbildung oder Kavitation vor, die starke Zerstörungen verursachen kann. Bei Propellerturbinen ist wegen der wenigen, kurzen Schaufeln und des hierbei auftretenden großen Druckunterschiedes diese Gefahr in erhöhtem Maße vorhanden. Um die zulässige Saughöhe H_s zu berechnen, bedient man sich wieder der Thomaschen Kavitationsbeiwerte σ . Zugrunde gelegt wird, wie beim Diagramm Abb. 97 früher, die „spezifische Drehzahl“ n_s , wie folgende kleine Tabelle zeigt:

$n_s =$	500	600	700	800
$\sigma =$	$\sim 0,6$	$\sim 0,8$	$\sim 1,5$	$\sim 2,1$

Diese σ -Werte sind aber nicht feststehend, sondern gelten nur für bestimmte Schaufelzahlen und Schaufellängen l im Vergleich zur Schaufelteilung t (Abb. 190). Man nennt $l:t$ die „Gitterteilung“. $\sigma \sim 0,6$ gilt beispielsweise für vier Schaufeln und $l:t \sim 0,8$. Vergrößert man die Schaufelzahl dagegen auf 6 und die Gitterteilung auf 1, 2, so kann man nach den von Voith ausgeführten Versuchen annehmen, daß σ auf etwa die Hälfte heruntergeht¹⁾. Ähnliches gilt auch bei den höheren n_s -Werten, jedoch ist zu beachten, daß bei $n_s = 800 \dots 900$ niemals ein Propellerrad mit mehr als vier Schaufeln Verwendung finden wird wegen des stark sinkenden Wirkungsgrades. Die Strahlablösung und Hohlraumbildung findet am Anfang der Schaufeln statt, etwa wie in Abb. 190 angedeutet ist.

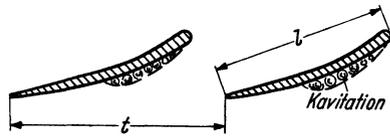


Abb. 190. Kavitation bei Propellerflügeln.

H_s ergibt sich dann wieder, wie bei den Francis-Turbinen, aus:

$$H_s \leq B - \sigma \cdot H,$$

wobei B der barometrische Luftdruck in m W.-S. bedeutet. H_s sinkt also mit wachsendem H und wachsender Schnellläufigkeit.

Beträgt also z. B. $H = 10$ m und ist der Luftdruck ebenfalls $B = 10$ m, so würde sich bei 2 m Saughöhe ergeben:

$$2 \leq 10 - \sigma \cdot 10, \text{ also } \sigma \leq 0,8,$$

d. h. es dürfte nur eine Turbine mit mäßiger Schnellläufigkeit, mit 4 ... 6 Schaufeln und $l:t = 0,8 \dots 1,2$ verwendet werden.

Bei $H = 15$ m und $B = 10$ m wird bei Wahl eines Rades mit $\sigma \sim 0,8$:

$$H_s = 10 - 0,8 \cdot 15 = -2 \text{ m},$$

d. h. man müßte den Propeller entweder 2 m unter dem U.-W.-Spiegel aufstellen, oder durch Wahl von sechs Schaufeln und großer Gitterteilung versuchen, ein wesentlich kleineres σ zu erhalten.

Escher-Wyß haben bereits Propellerräder für 50 m Gefälle aufgestellt, die unter 5 m Gegendruck arbeiten, wie früher bei den Abb. 98

¹⁾ Vgl. Hahn, Z. d. VDI. 1931, S. 1294.

und 162 erwähnt worden ist. Bei solchen Aufstellungen sowie überhaupt bei allen größeren Gefällhöhen ist große Vorsicht geboten und es kann eigentlich nur der Modellversuch entscheiden, ob und welche Räder verwendbar sind.

Alles weitere über den Berechnungsgang bei Propellerturbinen soll durch folgendes Beispiel erläutert werden. Es sei aber nochmals darauf aufmerksam gemacht, daß die Berechnungen nur ein **Hilfsmittel** darstellen, um zu erstmaligen brauchbaren Abmessungen zu kommen, die dann durch praktische Versuche nachzuprüfen wären.

B. Berechnungsbeispiel.

Bei einem Gefälle $H=3,5$ m und einer Wassermenge $Q=6$ m³/sek ist eine Propellerturbine aufzustellen, deren Hauptabmessungen zu berechnen sind. Die Welle ist lotrecht. Die Turbine soll sechs feststehende Flügel und bei etwa 80 v.H. Beaufschlagung ihren besten Wirkungsgrad erhalten.

a) Leistung: Bei einem Wirkungsgrad $\eta=0,85$ bei voller Beaufschlagung erhält man:

$$Ne = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 6 \cdot 3,5}{75} \cdot 0,85 = 240 \text{ PS.}$$

b) Saugrohr: Bei vollem Q sollen 30 v.H. der Gefällhöhe H zur Erzeugung von c_3 verwandt werden. Es ist also:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,3 \cdot 3,5} \sim 4,5 \text{ m/sek.}$$

Der obere Saugrohrdurchmesser D_3 ergibt sich somit unter der Annahme, daß c_3 axial gerichtet ist, aus:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{6}{4,5} = 1,33 \text{ m}^2.$$

Hieraus:

$$D_3 = 1305 \text{ mm } \Phi.$$

Erweitert sich das Saugrohr nach dem Unterwasser zu auf das Vierfache, so erhält man dort eine tatsächliche Abflußgeschwindigkeit $c_4 \sim 1,1$ m/sek, also nur einen sehr kleinen Austrittsverlust.

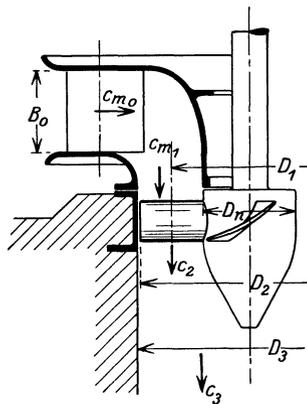


Abb. 191.

c) Laufrad und Umlaufszahl: Das Laufrad soll unter Annahme eines geringen Spaltes, vgl. Abb. 191, einen Außendurchmesser erhalten:

$$D_2 = 1300 \Phi.$$

Da die Nabe, wie früher gesagt war, zu ungefähr 0,4 des Laufrades gewählt wird, würde sich hierfür ergeben:

$$D_n = 500 \Phi$$

und somit als mittlerer Laufraddurchmesser:

$$D_1 = 900 \Phi.$$

Für diesen mittleren Durchmesser soll nun das Eintrittsdreieck ermittelt werden. Nach der Hauptgleichung wird hier bei $\eta_h = 0,88$

$$u_1 \cdot c_{u_1} = \eta_h \cdot g \cdot H = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 3,5 = 30.$$

Zu berücksichtigen ist aber nicht allein die Hauptgleichung, sondern auch die sogenannte Meridiankomponente $c_{m_1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$, weil ja die Laufradfläche $\frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4}$ bereits festliegt. Bei 80 v.H. Beaufschlagung, wofür bestes η auftreten soll, erhält man:

$$0,8 \cdot Q = \frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4} \cdot c_{m_1}$$

und hieraus:

$$c_{m_1} = \frac{0,8 \cdot 6 \cdot 4}{(1,3^2 - 0,5^2) \cdot \pi} = 4,2 \text{ m/sek.}$$

(Hierbei ist die Verengung durch die sechs Flügel nicht berücksichtigt, weil die Zahl gering ist und die Flügel selbst beim Eintritt zugeschärft sind.)

Um ein großes u_1 zu erhalten, muß nun in der Hauptgleichung $c_{u_1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$ klein, d.h. α_1 groß werden. Wählt man z. B. $\alpha_1 = 55^\circ$, so erhält man bei Auftragung der Werte nach Abb. 192:

$$c_{u_1} = 2,9 \text{ m/sek.}$$

Da berechnet war: $u_1 \cdot c_{u_1} = 30$, erhält man ferner: $u_1 = 30 : 2,9 = 10,3 \text{ m/sek}$ und kann nun das vollständige Eintrittsdreieck aufzeichnen. Man ermittelt daraus für den mittleren Schau-felschnitt einen Eintrittswinkel

$$\beta_1 \sim 30^\circ.$$

Die Umlaufzahl des Rades ergibt sich schließlich zu:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 10,3}{0,9 \cdot 3,14} = 220/\text{min.}$$

Soll ein normaler Drehstromgenerator, welcher $n = 750/\text{min}$ hat, angetrieben werden, so wäre dies durch Einschaltung einer Stirnrad- oder Kegelradübersetzung möglich.

d) Leitradbreite B_0 : Bei 80 v.H. Beaufschlagung, also teilweise geschlossenen Leitschaufeln, kann man einen inneren Leitrad-durchmesser von $D_0 \sim 1300 \text{ } \ominus$ annehmen. Der freie Austrittsquerschnitt wird hier größer gewählt als die Eintrittsfläche am Laufrad, und zwar so, daß die Meridiankomponente $c_{m_0} = 0,7 \div 0,6 \cdot c_{m_1}$ beträgt. Die tatsächlich größten Geschwindigkeiten sind also nur im Bereich des Lauf-rades vorhanden. Im Beispiel werde angenommen:

$$c_{m_0} = c_0 \cdot \sin \alpha_0 = 0,65 \cdot c_{m_1} = 0,65 \cdot 4,2 \sim 2,7 \text{ m/sek.}$$

Rechnet man also mit $0,8 \cdot Q$ und berücksichtigt man hier die Verengung durch die Leitschaufeln (etwa 12 Stück) mit 10 v.H., so erhält man die Gleichung:

$$0,8 \cdot Q = 0,9 \cdot D_0 \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c_{m_0}$$

und hieraus:

$$B_0 = \frac{0,8 \cdot 6}{0,9 \cdot 1,3 \cdot \pi \cdot 2,7} = 0,48 \text{ m.}$$

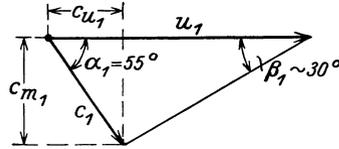


Abb. 192.

Ausgeführt werde:

$$B_0 = 480 \text{ mm.}$$

e) Laufradaustritt: Für den angenommenen Mittelschnitt (Zylinderschnitt), Abb. 191, liegen fest: $u_2 = u_1 = 10,3 \text{ m/sek}$, ferner: $c_{m_2} = c_{m_1} = 4,2 \text{ m/sek}$. Hat das Rad seinen besten η , so nimmt man bekanntlich an, daß hierbei $c_2 \perp u_2$ steht, somit wird auch

$$c_2 = c_{m_2} = 4,2 \text{ m/sek.}$$

Das Austrittsdreieck erhält also die Form Abb. 193 und der $\sphericalangle \beta_2$ beträgt etwa 22° hier.

f) Schaufelschnitte: Das Eintrittsdreieck deckt sich nach dem oben Gesagten in gewissem Sinne mit dem Austrittsdreieck, wie in Abb. 193 gestrichelt eingezeichnet ist. Man kann dadurch für den angenommenen Schaufelschnitt die $\sphericalangle \beta_1$ und β_2 abgreifen und den Schnitt selbst zeichnen, wie Abb. 194 zeigt. Da bei Turbinen mit schaufellosen Räumen die sogenannte „Winkelübertreibung“ ausgeführt wird (vgl. S. 60 bei Francis-Turbinen), so wird man praktisch der Schaufel die Winkel 35° beim Eintritt und 20° beim Austritt geben können.

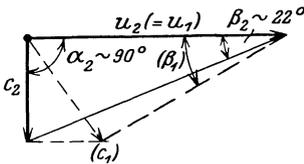


Abb. 193.

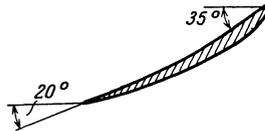


Abb. 194.

In gleicher Weise lassen sich beliebige andere Zylinderschnitte durch den Flügel ermitteln, z. B. am Außendurchmesser und an der Nabe. Außen erhält man:

$$u_{1a} = u_{2a} = u_1 \frac{D_2}{D_1} = 10,3 \cdot \frac{1,3}{0,9} = 14,9 \text{ m/sek.}$$

Angenommen soll werden, daß auch hier $\sphericalangle \alpha_1 = 55^\circ$, also $c_{u_1} = 2,9$ beträgt, und daß $c_{m_1} = 4,2$ wie beim Mittelschnitt ist.

Schreibt man nun die allgemeine Form der Hauptgleichung an:

$$u_1 \cdot c_{u_1} - u_2 \cdot c_{u_2} = \eta h \cdot g \cdot H = 30$$

(wie unter c), so wird hier

$$14,9 \cdot (2,9 - c_{u_2}) = 30$$

$$\text{und} \quad c_{u_2} = 2,9 - \frac{30}{14,9} = 0,85.$$

Man kann mit diesen Werten nunmehr die beiden Geschwindigkeitsdreiecke aufzeichnen (Abb. 195) und ermittelt daraus einen $\sphericalangle \alpha_2 \sim 80^\circ$, d. h. eine etwas schräg stehende Austrittsgeschwindigkeit c_2 , deren Meridiankomponente aber $c_{m_2} = 4,2$ ist, wie es der Austrittsfläche entspricht. Aus Abb. 195 findet man aber auch die $\sphericalangle \beta_{1a}$ und β_{2a} und kann somit die Schaufel in ihrer Gestalt am äußeren Umfang aufzeichnen,

wie es in Abb. 196 geschehen ist, wiederum mit geringer Winkelüber-
treibung. Die Schauffellänge wird natürlich, dem größeren Durchmesser
entsprechend, größer als beim Mittelschnitt.

An der Nabe erhält man:

$$u_{1i} = u_{2i} = u_1 \frac{D_n}{D_1} = 10,3 \cdot \frac{0,5}{0,9} = 5,7 \text{ m/sek.}$$

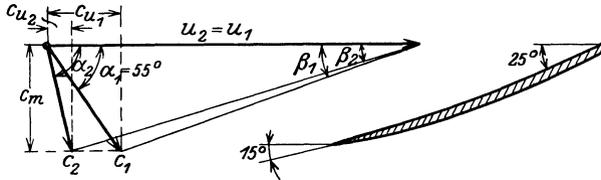


Abb. 195.

Abb. 196.

Unter denselben Annahmen wie oben wird jetzt:

$$5,7 \cdot (2,9 - c_{u_2}) = 30$$

und somit

$$c_{u_2} = 2,9 - \frac{30}{5,7} = -2,35.$$

Die Geschwindigkeitsdreiecke erhalten die Formen Abb. 197, man
ermittelt $\angle \alpha_2 \sim 115^\circ$ und erhält aus den $\angle \beta_{1i}$ und β_{2i} den Schauffel-
schnitt an der Nabe (Abb. 198), wobei jetzt die Schauffellänge ent-
sprechend kürzer wird.

Die Schauffellängen können an und für sich verschieden gewählt
werden. Lange Schauffeln ergeben bekanntlich mehr Wasserreibung,
besonders bei großen Geschwindigkeiten, dafür haben sie ge-
ringere Überdrücke und daher geringere Kavitationsgefahr (vgl.
S. 133). Kurze Schauffeln ergeben wenig Reibung und daher bes-
seres η , sie können aber wegen der Kavitationsgefahr nur bei kleinen Gefällhöhen verwendet werden.

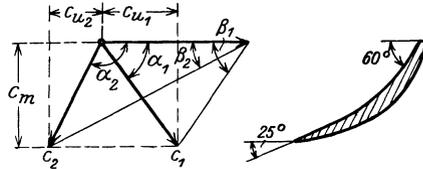


Abb. 197.

Abb. 198.

Alle gewählten Annahmen sind mehr oder weniger willkürlich und
sind auf dem Versuchswege nachzuprüfen, wenn man wirklich Tur-
binen von guter Lebensdauer und hohem Wirkungsgrad erhalten will.

V. Freistrahlturbinen.

23. Allgemeines. — Aufbau und Regelung.

Die Tangential- oder Pelton-Räder, auch Becherturbinen ge-
nannt, sind, wie früher im Abschnitt 6 schon gesagt wurde, diejenigen
Freistrahlturbinen, welche für große Gefällhöhen und geringe Wasser-
mengen am geeignetsten sind. Man findet sie in Anwendung bei

Gefällhöhen von 60–1500 m, und sie erreichen dabei einen Wirkungsgrad bis zu 90 v. H.

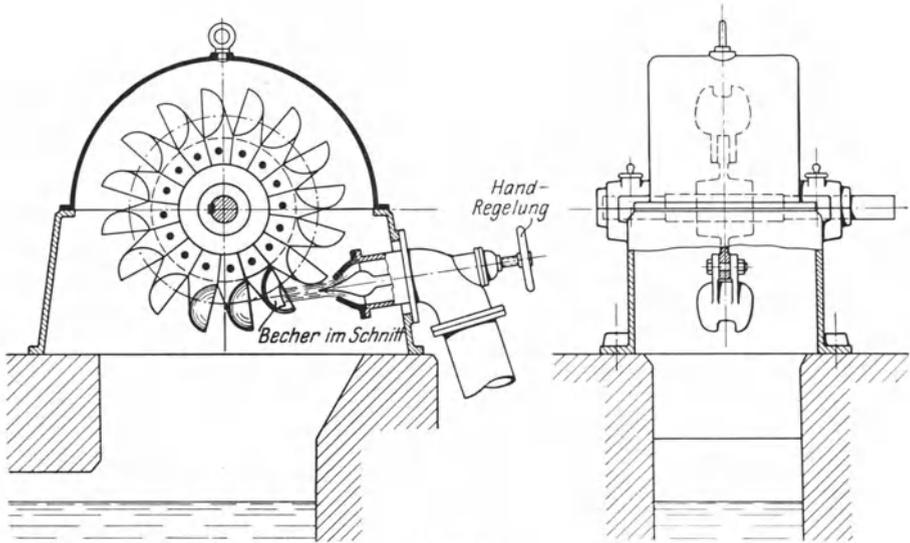


Abb. 199.

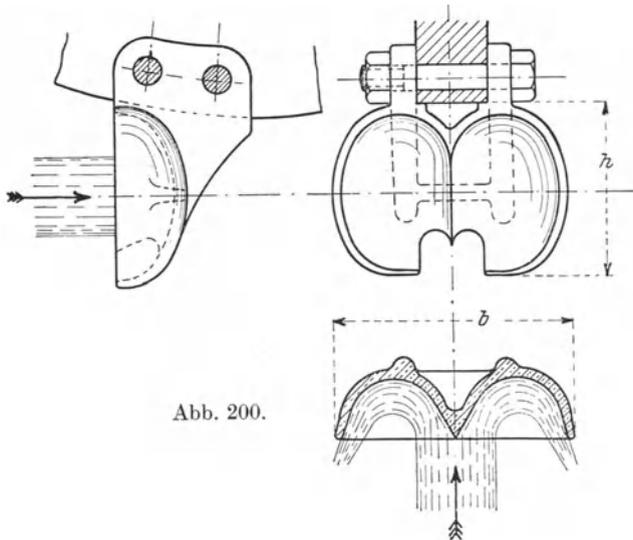


Abb. 200.

Ein kleineres Tangentialrad mit Handregelung ist zunächst in Abb. 199 dargestellt. Der geringen Wassermenge entsprechend ist nur sogenannte partielle Beaufschlagung vorhanden, d. h. der Leitapparat besteht nur aus einer Düse. Auch bei größerer Wassermenge geht man höchstens mit der Düsenzahl bis auf vier hinauf. Durch die

Düse wird ein Strahl von rundem Querschnitt auf die Schaufeln gelenkt, und zwar erfolgt die Beaufschlagung in nahezu tangentialer Richtung, woher auch der Name dieser Turbinenart rührt.

Die wichtigsten Konstruktionselemente der Turbine sind nun die becherartigen Schaufeln, die auch einfach als Becher bezeichnet werden. Sie stellen, wie die Abb. 200, 201 und 206 zeigen, Doppelschaufeln einer Freistrahlturbine dar. Der Strahl wird genau auf die mittlere Schneide gelenkt, wird hierdurch geteilt und fließt in zwei dünnen Querschnitten durch die beiden Schaufelmulden, wodurch eine Strahl-ableitung um fast volle 180° eintritt. Der an den Bechern sichtbare Ausschnitt wird gewählt, damit der volle Strahl richtig zur Beaufschlagung kommt und die Düse recht nahe an die Becher herangerückt werden kann. Die Becher sind bei kleinen Rädern aus einem Stück mit dem Rade, meist aber sind sie an einen Radkörper besonders angeschraubt. Wie Abb. 199 erkennen läßt, ist der ganze Aufbau eines Tangentialrades in einem



Abb. 201.

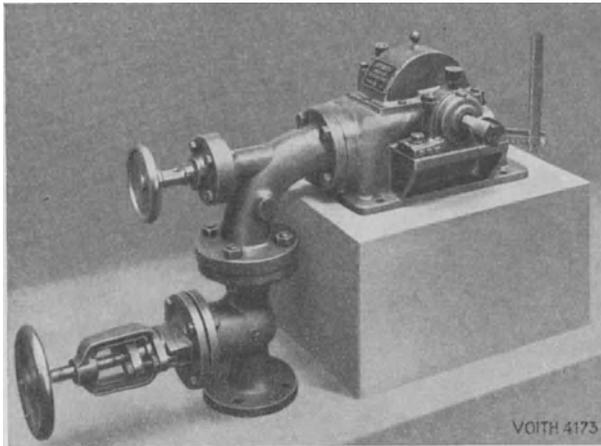


Abb. 202. Serien-Freistrah-Turbine von Voith.

zweiteiligen Gehäuse mit Lagern und Düse einfach und übersichtlich. Das zur Beaufschlagung gelangte Wasser fällt um eine gewisse Höhe frei herab und gelangt dann im Unterwasserkanal zum Abfluß.

Ein Tangentialrad mit angeschraubten Bechern, eine Ausführung von der Firma Breuer, Höchst a. M., ist in Abb. 201 wiedergegeben,

während Abb. 202 den gesamten Aufbau mit Lagerung und Düse für Handregelung zeigt bei einer Kleinturbine von J. M. Voith, Heidenheim.

Die Veränderung der zugeführten Wassermenge erfolgt heute fast ausnahmslos durch eine Nadel von besonderer Form (Abschnitt 24), wodurch der Düsenquerschnitt verändert werden kann. Bei Handregelung sowie bei automatischer Regelung und kürzeren Rohrleitungen genügt die Anwendung dieser Nadel allein, solange nämlich keine starken Drucksteigerungen im Rohr durch Massenwirkungen auftreten.

Wie den in längeren Rohrleitungen möglichen Druckschwankungen bei kurzer Schlußzeit des Reglers Rechnung getragen wird, soll an Hand der folgenden Ausführungsbeispiele gezeigt werden. Zum automatischen Antrieb der Regelung bedient man sich wieder der bei Francis-Turbinen beschriebenen indirekt wirkenden Regulatoren mit „Servomotor“. (Vgl. Abschnitt 16 C.)

Die Abb. 203 u. 204 zeigen eine Doppel-Tangentialradanlage, ausgeführt von der Firma J. M. Voith, Heidenheim, welche bei $H = 276$ m $N = 13\,350$ PS leistet. Die Becher haben die früher betrachtete elliptische Form; sie sind aus Stahlguß und wiegen je 97 kg. Die Befestigung am Radkörper erfolgt durch doppelte Lappen und je zwei kräftige eingepreßte Schraubenbolzen. Jedes Rad wird von zwei etwa unter einem rechten Winkel zueinander stehenden Düsen beaufschlagt, welche die bekannte Nadelregelung zeigen. Damit nun bei plötzlichem Vorschub der Nadeln keine Druckerhöhung in der Rohrleitung eintritt, ist an dem Ende der Rohrleitung ein Freilaufventil angebaut, welches vom Regelmechanismus derart zwangsweise gesteuert wird, daß die Öffnung des Freilaufes der Schließbewegung der Nadeln entspricht. Damit aber bei zugeschobenen Nadeln nicht dauernd Wasser unbenutzt verlorengeht, schließt sich das Freilaufventil nach einer gewissen Zeit wieder vermöge einer nachgiebigen Rückführung. Am linken Ende der Rohrleitung ist bei Abb. 203 das Freilaufventil zu sehen, während rechts vor dem Abzweig in die Turbinen der Absperrschieber zu erkennen ist.

Die Abb. 205 u. 206 zeigen eine kleinere Freistrahlturbine, welche von einer Düse beaufschlagt wird und ebenfalls mit Nadelregulierung ausgerüstet ist. Neben der Nadelverstellung, welche von Hand erfolgt, ist aber noch eine besondere Regulierung durch Strahlablenker vorhanden, der in den Strahl einschneidet und dann einen Teil des Wassers abtrennt, das seitlich ins Freie tritt. Der Strahlablenker wird durch einen selbsttätigen Regler bedient und verhindert Drucksteigerungen in der Rohrleitung, da die Wassermenge hierbei nicht verändert wird. Nur bei dauerndem Eingriff des Ablenkens wird die Nadel von Hand nachgeschoben, damit kein Wasser unnötig vergeudet wird.

Bei größeren Anlagen werden Ablenker sowohl wie Nadel automatisch verstellt, wozu dann entweder Doppelregler dienen oder aber eine Antriebsweise durch einen Regler gewählt wird, wie sie aus der schematischen Abb. 207 hervorgeht. Bei einer plötzlichen Entlastung wird der Regelkolben k (durch das Steuerventil st gesteuert) nach

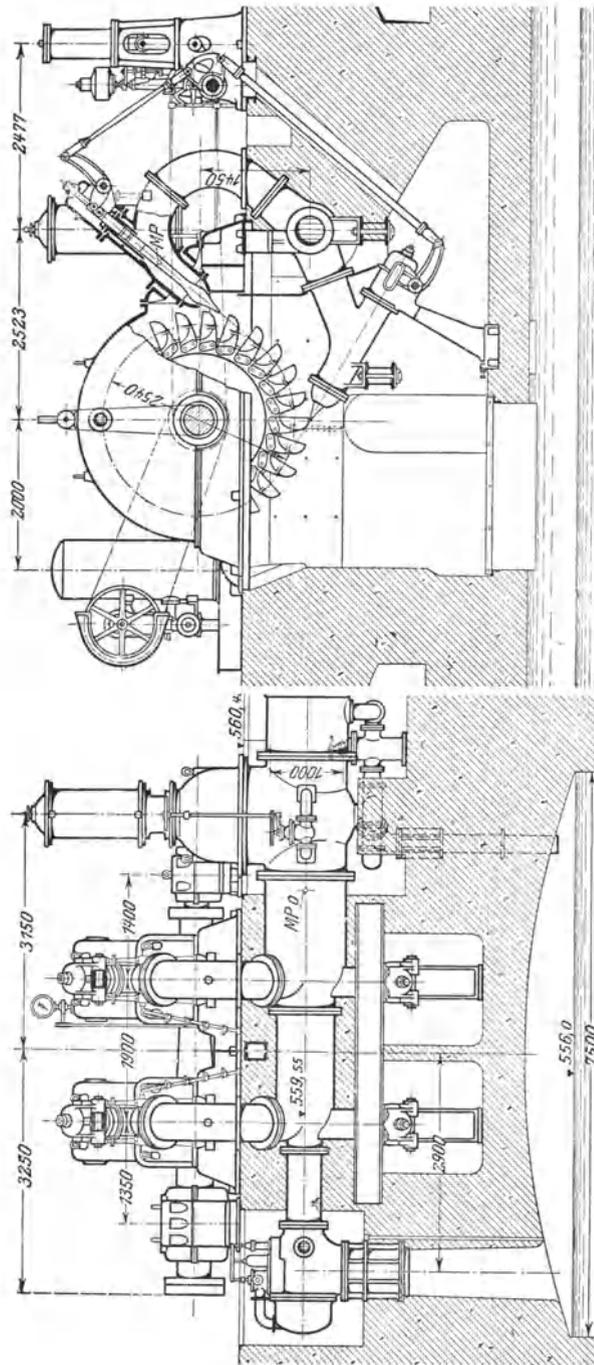


Abb. 203 u. 204. Tangentialradanlage für $N = 13360$ PS. ($H = 276$ m, $n = 250$ /min.)

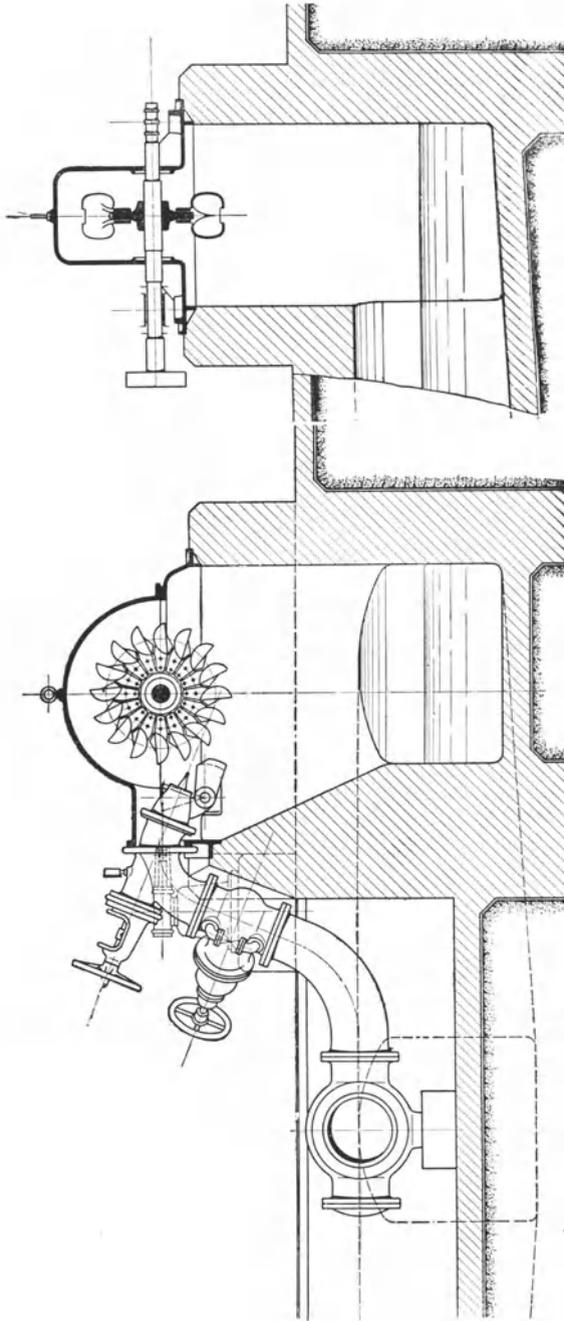


Abb. 205 u. 206. Tangentialrad mit Nadel und Strahlabweiser.

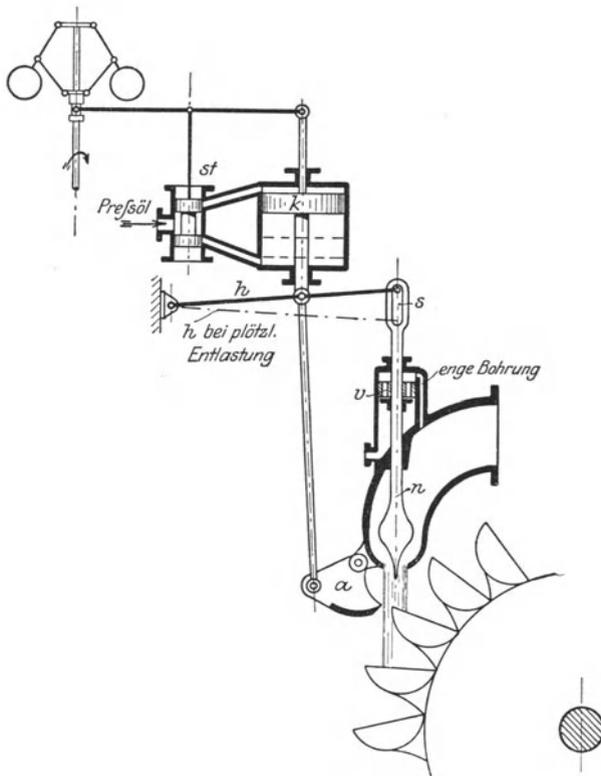


Abb. 207. Vereinigte Regelung durch Strahlabweiser und Nadel.

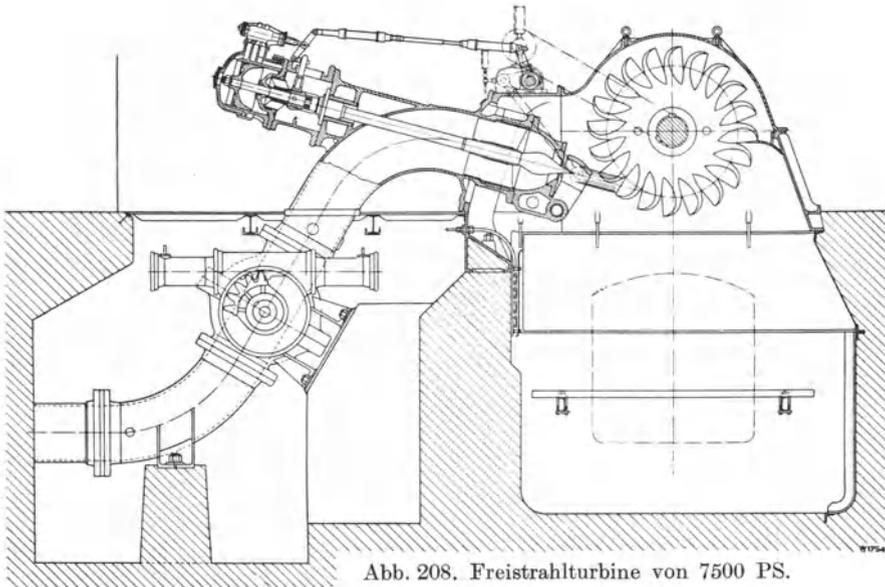


Abb. 208. Freistrahlturbine von 7500 PS.

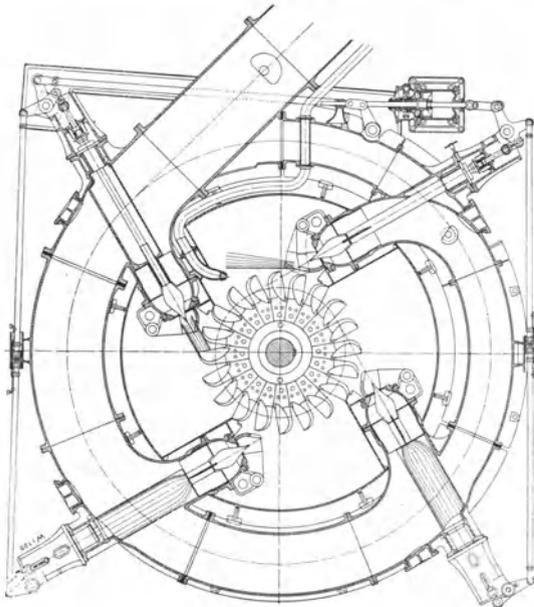
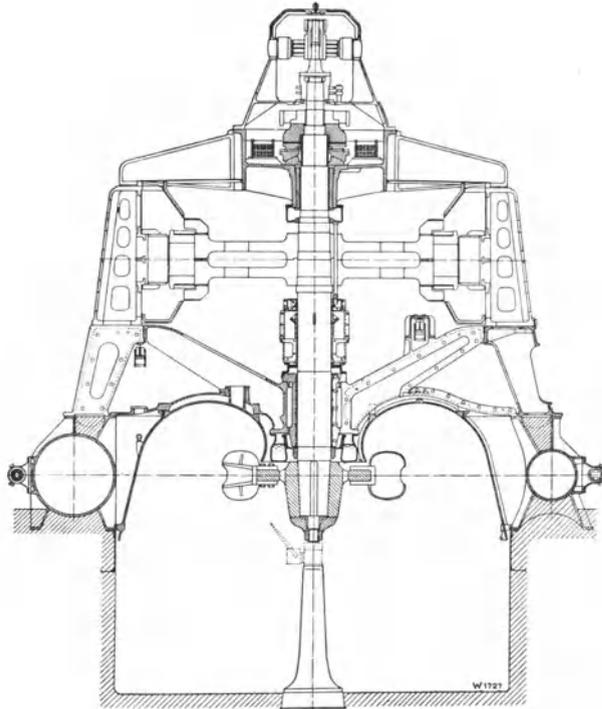


Abb. 209 u. 210. Stehende Freistrahltriebwerke von 18600 PS.

unten bewegt, der Hebel h dreht sich um den festen Drehpunkt und der Ablenker a schneidet in den Strahl ein. Die Nadel schließt sich nur langsam, da sie infolge des Schlitzes s nicht unmittelbar vom Hebel h , sondern von dem Ventilkolben v durch Druckwasser nach unten gedrückt wird, welches durch die enge Bohrung zuströmt. Dabei legt sich der Schlitz wieder gegen den Bolzen des Hebels h und ein weiteres Schließen der Nadel kann nicht eintreten. Bei einer plötzlichen Belastung geht umgekehrt der Kolben k nach oben und bewirkt ein Öffnen der Nadel (was infolge des Ventilkolbens jetzt rasch vor sich gehen kann) und ein gleichzeitiges Zurückziehen des Ablenkers. Bei vollkommenen Ausführungen sind die Bewegungen derart abgestimmt, daß der Ablenker in jedem neuen Beharrungszustand nur gerade den Strahl berührt. Der neue Beharrungszustand wird durch die „Nachführung“ erreicht, wie dies früher im Abschnitt 16 C erläutert war.

Diese Doppelregelung durch Nadel und Strahlablenker wird heute von vielen Fabriken ausgeführt. So zeigt z. B. Abb. 208 eine Freistrahlturbine der Firma Escher-Wyß, Zürich, welche bei $H = 420$ m, von einer einzigen Düse beaufschlagt, $N = 7500$ PS leistet und die beschriebene Doppelregelung hat. Der Strahl hat $160 \text{ } \ominus$, das Rad aus Stahlguß $1300 \text{ } \ominus$. Die Becher bilden mit dem Rade ein Stück. Bei den Abnahmeversuchen hat sich ein Wirkungsgrad von über 87 v. H. ergeben. Da das Rad eine Umlaufzahl von 600/min besitzt, ist hier eine verhältnismäßig hohe spezifische Drehzahl von $n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} \cong 28$ vorhanden.

Neuerdings wird auch bei größeren Freistrahlturbinen die stehende Anordnung ausgeführt, wie z. B. aus Abb. 209 u. 210 zu ersehen ist. Die Anlage, von der gleichen Firma, hat $N = 18600$ PS bei $H = 204$ m und $n = 250$ /min. Wie der Grundriß zeigt, wird das Rad von vier Düsen beaufschlagt, die an einer ringförmigen Zuflußleitung sitzen. Letztere bildet gleichzeitig die Basis für den Fuß des Generators, wodurch ein sehr einfacher Aufbau entsteht mit guter Zugänglichkeit und geringer Bauhöhe. Die vier Nadeln werden von einem, im Grundriß sichtbaren Servomotor betätigt, die Ablenker von einem zweiten Servomotor, der auf einem Podium neben dem Generator steht.

Aus den angeführten Beispielen hat sich gezeigt, daß der Aufbau der Tangentialräder an sich einfach und übersichtlich ist und daß man auf verhältnismäßig beschränktem Raume sehr große Leistungen erzielen kann, was mit keiner anderen Turbinenart möglich ist. Die ausgenutzten Gefällhöhen sind hierbei neuerdings bis auf 1500 m und die Leistungen einer Turbine bis auf 30 000 PS gestiegen.

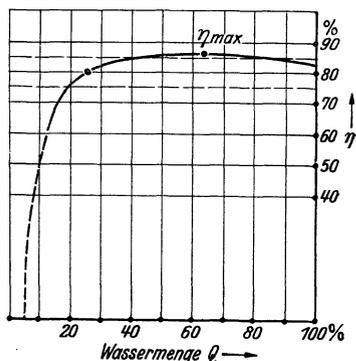


Abb. 211.

Die Wirkungsgradkurve verläuft bei Tangentialrädern sehr günstig, wie aus Abb. 211 zu ersehen ist. Der hohe Wert von η , der mindestens 0,85, bei großen Rädern über 0,90 beträgt, bleibt über ein großes Beaufschlagungsgebiet fast gleichmäßig erhalten. Erst bei etwa 25 v.H. der normalen Wassermenge macht sich ein stärkerer Abfall der η -Kurve bemerkbar.

24. Berechnungen und Konstruktionsannahmen.

Aus den Betrachtungen des Abschnittes 8 ergab sich die für alle Turbinenarten gültige Hauptgleichung:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Wie aber im Abschnitt 5 angeführt wurde, tritt das Wasser bei Strahl-turbinen aus dem Leitrade frei aus, so daß die Gleichung besteht: $\frac{c_1^2}{2g} = H_d$, woraus man bei Berücksichtigung eines Ausflußkoeffizienten φ erhält:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gH_d}.$$

Im Gegensatze zur Überdruckturbine ist also hier die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade oder der Düse eindeutig festgelegt, was natürlich neben der Hauptgleichung zu beachten ist. Bei Annahme einer Ausflußziffer

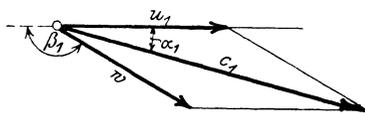
$$\varphi = 0,96 \div 0,98$$

kann also c_1 berechnet werden und hieraus wiederum bei bekannter Wassermenge Q der Düsenquerschnitt. Kommt man dabei nicht mit einer Düse aus, so kann man auch zwei und im höchsten Falle vier wählen bzw. es können auch mehrere Räder nebeneinander Aufstellung finden. Als größter Strahldurchmesser ist bisher 200 mm genommen worden, was aber sehr große Schaufeln erfordert.

Vergleicht man nun die beiden grundlegenden Gleichungen

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H \quad \text{und} \quad c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gH_d}$$

miteinander, so läßt sich mit genügender Genauigkeit auch die letztere Gleichung schreiben $c_1^2 = \eta_h \cdot 2g \cdot H$, da in η_h bekanntlich alle Verluste, hier also auch die Verluste für das Freihängen der Turbine, enthalten sind. Man erhält dann eine Beziehung:



$$2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2$$

oder auch

$$u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1}{2}.$$

Im allgemeinen würde man also für das Parallelogramm einen Rhombus erhalten (Abb. 212). Beim Tangentialrade wird, da der Winkel $\alpha_1 \cong 0$

ist, wie Abb. 213 zeigt, d. h. c_1 und u_1 in die gleiche Richtung fallen:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}}{2} \text{ .}^1)$$

Beim Eintritt des Strahles in die Laufradschaufel ergibt sich ferner:

$$w = c_1 - u_1,$$

so daß also auch die relative Geschwindigkeit in der Schaufel $w = \frac{c_1}{2}$

wird. Da keine Beschleunigungskraft da ist, kann w als konstant angesehen werden. Ebenso hat u für den Schaufelschnitt Abb. 213 annähernd denselben Wert beim Eintritt wie beim Austritt, so daß eine Unterscheidung zwischen u_1 und u_2 nicht nötig ist.

Beim Austritt tritt wie früher ein Geschwindigkeitsparallelogramm auf. Bekannt sind u sowie $w \cong u$, und man erhält die Austrittsgeschwindigkeit c_2 durch Wahl des Winkels β_2 . Letzterer wird aber nur sehr klein gewählt, etwa $\beta_2 = 4^\circ \div 8^\circ$, weil mit Rücksicht auf die geringe Wassermenge c_2 ebenfalls gering gehalten werden kann und mit c_2 auch nur der „Austrittsverlust“ steigen würde.

Die **Schaufelform** ergibt sich schließlich aus konstruktiven Gründen, unter Berücksichtigung der aus Abb. 213 ersichtlichen Winkel und von Erfahrungswerten. Die Mulde hat bei den neueren Schaufeln oder Bechern die Form eines Ellipsoides, wie sie früher in Abb. 200 angedeutet war. Eine eigentliche Schaufelkonstruktion wie bei Francis-Turbinen gibt es hierbei nicht, da es lediglich darauf ankommt, eine mögliche Stetigkeit in die Krümmung der Schaufelfläche zu bekommen. Um die genaue Herstellung in der Werkstatt zu gewährleisten, werden aber auch hier „Schaufelklötze“ aus einzelnen Brettstärken entworfen. Die mittlere Schneide läuft entweder parallel zur Becheroberfläche (Abb. 200) oder sie wird auch etwas zurückverlegt, wie die spätere Abb. 217 zeigt.

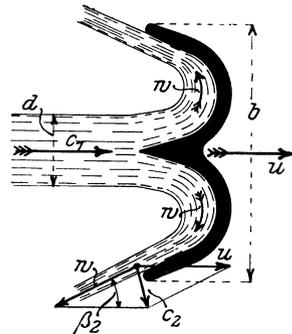


Abb. 213.

Die mittlere Schneide läuft entweder parallel zur Becheroberfläche (Abb. 200) oder sie wird auch etwas zurückverlegt, wie die spätere Abb. 217 zeigt.

Die Schaufelabmessungen wählt man zweckmäßig als Vielfaches des Strahldurchmessers d . Die eingehenden Versuche von Reichel und Wagenbach²⁾ haben ergeben, daß es sich nicht empfiehlt, zu kleine Becher zu wählen und daß als günstigste Werte zur Zeit anzusehen sind:

$$\text{Becherbreite } b \cong 3,75 \cdot d (\cong 2 \cdot \sqrt{Q_I})$$

$$\text{Becherhöhe } h \cong 3,50 \cdot d (\cong 1,9 \cdot \sqrt{Q_I})$$

$$\text{Bechertiefe } t \cong 1,50 \cdot d (\cong 0,8 \cdot \sqrt{Q_I}).$$

¹⁾ Praktisch erhält man hieraus unter Einsetzen von $H_d \cong H$ und $\varphi = 0,95$ etwa $u_1 = 2,1 \cdot \sqrt{H}$ als feststehenden Wert!

²⁾ Vgl. Z. d. VDI. 1913, S. 441f. sowie 1918, S. 822f.

Q_I bedeutet hier die Wassermenge, bezogen auf $H = 1$ m (vgl. Abschnitt 10), und zwar ist es also diejenige Wassermenge, bei welcher sich der günstigste Wirkungsgrad herausstellt. Als zulässige Maximalwassermenge würde man nach den angeführten Versuchen etwa $Q_{\max} = 2 \cdot Q_I$ zulassen können, also auch einen entsprechend größeren Strahldurchmesser d , wobei dann aber der Wirkungsgrad um einige Prozen-

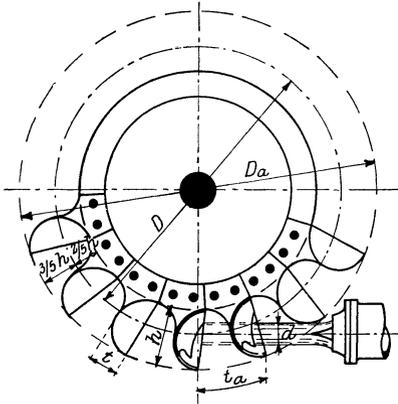


Abb. 214.

te sinkt. Über den Anbau der Becher oder Schaufeln an das Rad und die Stellung der Düse zu den Bechern gilt folgendes: Die Becher werden, wie Abb. 214 zeigt, und auch die früheren Abbildungen bereits erkennen ließen, nicht radial gestellt, sondern so, daß der Strahl, welcher auf eine Becherschneide voll auftreffen würde, etwa senkrecht zur Schneide steht. Dieser Becher sitzt etwa um eine Teilung gegen die Düse hin verschoben. Die Düse selbst ist so dicht, als es

die Konstruktion gestattet, gegen die Schaufeln zu rücken. Der Strahl soll ferner die Schaufel so tief als möglich nach dem Radkranz zu beaufschlagen, damit die Austrittsverluste möglichst klein werden. Der die Strahlmitte tangierende Kreis, d. h. also der rechnermäßige Raddurchmesser D , wird daher am besten in etwa zwei Fünftel der Becherhöhe h von innen aus gemessen, wie Abb. 214 darstellt. Die äußere Becherteilung t_a ergibt sich schließlich wie folgt: Es hat sich gezeigt, daß eine große Schaufelzahl, also kleines t_a , recht günstig ist, jedoch liegt eine Grenze in der Befestigungsmöglichkeit der Schaufeln am Rade. Andererseits darf aber die Schaufelteilung nicht so groß sein, daß ein Teil des Wassers unausgenutzt zwischen den Schaufeln hindurch-

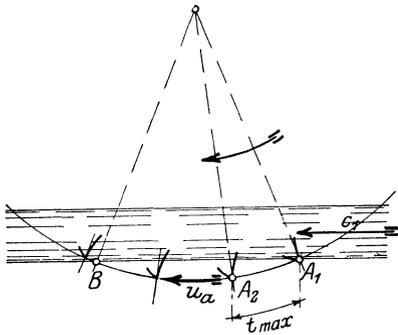


Abb. 215.

spritzt. Dies ist zu untersuchen, wie es an Hand der Abb. 215 erläutert werden soll. Damit der äußerste Wasserfaden, welcher von der Becherschneide A_1 nicht mehr aufgefangen wurde, noch von der vorhergehenden Schneide A_2 gefangen wird, muß dieser Faden spätestens in B mit A_2 zusammentreffen. Der Wasserfaden bewegt sich mit c_1 und hat die Strecke $A_1 B$ zurückzulegen. Die Becherschneide A_2 bewegt sich mit ihrer Umfangsgeschwindigkeit u_a und hat den Bogen

$A_2 B$ zurückzulegen. Als Zeit des Zusammentreffens im Punkte B erhält man also:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} = \frac{\widehat{A_2 B}}{u_a},$$

und bei der Konstruktion ist darauf zu achten, d. h. es ist t_a derart zu wählen, daß möglichst

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} < \frac{\widehat{A_2 B}}{u_a}$$

wird, was nachgeprüft werden muß!

Die Becher sind bei kleineren Abmessungen aus Bronze oder Gußeisen, bei größeren aus Stahlguß. Wenn möglich, sind die Innenflächen sauber zu schleifen und zu polieren. Die Befestigung hat mit Rücksicht auf die großen Umfangsgeschwindigkeiten und Kräfte (vgl. Abschnitt 25) sehr sorgfältig zu geschehen.

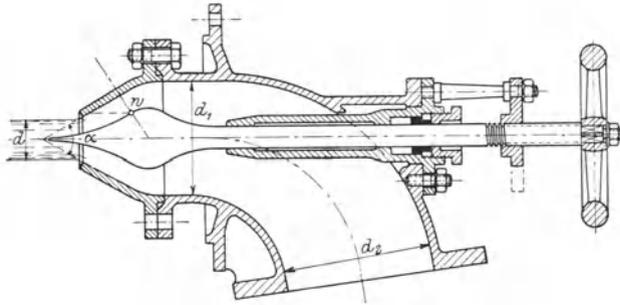


Abb. 216.

Die Düse und die Reguliernadel sind nach folgenden Gesichtspunkten zu entwerfen: Die Form der Nadel muß derart sein, daß eine gleichmäßige Beschleunigung des Wassers in Strahlrichtung eintritt. Es darf also, wie Abb. 216 zeigt, der Wendepunkt w des Nadelprofils nicht innerhalb d liegen, weil sonst bei vorgeschobener Nadel eine nachträgliche Querschnittserweiterung eintreten würde, wodurch der Strahl zersplittert wird und starke Anfressungen hervorruft. Innerhalb der Düse wird zweckmäßig eine starke Beschleunigung gewählt, daher der lichte Durchmesser im Mündungsrohr $d_1 = 2,5 \div 3 \cdot d$ und $\sphericalangle a = 60^\circ \div 80^\circ$ gemacht. Zu beachten ist, daß die gänzlich zurückgezogene Nadel noch ein wenig aus der Düse sieht, also den Ausflußquerschnitt noch etwas verkleinert. Die Düsen selbst sind auswechselbar und bestehen aus Bronze, bei größeren Abmessungen auch aus Stahlguß. Eine sehr sorgfältige Bearbeitung ist zur Vermeidung der Strahlzersplitterung notwendig und gibt dann einen guten Wirkungsgrad. Der Rohrkrümmer, welcher sich auf d_2 , d. h. den Durchmesser des Zuleitungsrohres erweitert, zeigt bei Abb. 216 die konstruktive Ausbildung, falls die Nadel durch Handrad und Spindel bedient wird.

25. Berechnungsbeispiel.

Zur Ausnutzung stehen $Q = 0,15 \text{ m}^3 = 150 \text{ l pro Sekunde}$ bei einem Gefälle $H = 120 \text{ m}$ zur Verfügung. Der geringen Wassermenge entsprechend erscheint hier ein Tangentialrad am Platze, welches wie folgt zu berechnen ist:

a) Leistung der Turbine: Unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 0,75 würde man $N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 180 \text{ PS}$ erhalten. Rechnet man jedoch mit einem Wirkungsgrad von 85 v.H., was bei mittleren Verhältnissen hier zutreffen würde, so ergibt sich:

$$N_e = 180 \frac{0,85}{0,75} \cong 200 \text{ PS.}$$

b) Düse: Die absolute Ausflußgeschwindigkeit aus der Düse ergibt sich gemäß Abschnitt 24 zu:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d.}$$

Wählt man nun $\varphi = 0,97$ und setzt man, da das Freihängen des Laufrades im Vergleich zur ganzen Gefällhöhe von 120 m wenig ausmachen wird, $H_d \cong 120 \text{ m}$, so ergibt sich:

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2g \cdot 120} = 47 \text{ m/sek.}$$

Der Strahlquerschnitt müßte also sein:

$$f = \frac{0,150}{47} = 0,0032 \text{ m}^2 = 32 \text{ cm}^2.$$

Nimmt man, wie heute allgemein üblich, runden Strahlquerschnitt an, so ergibt sich aus $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 32 \text{ cm}^2$ der Strahl zu:

$$d = 64 \text{ mm } \Phi.$$

c) Laufraddurchmesser D und Umlaufzahl: Der Laufraddurchmesser kann natürlich in den Grenzen einer konstruktiv möglichen Ausführung beliebig angenommen werden, wenn er nicht durch eine gewünschte Umdrehungszahl von vornherein festgelegt ist. Es sei hier willkürlich gewählt:

$D = 800 \Phi$, wobei nach Abb. 214 der Durchmesser für den die Strahlmitte tangierenden Kreis gilt.

Nach Abschnitt 24 ist nun $u = \frac{c_1}{2} = 23,5 \text{ m/sek}$, also wird hier:

$$n = \frac{60 \cdot 23,5}{0,8 \cdot \pi} = 500 \text{ pro Minute.}$$

d) Abmessungen und Zahl der Becher: Nach Abschnitt 24 kann gesetzt werden:

$$b = 3,75 \cdot d = 3,75 \cdot 64 \cong 240 \text{ mm.}$$

$$h = 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 64 \cong 220 \text{ mm.}$$

$$t = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 64 \cong 96 \text{ mm.}$$

Gemäß Abb. 214 sollen nun die Becher so angebracht werden, daß D in etwa drei Fünftel der Schaufelhöhe von außen gemessen verläuft. Somit wird der Außendurchmesser des Rades einschließlich der Becher:

$$D_a = D + 2 \cdot \frac{3}{5} \cdot h = 800 + 264 = 1064 \text{ mm.}$$

Wählt man nun zunächst eine äußere Becherteilung von etwa $t_a \cong h$, was für die üblichen Ausführungen zutrifft, so würde man eine Becherzahl erhalten von:

$$z = \frac{D_a \cdot \pi}{t_a} = \frac{1064 \cdot \pi}{220} = 15,2.$$

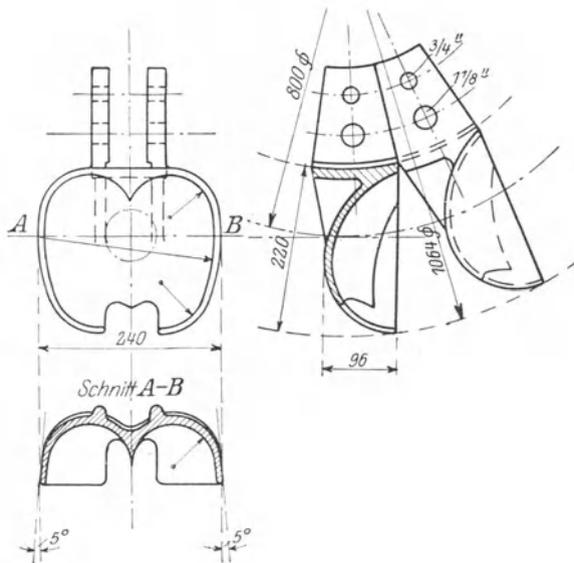


Abb. 217.

Zu wählen wäre wegen der Einteilung des Rades natürlich zweckmäßig:

$$z = 16 \text{ Becher,}$$

wobei aber noch nachzuprüfen ist, ob kein Wasser zwischen den Schaufeln ungenützt verspritzt wird, wie dies an Hand der früheren Abb. 215 erläutert war. (Es ergibt sich, worauf hier nur hingewiesen werden soll, bei genauer Aufzeichnung der Verhältnisse, daß die gewählte Becherzahl ausreichend ist.)

e) Aufzeichnung der Becher: Man trägt die unter d) ermittelten Abmessungen auf, wählt einen Austrittswinkel, welcher $\beta_2 = 5^\circ$ betragen möge, und entwirft die weitere Schaufelform derart, daß möglichst stetige Krümmungsflächen entstehen, wie dies aus Abb. 217 hervorgeht. Die Befestigungsschrauben sind aus den früher angege-

benen Gründen sehr kräftig auszuführen. Nimmt man an, daß das Laufrad einen Augenblick stillsteht und hierbei eine Schaufel durch den vollen Strahl beaufschlagt wird, so erhält man gemäß der im Abschnitt 9A durchgeführten Ableitungen über den „Strahldruck“ eine Umfangskraft:

$$\begin{aligned} X &= \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos 5^\circ - c_1 \cdot \cos 180^\circ) \\ &= \frac{1000 \cdot 0,15}{9,81} \cdot 47 \cdot (0,996 + 1) \end{aligned}$$

oder

$$X = 1435 \text{ kg.}$$

Diese gewaltige Kraft ist von einer Schaufel vorübergehend und womöglich stoßweise aufzunehmen. Noch wesentlich größer ist die radial wirkende Fliehkraft, welche ihren größten Wert besitzt, sobald die Turbine „durchgeht“, d. h. ihre Drehzahl auf etwa das 1,8fache steigert. Beträgt das Gewicht des Bechers rund 15 kg, so tritt bei einer Drehzahl-erhöhung auf 900/min eine Fliehkraft auf von:

$$C = 6800 \text{ kg,}$$

welche die zwei Schrauben des Bechers auf Abscherung beansprucht.