

Wasserkraftmaschinen

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

von

Dipl.-Ing. L. Quantz

Stettin

Sechste, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 207 Abbildungen im Text



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1926

Wasserkraftmaschinen

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

von

Dipl.-Ing. L. Quantz
Stettin

Sechste, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 207 Abbildungen im Text



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1926

ISBN 978-3-662-35784-2 ISBN 978-3-662-36614-1 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-36614-1

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

**Copyright 1922 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1922**

Vorwort.

Der Wasserturbinenbau hat nach dem Weltkriege eine ungeahnte Entwicklung genommen, denn überall ist man dabei, die ungenutzten Wasserkräfte planmäßig auszubauen und allerorts begegnet man infolgedessen einem großen Interesse für alles was mit der sogenannten „weißen Kohle“ zusammenhängt. Das ist wohl auch mit der Grund, weshalb die letzten Auflagen dieses Buches so rasch vergriffen waren.

Die vorliegende sechste Auflage ist den Fortschritten der letzten Jahre entsprechend umgearbeitet und erweitert worden. Bei Aufstellung großer Turbinen wird die stehende Welle wegen des geringen Platzbedarfes und der Übersichtlichkeit der Anlage bevorzugt. Bei liegender Welle wird besonderer Wert auf gute Zugänglichkeit der wichtigen Teile gelegt. Um große Wassermengen bei kleinen Gefällhöhen verarbeiten und gleichzeitig möglichst hohe Drehzahlen erzielen zu können, greift man in diesen Fällen mehr und mehr zu der Propeller-Turbine. Hand in Hand gehen mit den neuzeitlichen Aufstellungsarten der Einbau der Turbinen, z. B. in Spiralkammern und im Heberschacht. Allen diesen Neuerungen mußte natürlich Rechnung getragen werden. Notwendig erschien es mir auch, etwas ausführlicher auf die Turbinen-Regelung nach Theorie und praktischer Ausführung einzugehen sowie auch auf die Berechnung der „Schnellläufer“, da diese heute die meist angewandten Turbinenarten sind.

Beibehalten wurde von mir 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 sechste Auflage ihren Zweck als „Einführung“ in den neuzeitlichen Turbinenbau erfüllen und eine ebenso günstige Aufnahme finden wie die vorhergehenden Auflagen!

Stettin, März 1926.

L. Quantz.

Inhaltsverzeichnis.

I. Wasserkraftanlagen.		Seite
1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten. — Bewertung einer Wasserkraft		1
2. Wassermessung		6
A. Allgemeines		6
B. Messung durch Überfall		7
C. Messung mittels des Woltmannschen Flügels		8
D. Schirmmessung		10
3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen		11
A. Wehre		11
B. Offene Zuleitungen zu Kraftanlagen — Berechnung des Sohlengefälles		17
C. Rohrleitungen		20
4. Schützen und Rechen		23
A. Schützen		23
B. Rechen		26
II. Allgemeines über Turbinen.		
5. Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen		30
6. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen		33
7. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydrodynamik		36
8. Die Arbeitsleistung des Wassers in Turbinen		41
A. Die Turbinen-Hauptgleichung		41
B. „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“		45
9. Arten der Turbinen		49
A. Überdruckturbinen		49
B. Strahlurbinen		52
III. Francis-Turbinen.		
10. Entwicklung ihrer Konstruktionsformen		55
11. Allgemeine Berechnungsgrundlagen bei Francis-Turbinen		59
A. Am Leitradaustritt bzw. Eintritt ins Laufrad		59
B. Am Austritt aus der Laufradschaufel		62
C. Verhältnisse bei Regelung der Turbine		62
12. Berechnung der Francis-Turbine		65
A. Normalläufer		65
B. Schnelläufer		70
13. Konstruktion der Leitrad-schau-fel		73
14. Konstruktion der Laufrad-schau-fel		76
A. Schichtlinien und Schau-fel-form		77
B. Modellschnitte und Schau-fel-klotz sowie Einbau der Schau-feln		82
C. Besonderheiten in den Schau-fel-konstruk-tionen		83

Inhaltsverzeichnis.

	V Seite
15. Regelung der Francis-Turbinen	86
A. Drehbare Leitschaufeln oder Finksche Regelung	87
B. Der Regler.	89
16. Spurlager oder Spurzapfen	93
A. Einfache Ringspurlager	93
B. Ringzapfen mit Kugelspur	96
C. Entlastete Ringspurlager	96
D. Segment-Drucklager	97
E. Berechnung der Spurzapfen	98
17. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen	100
A. Stehende Welle. — Offene Oberwasserkammer	100
B. Liegende Welle. — Offene Oberwasserkammer	105
C. Rohrleitung. — Gehäuseturbinen	113
IV. Propeller- und Kaplan-Turbinen.	
18. Entwicklung, Wirkungsweise und Ausführung	120
19. Regelung der Propeller-Turbinen	129
V. Tangentialräder.	
20. Allgemeines. — Aufbau und Regelung	131
21. Berechnungen und Konstruktionsannahmen	139
22. Berechnungsbeispiel	142
VI. Verwendungsgebiet der Turbinen. „Spezifische“ Größen.	
23. Verwendungsgebiet der Turbinen	144
24. „Spezifische“ Größen	147
A. Umlaufzahl n_I	147
B. Wassermenge Q_I	147
C. Leistung N_I	148
D. Spezifische „Drehzahl“ n_S	149
E. Benutzung der „spezifischen Drehzahl“ n_S bei der „Projektierung“ von Wasserkraftanlagen	151
F. Kennlinien und Laufradserien	152
VII. Wasserräder.	
25. Beschreibung der Arten. — Grundlegende Rechnungsgrößen	156
A. Oberschlächtige Wasserräder	156
B. Mittelschlächtige Wasserräder	159
C. Unterschlächtige Wasserräder	161
26. Berechnung und Konstruktion der „Überfall- oder Kropf- räder“	162

Literaturverzeichnis.

Wasserkraftanlagen.

- Ludin*, Die Wasserkräfte, ihr Ausbau usw., Verlag Julius Springer, Berlin 1923.
Mattern, Die Ausnutzung der Wasserkräfte, Verlag Engelmann, Berlin 1921.
Schlotthauer, Über Wasserkraftanlagen, Verlag Oldenbourg, München 1923.

Turbinentheorie.

- Bánki*, Energie-Umwandlungen in Flüssigkeiten, Bd. I: Einleitung in die Konstruktionslehre der Wasserkraftmaschinen usw., Verlag Julius Springer, 1921.
Brauer, Turbinentheorie, Verlag Hirzel, Leipzig.
Escher-Dubs, Theorie der Wasserturbinen, Verlag Julius Springer, Berlin 1924.

Turbinenbau, allgemein.

- Camerer*, Berechnungen bei Francisturbinen, Forschungsheft Nr. 139.
Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, Verlag Engelmann, Berlin 1924.
* *Gelpke*, Turbinen und Turbinenanlagen, Verlag Julius Springer, Berlin 1906.
Honold-Albrecht, Francisturbinen, Verlag R. Schulze, Mittweida 1910.
* *Pfarr*, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, Verlag Julius Springer, Berlin 1911.
Thomann, Wasserturbinen, Verlag Wittwer, Stuttgart 1924.
* *Wagenbach*, Neuere Turbinenanlagen, Verlag Julius Springer, Berlin 1905.

Turbinen-Regulatoren.

- * *Bauersfeld*, Autom. Regulierung von Turbinen, Verlag Julius Springer, Berlin 1905.
Budau, Regulierung hydraulischer Motoren, Verlag Fromme, Wien und Leipzig.

Zeitschriften.

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

* Vergriffen!

I. Wasserkraftanlagen.

1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten. Bewertung einer Wasserkraft.

„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 Rossnow 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 der Überlandzentrale Pommern acht Wasserkraftwerke mit zusammen 29 000 PS. zur Verfügung und weitere Werke befinden sich im Ausbau. Beachtenswert ist ferner ein größeres Überlandkraftwerk in Straschin-Prangschin an der Radaune bei Danzig, welches mit 1400 PS. Leistung den Kreis Danziger Höhe mit elektrischem Strom versorgt. Schließlich ein großes Wasserkraftelektrizitätswerk von ungefähr 9500 PS. in Hemelingen bei Bremen, welches in einer zur Weserkorrektur notwendig werden den Wehr- und Schleusenanlage errichtet wurde und dadurch Energien ausnützt, welche sonst verloren gegangen wären.

Gebirgige Gegenden sind natürlich reicher an ausnutzbaren Wasserkraften, so z. B. Mittel- und Süddeutschland, die Schweiz, Österreich, vor allem aber Schweden und Norwegen sowie die Vereinigten Staaten von Nordamerika. In der Schweiz stehen noch ungezählte Kraftquellen zur Verfügung, und dies kommt dem Lande um so mehr zugute, als es keine Kohlenschätze aufzuweisen hat. Im Jahre 1924 erzeugten die Schweizer Werke etwa 3 Millionen kWh. — Südbayern verfügt noch, besonders im Isar- und Lechgebiet, über ungefähr 1 900 000 PS. Rohwasserkräfte, wovon es zur Zeit einen großen Teil in dem Walchenseewerk, den Isar- und Innwerken usw. ausbaut. Die gesamten Wasserkraften in Deutschland werden nach neuesten Schätzungen¹⁾ auf rund 6 Millionen PS. angegeben, wovon etwa der dritte Teil zur Zeit ausgenützt sein wird. Bei 6000 Betriebsstunden im Jahre und einem Kohlenverbrauch von 0,6 kg pro PS. Stunde könnten

¹⁾ Nach Schmick, Z. d. V. d. I. 1920 S. 867.

durch Ausnutzung der gesamten deutschen Wasserkräfte also mindestens $6\,000\,000 \cdot 6000 \cdot 0,6 = 22\,000\,000$ t Kohle jährlich erspart werden. Die noch freien Kräfte in Schweden und Norwegen werden auf 14 000 000 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

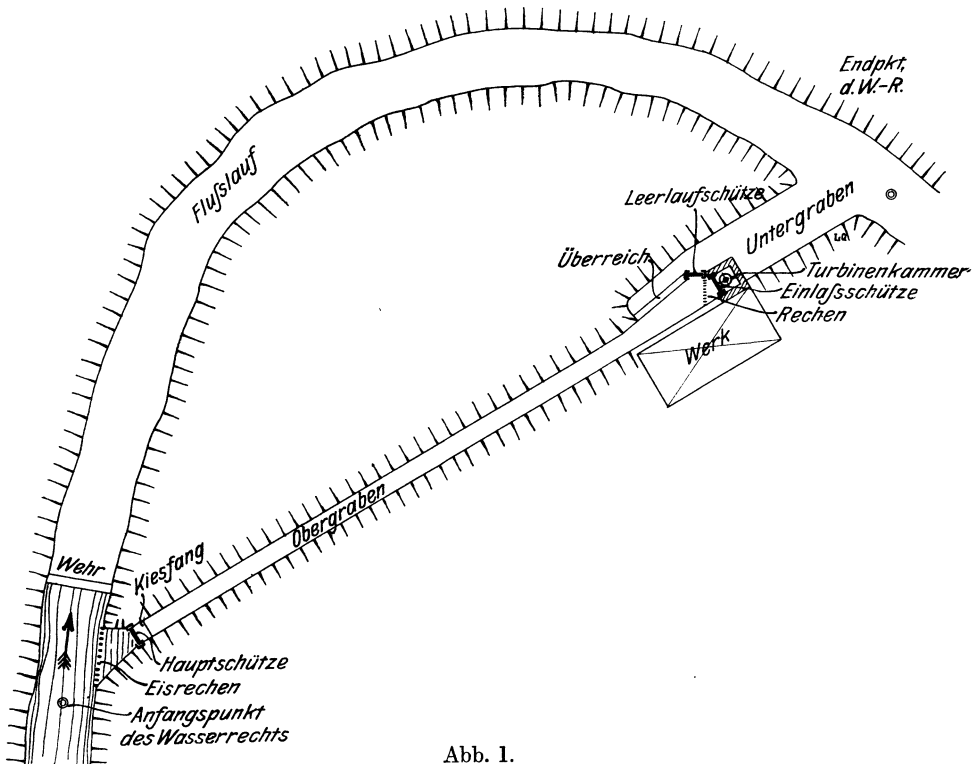


Abb. 1.

wohl die obere Grenze für lohnenden Ausbau auf durchschnittlich 1000 Mk.¹⁾ pro Pferdestärke festzulegen. 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. Während 1700 Mk. pro Pferdestärke (Werk bei Lyon) vor 1914

¹⁾ Den Angaben liegen die Friedenswerte vor 1914, also Goldmark, zugrunde.

als oberste Grenze zu gelten hatte, so wäre für Deutschland 180 Mk. pro Pferdestärke, für die Schweiz dagegen 70 Mk. (Vallorbes, Neuchatel), für Kalifornien 50 Mk. pro Pferdestärke als unterste Grenze zu setzen. In letzterem Falle können also auch außerordentlich geringe Stromkosten erzielt werden.

Um nun eine „Wasserkraft“ ausnutzen zu können, muß das betreffende Gewässer in der Regel durch ein Wehr aufgestaut werden. Der Obergraben, unter Umständen auch ein Rohr, führt dann das Wasser der Wasserkraftmaschine zu; der Untergraben leitet dasselbe weiter unterhalb wieder in das Flußbett zurück. Eine derartige Gesamtanlage in ideeller Gestaltung zeigt Abb. 1, über deren Einzelheiten folgende allgemeine Gesichtspunkte zunächst aufgestellt werden können:

Das Wehr wird zweckmäßig senkrecht zum Flußlauf eingebaut und der Obergraben nicht unmittelbar davor, sondern ungefähr 20 m oberhalb abzweigt, 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 einen sogenannten Grob- oder Eisrechen sowie eine Haupt-Einlaßschütze, welche bis über Hochwasser reichen muß, abzuschließen (s. unter 4). Im Obergraben befindet sich unmittelbar hinter dem Einlaß ein sogenannter Kiesfang, in welchem sich Sand und Schlamm absetzen, die durch eine seitliche, von der sogenannten Kiesschütze verschlossene Öffnung ausgespült werden können.

Das Maschinenhaus liegt in der Regel 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 rechnermäßige Sohlengefälle, während der Untergraben auch mit wagerechter Sohle, die in den tiefsten Punkt des Flußbettes einmündet, ausgeführt wird, wie dies in Abb. 2 angedeutet ist. Die Dammkronen des Obergrabens wird, falls zugänglich, wagerecht 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.

Sind die Geländeverhältnisse besonders günstig, so können die Zu- und Abführungskanäle ganz wegfallen und man baut das Kraftwerk unmittelbar mit dem Wehr zusammen in den Fluß wie z. B. aus der späteren Abb. 15 zu ersehen ist.

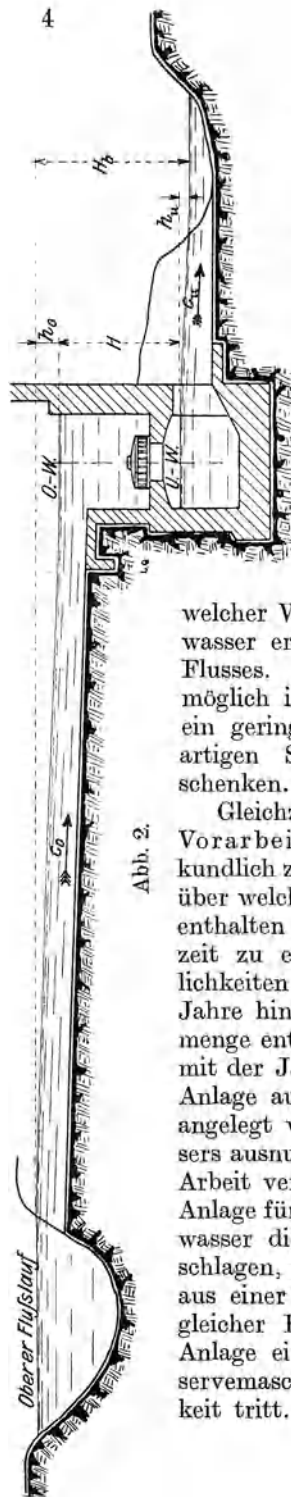


Abb. 2.

Bevor jedoch zum Ausbau einer derartigen Anlage geschritten wird, sind folgende **Vorarbeiten** in sorgfältigster Weise auszuführen:

Zunächst ist das natürliche oder **Bruttogefälle** des Flusses zwischen Anfangs- und Endpunkte des für die Ausnutzung des Flusses zu erwerbenden Wasserrechts festzustellen. Man hat sich darüber klar zu sein, bis um welchen Betrag der Wasserspiegel über seine normale Höhe am Anfangspunkt des Wasserrechts aufgestaut werden darf, ohne daß schädigende Wirkungen auf Anlieger, benachbarte Wasserkraftanlagen usw. auftreten. Das **Bruttogefälle** H_b (vgl. Abb. 2) ist mittels der Nivellierinstrumente zu messen, und zwar als Höhenunterschied zwischen dem aufgestauten Wasserspiegel und dem Wasserspiegel des unteren Flußlaufes am Endpunkte des Wasserrechts. Natürlich muß genau festgestellt werden, in

welcher Weise dies so ermittelte Gefälle schwankt. Hochwasser erzeugt z. B. meist Rückstau im Unterlauf des Flusses. Da aber im Oberlauf keine weitere Stauung möglich ist, so wird in der Regel gerade bei Hochwasser ein geringeres Bruttogefälle vorhanden sein. Allen derartigen Schwankungen ist aber große Beachtung zu schenken.

Gleichzeitig mit dieser Höhenmessung ist eine weitere Vorarbeit nötig: die Bestimmung der durch den Fluß sekundlich zugeführten Wassermenge. Auch diese Messung, über welche ihrer Wichtigkeit halber Ausführliches unter 2 enthalten ist, hat in sorgfältigster Weise zu jeder Jahreszeit zu erfolgen, und zwar um allen auftretenden Möglichkeiten Rechnung tragen zu können, womöglich einige Jahre hindurch vorher. Den Schwankungen der Wassermenge 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 verloren geht, 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.

Die **Aufgabe**, welche nun eine gute Wasserkraftanlage zu erfüllen hat, ist: bestmögliche Ausnützung des natürlichen Gefälles sowie der verfügbaren Wassermenge!

Die Graben- oder Kanalanlage muß daher 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. 2 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

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

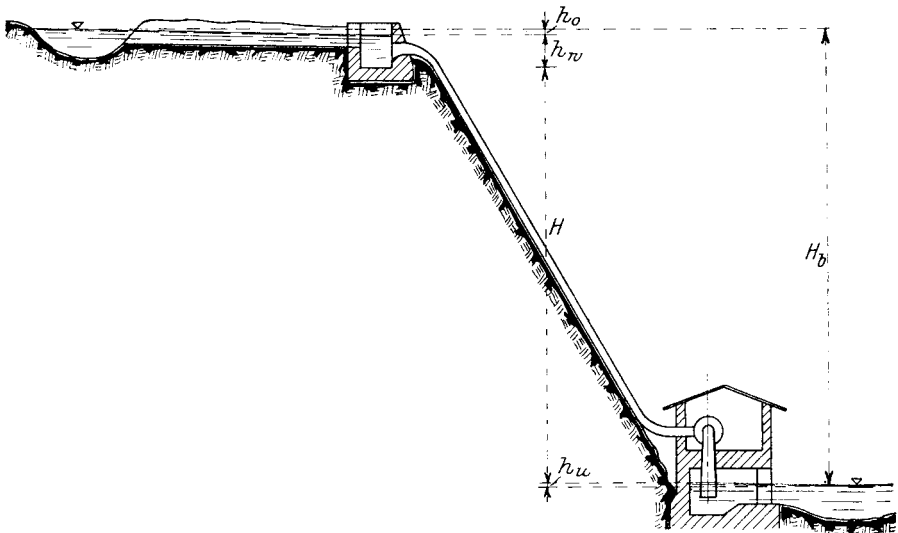


Abb. 3.

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

Handelt es sich um größeres Gefälle, wobei es nicht möglich ist, den Oberwasserkanal bis zur Turbinenkammer heranzuführen, sondern wobei das Wasser in einem sogenannten Wasserschloß abgefangen und durch eine Rohrleitung nach Abb. 3 der Turbine zugeleitet wird, so ist 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. 23). 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 übersichtlich 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 vH, so daß dann die Leistung entsprechend höher wird.

2. Wassermessung.

A. Allgemeines.

Die Messung der in einer Sekunde von einem Bache oder Flusse zugeführten Wassermenge muß so genau wie möglich erfolgen. Um ein richtiges Bild über die Ausbaufähigkeit der Wasserkraft zu erhalten, müssen diese Messungen, wie schon früher erwähnt, auch zu verschiedenen Jahreszeiten vorgenommen werden. Vielfach liegen behördliche Aufzeichnungen über die Schwankungen des Wasserstandes und über die periodischen Niederschlagsmengen des in Betracht kommenden Niederschlags- (Einzugs-) Gebietes vor, wodurch die auszuführenden Wassermessungen eine wesentliche Unterstützung erfahren.

Die Wassermessungen können nun in folgender Weise ausgeführt 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_o an der Oberfläche. Die mittlere, zur Berechnung der Wassermenge erforderliche Geschwindigkeit v beträgt aber nur durchschnittlich 0,85 bis 0,65 der beobachteten, und zwar hängt dies ganz und gar von der Beschaffenheit des Bodens (ob rauh oder glatt) und der Profilform ab. Ist dann der mittlere Querschnitt des Baches an der Versuchsstrecke f qm, so würde die sekundliche Wassermenge betragen:

$$Q = f \cdot v \text{ cm}^3.$$

Wie gesagt liefert diese Messung aber nur sehr unsichere Werte.

Ist an dem zu untersuchenden Flußlauf bereits ein **Überfallwehr** vorhanden, was z. B. beim Umbau einer älteren Anlage der Fall sein kann, so ist eine annähernde Bestimmung der Wassermenge möglich, wenn durch einen etwas oberhalb des Wehres angebrachten Pegel die Wasserhöhe über der Wehr-Oberkante gemessen wird. Ist diese Höhe h und beträgt die Wehrlänge b m, so ergibt sich die Wassermenge aus der Formel:

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

wobei $\mu = 0,4 - 0,55$, letzteres bei stark gerundetem Wehrrücken, gewählt werden kann. Schon aus dem schwankenden Koeffizienten μ läßt sich aber die Ungenauigkeit auch dieser Wassermessung erkennen.

Genauere 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. 4 und 5 fest in das Bachbett eingebaut. Die Überfallkanten müssen scharf und daher am besten aus zugeschärftem Flach-eisen 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 ergibt sich alsdann zu

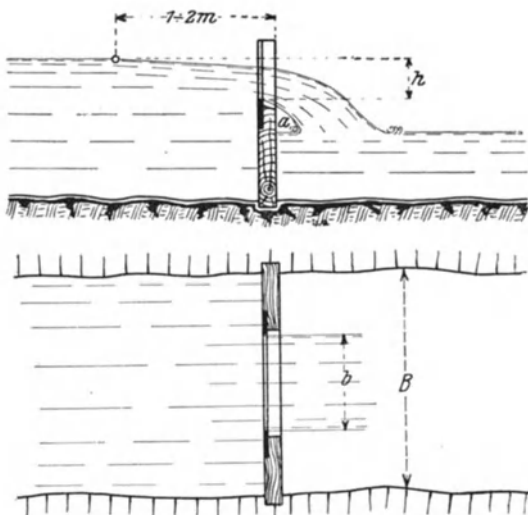


Abb. 4 und 5.

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

Hierbei ist h stets vom ungesenkten Wasserspiegel aus zu messen, der etwa 2 m oberhalb des Überfalles liegt (Abb. 4). Die Ausflußziffer kann

¹⁾ Auch die „Normen für Leistungsversuche an Wasserkraftanlagen“, Verlag des V.D.I., geben als zuverlässige Wassermessungen nur die drei oben angeführten an.

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:

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

Andere Formeln tragen sogar noch dem Verhältnis der Kanaltiefe zur Überfallhöhe Rechnung und werden dadurch recht verwickelt, ohne wesentlich andere Werte zu ergeben.

C. Messung mittels des Woltmannschen Flügels.

Derselbe ist zunächst in der einfachsten Ausführungsform Abb. 6 zur Darstellung gebracht. Er besteht zur Hauptsache aus einem Flügel nach

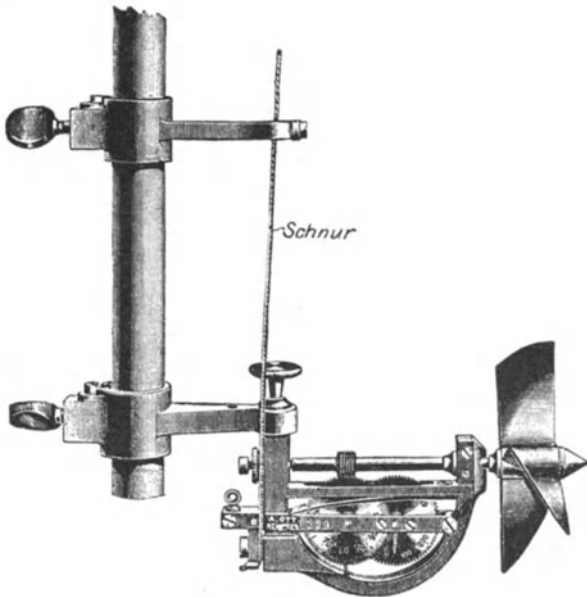


Abb. 6.

Art einer kleinen Schiffsschraube. Taucht man den Apparat in fließendes Wasser, so wird sich der Flügel in Drehung versetzen, und zwar in eine desto raschere, je größer die Wassergeschwindigkeit ist. Sobald sich eine konstante Umdrehungszahl herausgestellt hat, kuppelt man mittels der Schnur durch Exzenter ein Zählwerk mit dem Flügel und läßt denselben so eine halbe Minute lang laufen. Darauf nimmt man den Apparat heraus und liest die gemachten Umdrehungen ab. Bestimmte Umdrehungszahlen pro Minute des Flügels geben natürlich ganz bestimmte Wassergeschwindigkeiten an. Jeder Apparat wird zur Be-

stimmung dieser Abhängigkeit vorher geeicht. Zu diesem Zwecke wird er mit jeder bestimmten Geschwindigkeit mittels eines durch Elektromotor angetriebenen kleinen Wagens durch stehendes Wasser gezogen und die Flügelumdrehungszahl stets gemessen. Alle Resultate werden alsdann auf einer Tabelle verzeichnet, und diese wird dem Apparate mitgeliefert. Es ist dann nur von Zeit zu Zeit eine Nachprüfung nötig.

Bessere und neuere Flügel haben vollständig eingekapseltes Zählwerk und sind mit elektrischen Leitungen und Kontakten versehen. Nach bestimmten Umdrehungszahlen wird dadurch oben ein

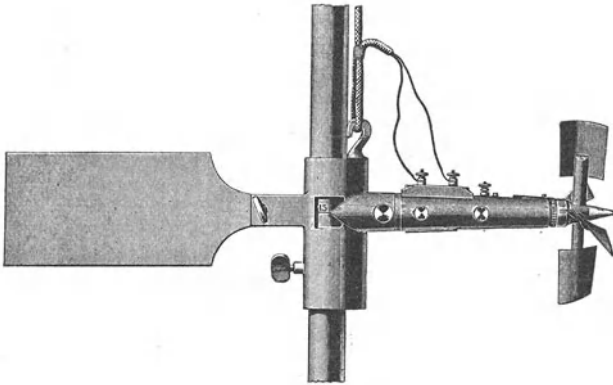


Abb. 7.

Glockensignal gegeben oder es findet eine selbsttätige Zählung statt, so daß sie nicht zu jeder Ablesung herausgenommen werden müssen, was die Arbeit sehr zeitraubend macht. Ein solcher Flügel und zwar der sogenannte Magnetflügel der Firma A. Ott, Kempten, ist in Abb. 7 dargestellt.

Die Messung mittels dieser Flügel ist einfach und genau! Bei Flüssen ist es auch die einzig anwendbare Methode. Man hat hierbei das Flußprofil in eine Anzahl Felder nach Breite und vielleicht auch Tiefe gemäß Abb. 8 einzuteilen und dann in jedem Felde die betreffende Geschwindigkeit festzustellen. 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.

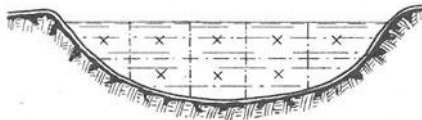


Abb. 8.

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. 9 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

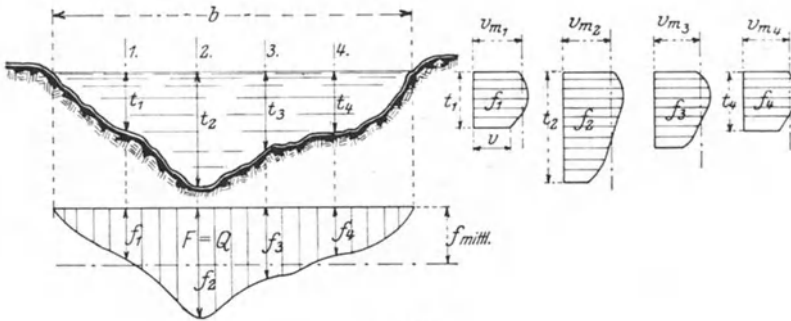


Abb. 9.

ist auch diese Rechnung wie die zuerst angeführte recht aufenthallich. 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.

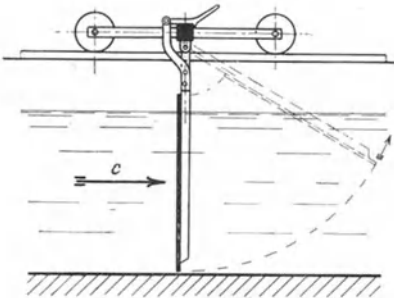


Abb. 10.

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 Abnahme-Brems-

versuche stattfinden, da außerdem heute an vielen Orten Turbinenversuchsstationen bestehen, so sei hier noch die für solche Zwecke einfachste und genaueste Wassermessung, die Messung mittels

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.

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. 10, in das Wasser eingetaucht. 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. (Näheres s. Z. d. V. d. I. 1907, S. 627.)

3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen.

A. Wehre.

Als solche kommen in Betracht: feste und bewegliche Wehre.

Feste Wehre, d. h. gemauerte Dämme, welche das Gewässer vollständig absperrn, kommen nur da in Frage, wo durchaus keine Überschwemmungsgefahr herrscht. Man findet sie z. B. in den Talsperrn, die aber ja nur zum Teil dem Zwecke der Kraftausnutzung dienen. Feste Wehre, welche nicht bis zum normalen Wasserspiegel reichen, sogenannte Grundwehre, würden wohl unter Umständen eine Hochwassergefahr ausschließen, jedoch geht durch das beinahe ständig überströmende Wasser viel Arbeit unbenutzt verloren. Man baut deshalb heute fast durchweg: vollständig bewegliche Wehre, oder auch feste Wehre mit beweglichem Aufsatz bzw. Zwischensatz.

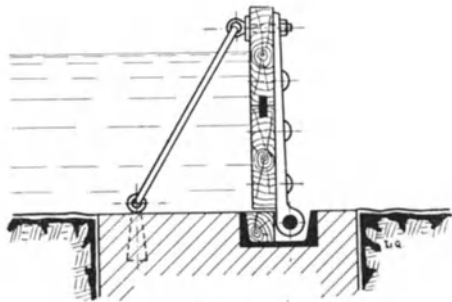


Abb. 11.

Eine einfache Konstruktion eines beweglichen Wehres zeigt Abb. 11, ein sogenanntes Klappenwehr. Bei Hochwasser werden von einem Laufsteg aus einige Haken gelöst und die betreffenden Tafeln niedergelegt. Hiermit läßt sich schon eine ausreichende Regelung des Wasserstandes erzielen.

An Stelle der Klappen treten bei anderen Anlagen aufziehbare Schützen (Schützenwehr), oder man findet schließlich die Ausbildung als Trommelwehr und Sektorwehr. Eine schematische Abbildung eines Trommel- oder Walzenwehres zeigt Abb. 12, aus welcher die

Wirkung und Bedienungsweise zu erkennen ist. Dichtungsleisten am Boden und an den Seiten dichten die Walze ab, wenn sie sich unten befindet. Durch die Winde wird die Walze samt Stau- und Dichtungsfläche hochgezogen, indem sich ein Zahnkranz auf einer Zahnstange abwälzt. Bei gehobener Walze ist ein ungehemmter Wasserdurchfluß

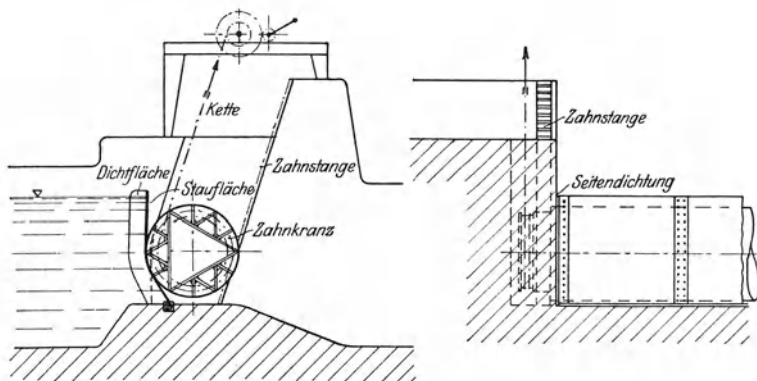


Abb. 12.

gewährleistet. Die Walzenwehre finden bei neueren Anlagen ausgedehnte Verwendung und haben sich auch bei großen Wehrlängen gut bewährt. So stellt z. B. Abb. 13 eine solche Wehranlage dar, die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (M.A.N.) für das Kraftwerk



Abb. 13. Walzenwehr im Main bei Viereth.

Viereth am Main erbaut wurde. Es sind hier zwei Walzen von je 30 m Länge für eine Stauhöhe von 6 m vorhanden, die an drei Pfeilern hochgerollt werden können. Die Abbildung zeigt die linke Walze in der untersten Lage mit überfallendem Wasser, während die rechte Walze um ein Stück hochgewalzt ist.

Abb. 14 zeigt ein **Sektorwehr**, welches durch Veränderung des Auftriebes gehoben und gesenkt wird und bei der Wasserkraft- und Schleusenanlage an der Weser bei Hemelingen¹⁾ Verwendung ge-

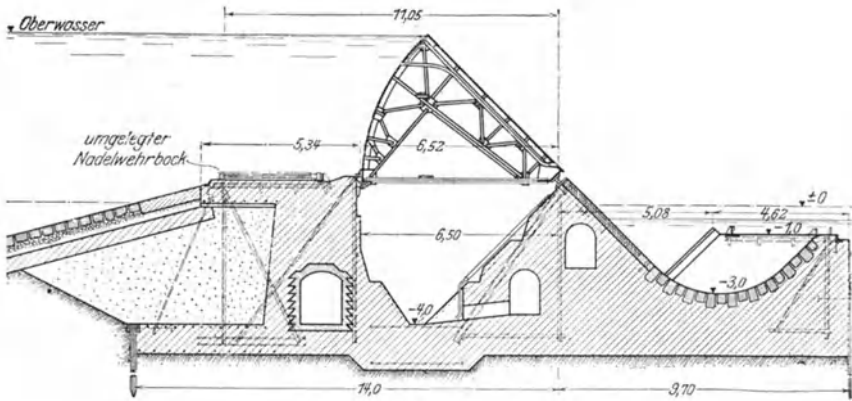


Abb. 14.

funden hat. Bei Niederlegung des Wehres ist ein vollkommen ungehinderter Durchgang vorhanden und bei starkem Eisgang ist es möglich, das Eis abtreiben zu lassen, ohne den Oberwasserspiegel senken zu müssen, wie dies beim Trommelwehr nötig wird.

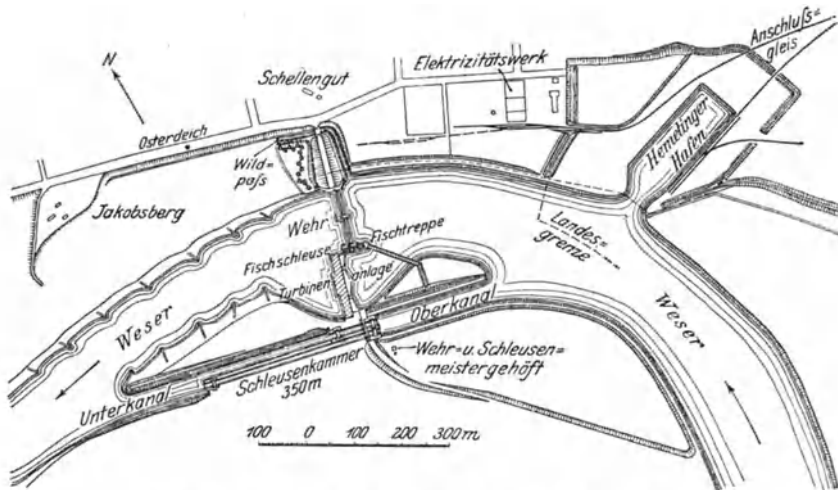


Abb. 15. Wehranlage in der Weser bei Hemelingen.

Die gesamte Anlage ist aus dem Grundriß Abb. 15 zu erkennen. Das Wehr besteht aus einem am nördlichen Ufer errichteten festen Teil, woran sich zwei Sektorwehre von je 54 m Länge mit Zwischenpfeiler

¹⁾ Vgl. Z. d. V. d. I. 1916, S. 81f.

anschließen. Auf eine Fischschleuse und Treppe folgt dann die Turbinenanlage mit 16 Turbinen von je 6000 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 schräglaufende Rechen zu erkennen, der von einer Insel nach der Fischtreppe führt.

Wie bei der Anlage Abb. 15 erfordern alle größeren Anlagen an Flüssen, die zur Flößerei, zum Fischfang oder zur Schifffahrt dienen,

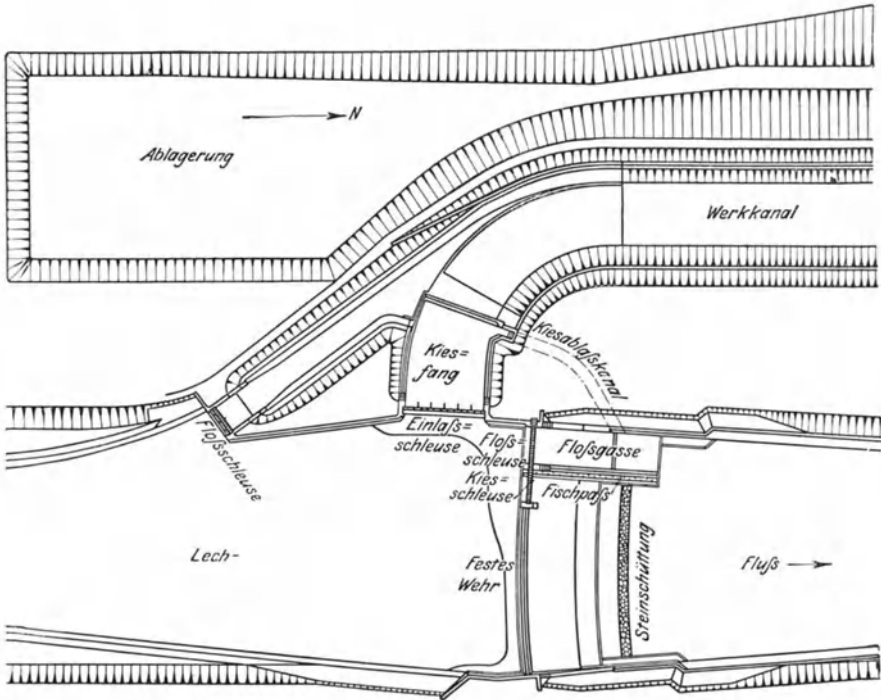


Abb. 16. Grundriß der Wehranlage zum Elektrizitätswerk Gersthofen a. Lech. Maßstab 1:2500 d. N. Oberkanal 3 km lang. $H = 10$ m. 5 Turbinen zu je 1500 PS.

vorheriges gründliches Studium der betreffenden Verhältnisse. Eine Wehranlage mit seitlich abzweigendem Obergraben oder Werkkanal ist im Grundriß in Abb. 16 dargestellt und gehört zu einer Wasserkraftanlage in Gersthofen am Lech. Das eigentliche Wehr ist als festes Wehr erbaut und ist mit Kiesschleuse und Floßschleuse versehen, wodurch eine Regelung des Wasserstandes möglich ist. Neben der Floßgasse befindet sich ein Fischpaß. Der Werkkanal zweigt oberhalb des Wehres rechtwinklig ab und kann durch eine Einlaßschütze von sechs Tafeln abgeschlossen werden. Ferner zeigt der Grundriß eines großen Wasserkraftwerkes bei Kykkelsrud am Glommen (Norwegen) in Abb. 17 die Wehr- und Grabenanlage als Beispiel, wie sie dem Gelände entsprechend

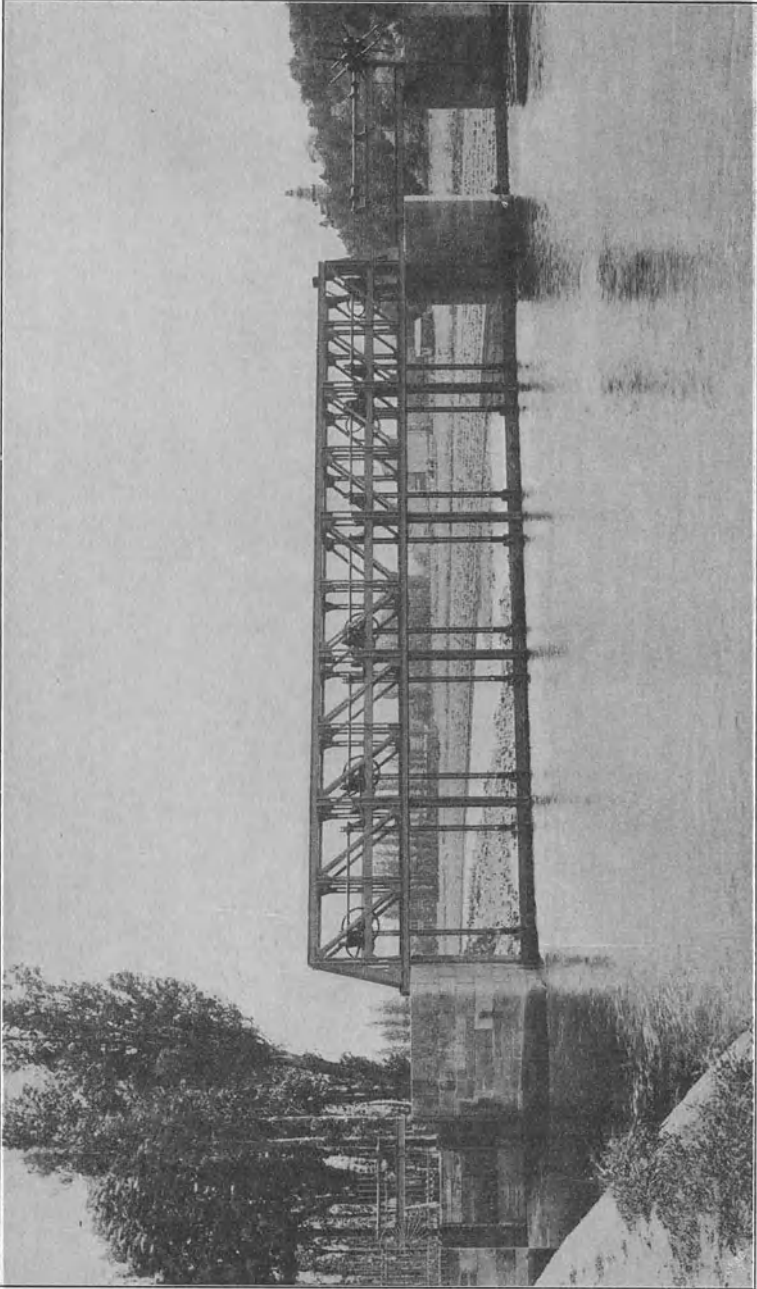


Abb. 18. Schützenwehr. 5 Tafeln zu 4 m Breite und 1,35 m mittlerer Stauhöhe.

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

Wie in Abschnitt 1 erwähnt wurde, soll ein Wassergraben kein größeres Gefälle erhalten, als zur Beibehaltung einer bestimmten Zulaufgeschwindigkeit c unbedingt notwendig ist, damit an der Kraftmaschine selbst ein möglichst großes Nutzgefälle erhalten bleibt.

Die Geschwindigkeit ist natürlich auch abhängig von der Bodenbeschaffenheit des Kanals. Sie darf z. B. im höchsten Falle 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 Boden.

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

$$c = 1 \text{ m/sek.}$$

Zur Erzeugung dieser bzw. der gewählten Geschwindigkeit c muß nun der Wasserlauf ein gewisses Gefälle erhalten, welches dann auch der Kanalsohle gegeben wird. Nach Angabe von Professor Pfarr ist die Berechnung dieses Gefälles z. B. durch folgende (Bazinsche) Formel zu erzielen:

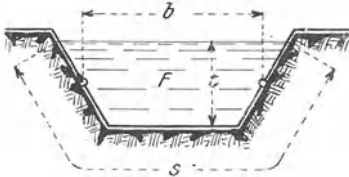


Abb. 19.

$$h\%_{00} = \alpha \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F} \right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

Die Gefällhöhe h in Metern bezieht sich also auf 1000 m Grabenlänge. — s ist der sogenannte benetzte Umfang in Metern (s. Abb. 19). — F ist der Querschnitt des Wasserlaufes in m^2 . Die Koeffizienten sind:

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

Aus der Formel ersieht man, daß das zu gebende Gefälle vor allem von der Geschwindigkeit c abhängt, d. h. im Quadrate derselben wächst. Dann aber ist der Bodenbeschaffenheit des Kanals wegen der Reibung an den Wandungen durch die Koeffizienten α und β Rechnung zu tragen, und schließlich spielt das Verhältnis $\frac{s}{F}$ eine Rolle, d. h. der Kanal würde am wenigsten Gefälle verbrauchen, bei

welchem $\frac{s}{F}$ den kleinsten Wert annimmt. — Zur Wasserführung wäre demnach ein gemauerter glatter Kanal mit halbrundem Profil am zweckmäßigsten, ein Profil, welches aber nur bei kleinen Kanälen anzuwenden ist. Meist wird man Trapezquerschnitt ausführen, und es wäre hierbei wiederum darauf zu sehen, daß $\frac{s}{F}$ den kleinsten Wert annimmt. Dies wird erreicht, wenn die Tiefe t ungefähr gleich der halben mittleren Breite b gewählt wird (s. Abb. 20 und 21), wie sich durch Rechnungsbeispiele leicht nachweisen läßt. Ferner nimmt $\frac{s}{F}$ ganz wesentlich ab, wenn die Abmessungen überhaupt zunehmen.

Das Verhältnis $\frac{s}{F}$ beträgt:

bei dem rechteckigen Querschnitt Abb. 20: $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{2}{b}$,

bei dem trapezförmigen „ Abb. 21: $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{1,82}{b}$.

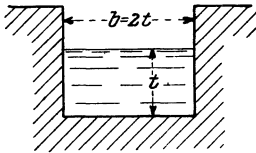


Abb. 20.

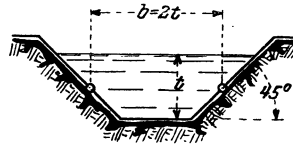


Abb. 21.

Beispiel: Es sind 6 m³/sek Wasser in einem Obergraben von 2¹/₂ km Länge zu führen. — Welche Gefällhöhe wird zu dieser Wasserführung verbraucht, wenn günstigster Trapezquerschnitt von $t \cong \frac{b}{2}$ angenommen wird und die Wassergeschwindigkeit $c = 0,8$ m/sek durchschnittlich betragen soll? Der Kanal erhält Kiesbettung. Es wäre:

$$F = \frac{6}{0,8} = 7,5 \text{ qm.}$$

Da $t \cong \frac{b}{2}$ sein soll, so wird $F = t \cdot b = \frac{b^2}{2}$ (s. Abb. 21) und $b = \sqrt{2 \cdot F} = \sqrt{15} = 3,9$ m, somit $t = 1,95$ m.

$$\text{Nun ist } \frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{1,82}{b} = \frac{1}{1,95} + \frac{1,82}{3,9} = 0,98.$$

Ferner ist aus der Tabelle $\alpha = 0,28$ und $\beta = 1,25$, also:

$$h \text{ vT.} = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,98) \cdot 0,98 \cdot 0,8^2 = 0,4 \text{ m.}$$

Auf die ganze Obergrabenlänge von 2¹/₂ km gehen also 1 m an Gefälle verloren.

Vielfach ist jedoch das Grabenprofil allein vom Gelände abhängig. Die Abb. 22, 23 und 24 zeigen z. B. verschiedene Schnitte durch den Obergraben einer Wasserkraftanlage in Jajce, Bosnien. Der

3 km lange Kanal ist teils als Tunnel (Abb. 22), teils in Felsen eingesprengt (Abb. 23) und teils als Holzgerinne, welches auf Mauerwerk oder Pfostenwerk ruht (Abb. 24), ausgeführt. (Benetzter Querschnitt 1,5 · 4 m.)

Ähnlich wie hier muß natürlich in allen Fällen, wo lange Gräben durch gebirgiges Gelände zu führen sind, das Profil sich ganz den Umständen

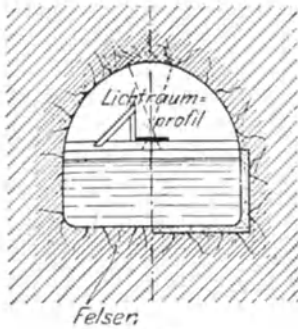


Abb. 22.

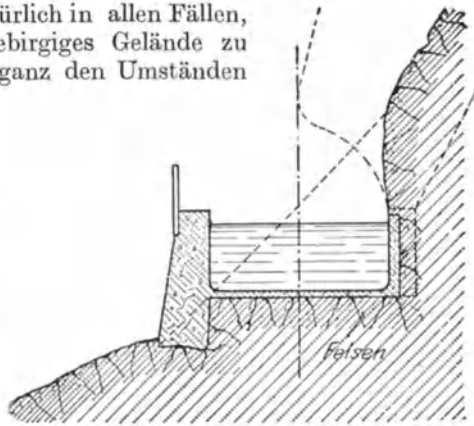


Abb. 23.

anpassen. Bei der in Abb. 17 im Grundriß dargestellten norwegischen Anlage hat beispielsweise der Kanal größtenteils den in Abb. 25 dargestellten Querschnitt. Er ist in das abfallende Felsengelände vollkommen eingesprengt und erhielt daher die Gestalt eines stehenden

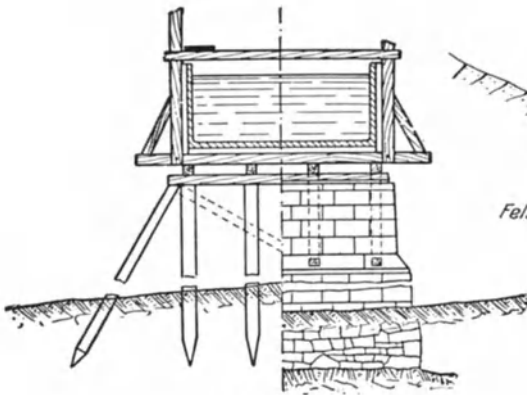


Abb. 24.

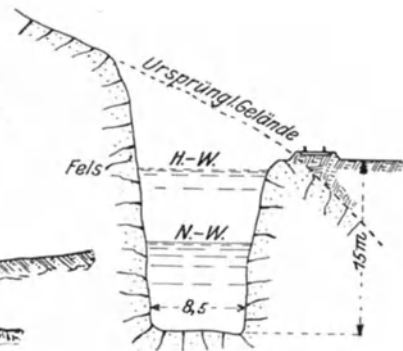


Abb. 25.

Rechteckes, wobei zur Verringerung der Herstellungskosten ein so kleiner Querschnitt gewählt wurde, daß das Wasser mit der unverhältnismäßig hohen Geschwindigkeit von $2,5 \div 3$ m/sek hindurchfließen muß, wodurch natürlich viel Gefälle verloren geht.

C. Rohrleitungen.

Sind größere Gefälle vorhanden, so muß an Stelle des offenen Kanals eine Rohrleitung treten. Eine solche ist in Abb. 26 dargestellt. Das Rohr ist mit einem Wellrohrstück versehen und auf Rollen gelagert, damit Ausdehnungen möglich sind. Die feste Unterstützung 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.

Welche Entfernungen durch solche Rohrleitungen mitunter zu überbrücken sind, zeigt Abb. 27, welche die 2000 m langen Turbinen-

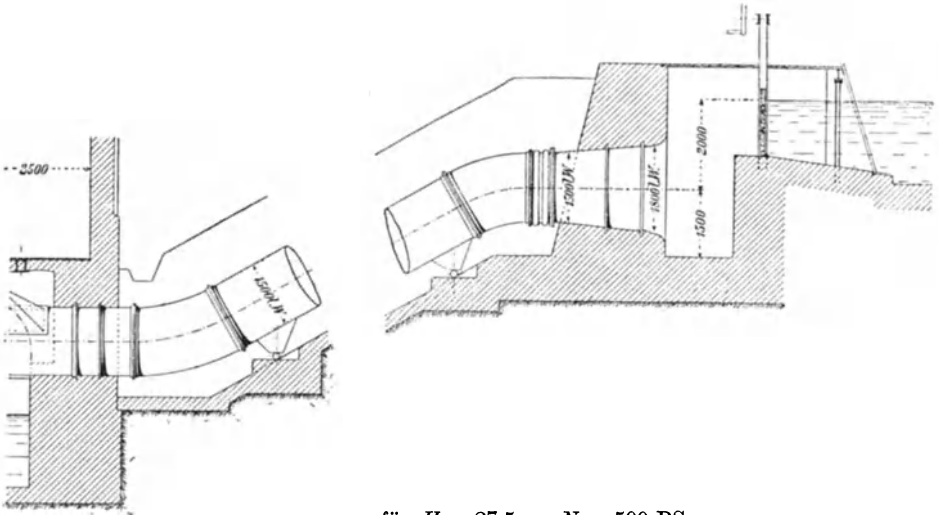


Abb. 26. Anlage für $H = 27,5$ m, $N = 500$ PS.

leitungen für eine Anlage im schottischen Hochland darstellt. Die Rohrleitung wurde von der deutschen Ferrum-A.-G., Oberschlesien, gebaut. Die einzelnen Rohre sind autogen 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. 27 zu erkennen den Verankerungen in Betonklötzen gewählt, wie ein solcher für einen Knickpunkt in Abb. 28 dargestellt ist. Die Beweglichkeit der Rohrleitung, besonders diejenige in Achsenrichtung, ist gewährleistet durch die Hochdruck-Muffenverbindung Abb. 29, welche sich gut bewährt hat und weitere Kompensationsvorrichtungen erspart. Die Dichtung geschieht hier durch eine mit Fett getränkte Hanfschnur. Flanschverbindungen sind nur an den Krümmern und Fixpunkten vorhanden.

Abb. 30 stellt die Rohranlage dar, wie sie von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (M.A.N.) für das Walchenseekraftwerk ausgeführt wurde. Es sind sechs Rohrstränge von je 430 m Länge bei $H = 200$ m verlegt und die Rohre haben oben 2,25 m, unten 1,85 m

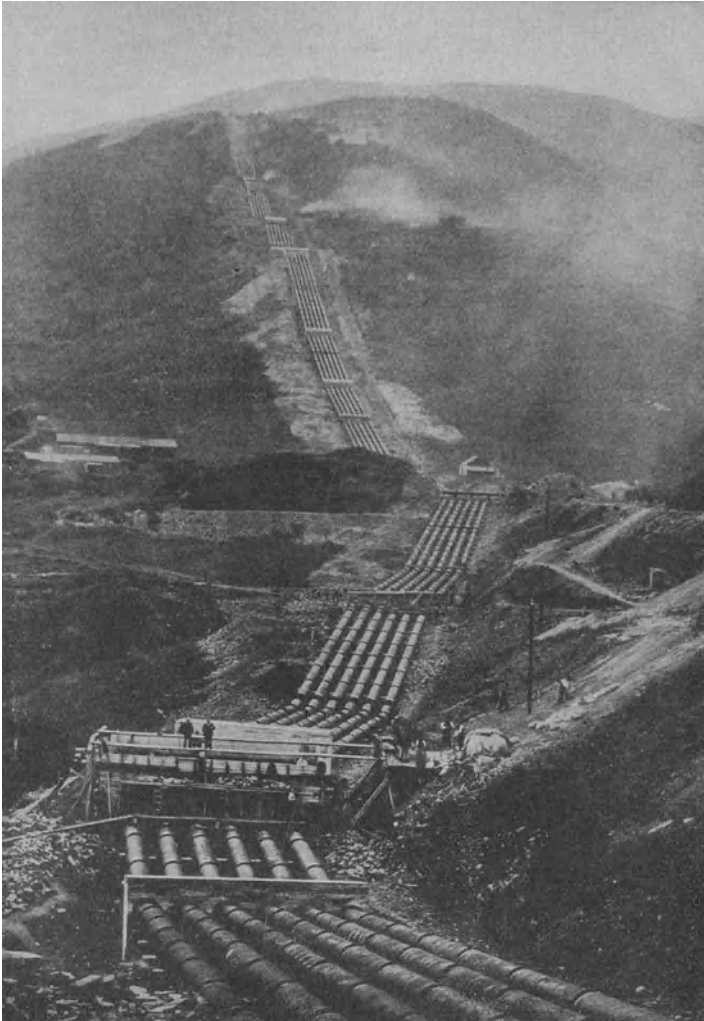


Abb. 27. Rohrleitung von 2,2 km Länge. $H = 290$ m, $N = 30000$ PS.

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 Aufnahme von Längenänderungen, während die einzelnen Rohre durch außen liegende Laschen

fest vernietet sind. Bei Ausdehnung gleitet der ganze Rohrstrang von einem unteren Fixpunkt aus auf Lagerschalen bis zur nächsten Stopfbuchse. Auch diese Art der Befestigung und Lagerung hat sich gut bewährt.

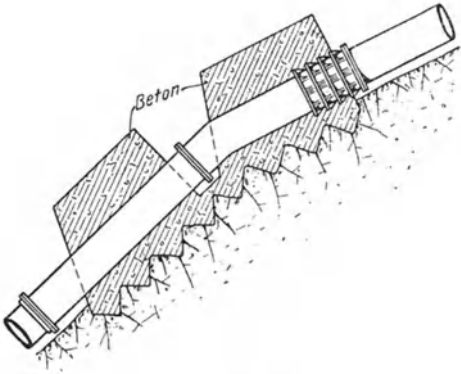


Abb. 28.

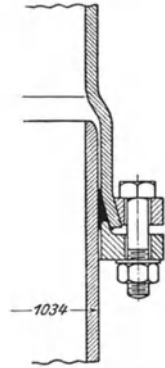


Abb. 29.

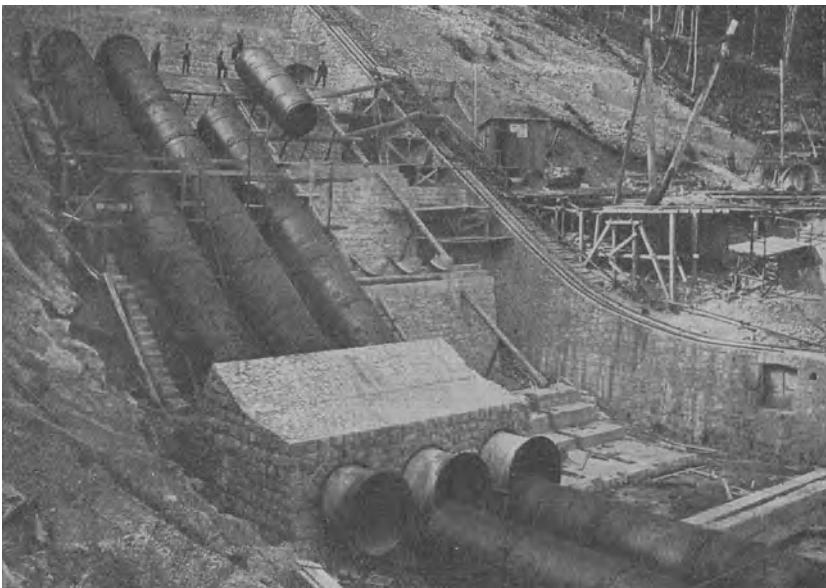


Abb. 30. Rohrleitung zum Walchensee-Kraftwerk.

Am Ende des Rohres, 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. (Vgl. auch später Abschnitt V.)

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:

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

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

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 kämen 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.

4. Schützen und Rechen.

A. Schützen.

Als aufziehbares Wehr für Wasserkraftanlagen benutzt man die Schütze. Die ältere Ausführung bestand aus einer Holztafel, die in einem Gerüste durch einen hölzernen Windebaum auf und ab bewegt wurde. Neuere Schützen, wie eine solche in Abb. 31 z. B. dargestellt ist, bestehen aus einem kräftigen Gerüste aus Walzeisen, welches vor allem eine gute Führung der Tafel gestatten muß. Die Tafel ist meist aus starken, mit Nut und Feder gedichteten Holzbohlen zusammengesetzt. Zum Aufwinden dienen in der Regel zwei Zahnstangen, die durch Zahnritzel und Schneckengetriebe angetrieben werden, wie Abbildung zeigt.

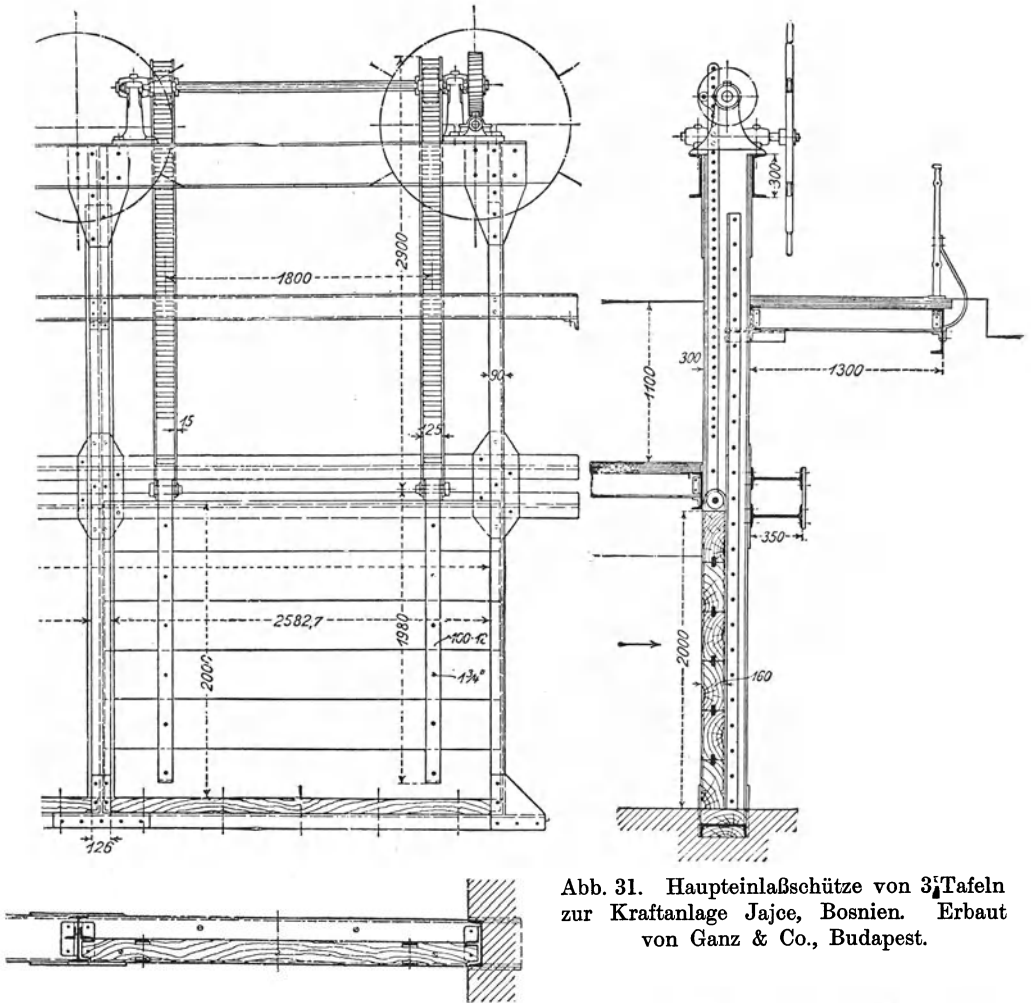


Abb. 31. Haupteinlaßschütze von 3 Tafeln zur Kraftanlage Jajce, Bosnien. Erbaut von Ganz & Co., Budapest.

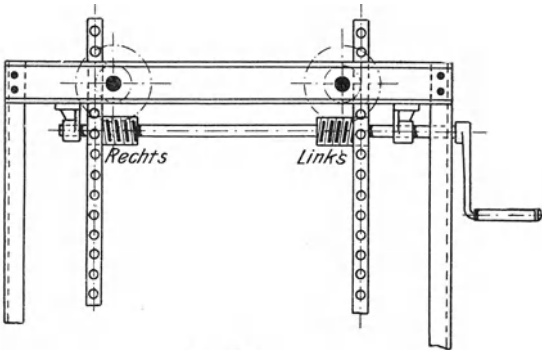


Abb. 32.

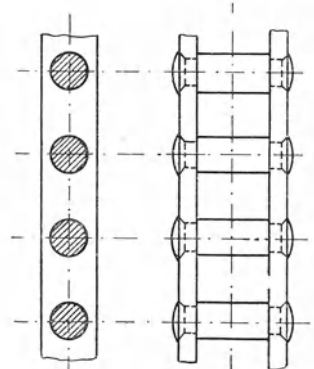


Abb. 33.

Vielfach wird der Antrieb auch durch zwei Schneckengetriebe nach Art der Abb. 32 bewirkt. Es heben sich bei dieser Anordnung die Axialdrucke infolge der links- und rechtsgängigen Schnecken gegenseitig auf, so daß das sonst erforderliche Spurlager wegfällt. Die Zahnstange besteht in der Regel aus Flacheisen mit eingeneteten Bolzen, wie Abb. 33 angibt. Die Verzahnung ist also als sogenannte Triebstockverzahnung auszuführen.

Zur Berechnung einer Schütze wird am besten das Belastungsschema der Tafel aufgetragen, wie in Abb. 34 dargestellt ist. Steht das Wasser hinter derselben h m hoch, so wäre 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 alsdann aus dem Inhalte des gleichschenkeligen Dreiecks und der Tafelbreite b in Meter zu

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

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. 34) 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. Bei Berechnung der Schützenszüge ist besonders die Reibung der Tafel in der Führung in Rücksicht zu ziehen. Man muß dabei beachten, daß die Konstruktion allen Witterungseinflüssen ausgesetzt ist, so daß man einen hohen Reibungskoeffizienten $\mu = 0,3 \div 0,5$ annehmen muß. Da beim Ablassen, wenigstens gegen Ende der Bewegung, sowohl dieser Reibungswiderstand wie auch der Auftrieb zu überwinden sind, so müssen die Zahnstangen wegen ihrer großen Länge auf Knickung berechnet werden, und zwar mit einer Belastung

$$Q = \mu \cdot P + \text{Auftrieb} - \text{Tafelgewicht.}$$

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:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 4320 \text{ kg,}$$

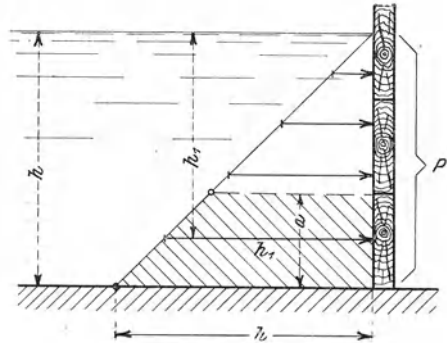


Abb. 34.

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

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 12100 \text{ kg,}$$

d. h. ungefähr dreimal so groß als vorhin.

Da der Auftrieb schwer zu bestimmen ist, so rechnet man wohl der Einfachheit halber so, daß sich Eigengewicht und Auftrieb bei dieser Holztafel gerade aufheben.

Bei $\mu = 0,4$ in der Führung ergibt sich somit eine Belastung in beiden Zahnstangen von zusammen:

$$Q = 12100 \cdot 0,4 = 4840 \text{ kg.}$$

Um bei solchen Verhältnissen keine unnötig hohe Schützenkonstruktion zu erhalten und um den Gesamtdruck etwas zu verringern, bringt man vor der eigentlichen Schützentafel eine feststehende Hochwasserschutzwand an, wie Abb. 35 zeigt. Bei herabgelassener Schütze dichtet ein keilartiges Verschlußstück die Trennungsfuge fast vollkommen ab.

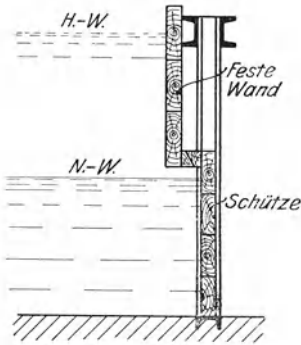


Abb. 35.

Eine derartige große Haupt-Einlaßschütze mit Schutzwand, wie sie für die Anlage zum Elektrizitätswerk Wangen a. Aare ausgeführt wurde, ist in Abb. 36 dargestellt. Die Tafeln bestehen hier aus versteiften Blechwänden und sind wegen ihrer Schwere zweiteilig gemacht. Es wird jede Tafel für sich durch zwei Zahnstangen bewegt, wie aus der Abbildung hervorgeht,

während die obere Tafel als Schutzwand feststeht.

Eine Gesamtanordnung mehrerer Schützen ist außerdem aus der früheren Abb. 18 zu entnehmen.

Einlaßschützen an der Maschinenkammer selbst müssen so angebracht sein, daß sie leicht erreichbar sind, damit bei Gefahr ein rasches Abstellen möglich ist. Am besten legt man dieselben daher ins Gebäude selbst, oder aber man verlegt ein Handrad zu ihrer Bedienung dorthin. Bei großen Anlagen verwendet man neuerdings auch Rollklappen, wie dies z. B. die spätere Abb. 182 erkennen läßt.

B. Rechen.

Wie bei Erläuterung der allgemeinen Anlage Abb. 1 bereits erwähnt wurde, sind bei jeder Wasserführung einige sogenannte Rechen erforderlich, welche Verunreinigungen des Wassers fernhalten sollen.

Am Einlauf in den Obergraben befindet sich zunächst meist ein Grobrechen 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 ÷ 50 cm eingerammt sind. Mitunter wird dieser Rechen durch eine schwimmende Gitterkonstruktion ersetzt, wie z. B. auf Abb. 17 zu erkennen ist.

Vor der Turbinenkammer ist ein sogenannter Feinrechen erforderlich, welcher aus Flacheisen besteht, wie in Abb. 37 und 38 dar-

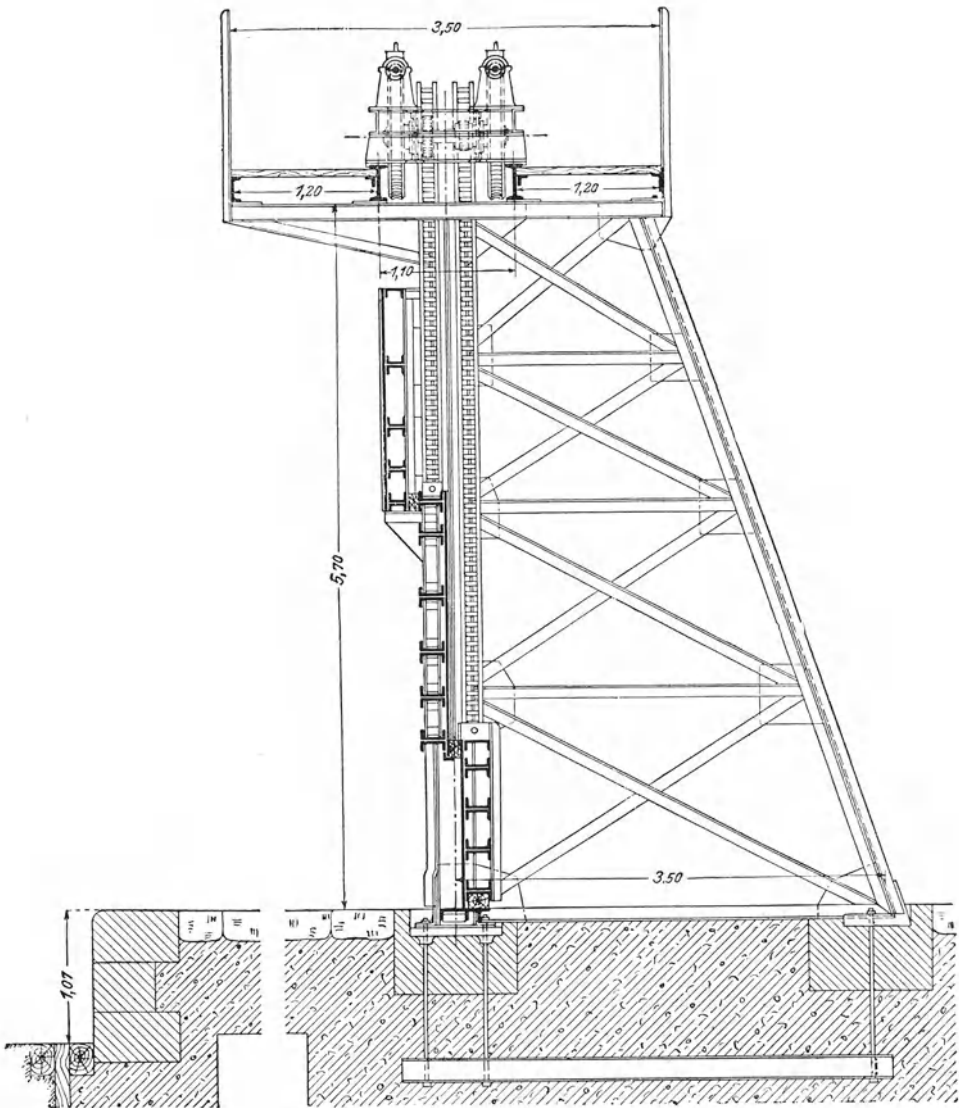


Abb. 36. Haupteinlaßschütze beim Elektrizitätswerk Wangen a. Aare (Aargau).
5 Schützen von je 5 m Tafelbreite.

gestellt ist. Je nach Beschaffenheit des Wassers wird ein Abstand zwischen den Flacheisen von 100 bis 20 mm herunter gewählt. Die Verbindung der einzelnen Stäbe wird durch Schraubenbolzen her-

gestellt und der richtige Abstand der einzelnen Maschen gewöhnlich durch Gasrohrstücke gewahrt, wie dies aus Abb. 38 hervorgeht. Alle Zwischenverbindungen, wie z. B. bei a , Abb. 37, müssen einseitig nach unten zu liegen, damit der Rechen mit einem Blechkamm (Abb. 39) geputzt werden kann, was besonders bei engen Rechen häufig zu geschehen hat. Wie wichtig das fortwährende Reinigen ist, geht aus dem Umstande hervor, daß bei den neueren Großkraftwerken, z. B. am Main und Neckar, Rechen-Reinigungsmaschinen aufgestellt sind, welche die mühsame Handarbeit ersetzen. Der mechanische Rechen-

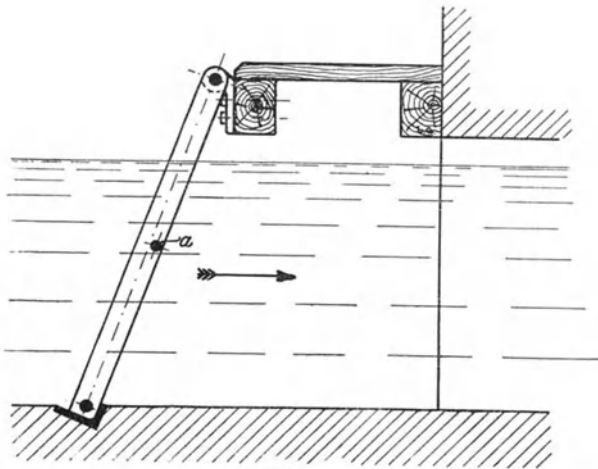


Abb. 37.

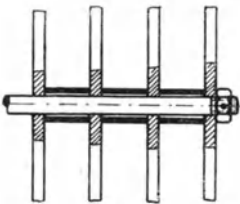


Abb. 38.

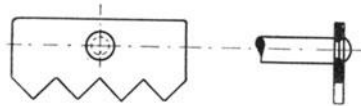


Abb. 39.

putzer der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg ist z. B. in Abb. 40 dargestellt. An einem fahrbaren Gestell befindet sich hier eine Harke, welche geschwenkt, wie auch auf und abbewegt werden kann und durch einen Elektromotor angetrieben wird. Beim Aufwärtsgang befördert die Harke das Rechengut nach oben wo es in einen Wagen abgeworfen wird.

Die Berechnung der Rechen hat auf Biegung zu erfolgen, da dieselben sich immerhin zusetzen können und dann eine dichte Wand bilden würden. Die Belastung ist in derselben Weise dann aufzutragen, wie bei den Schützentafeln durch Abb. 34 erläutert war. Rechen von

großer Bauhöhe erhalten mit Rücksicht auf diese, unter Umständen sehr große Belastung eine Zwischenkonstruktion, wie in Abb. 41 beispielsweise gezeigt ist. Es ist dies der Feinrechen für die früher erwähnte Kraftanlage in Jajce.

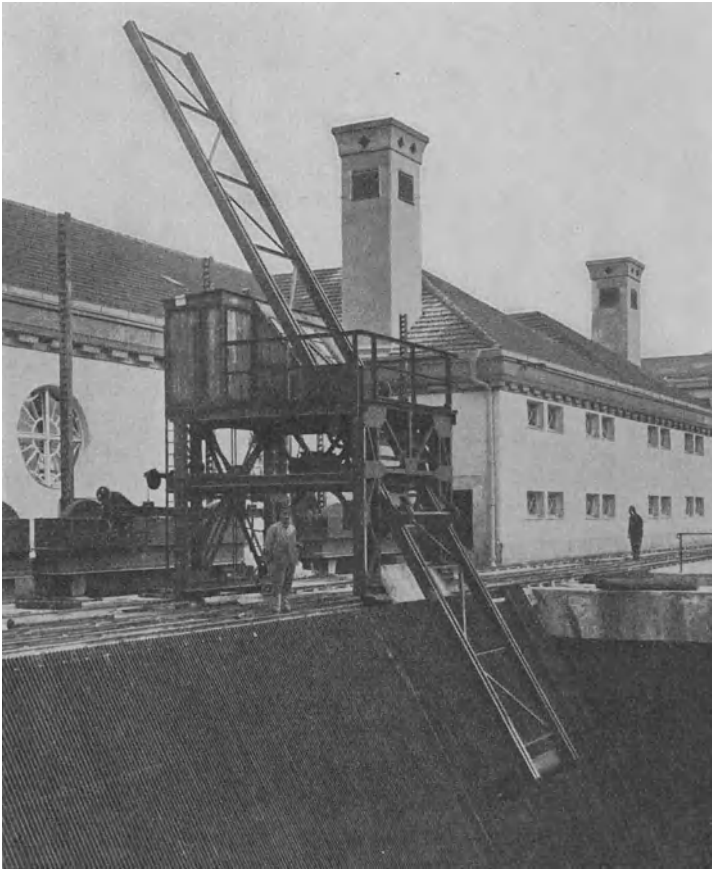


Abb. 40. Rechen-Reinigungsmaschine der M.A.N.

Die Feinrechen werden am besten schräg vor der Turbinenkammer, und zwar in einem gewissen Abstände vor der Einlaßschütze eingebaut, wie dies aus der Anlage Abb. 1 hervorgeht. Diese Schrägstellung hat den Zweck, beim Öffnen der Leerlaufschütze dem Wasser die Richtung dorthin zu weisen, wie auch den Rechen bei dieser Gelegenheit von anhängenden Verunreinigungen durch die Spülung zu befreien.

II. Allgemeines über Turbinen.

5. Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen.

Man unterscheidet bei den Wasserkraftmaschinen: Wasserräder und Turbinen.

Während bei den Wasserrädern Arbeit hauptsächlich durch das Wassergewicht in den einzelnen Schaufelkammern geleistet wird, indem diese sich im Sinne der Raddrehung fortbewegen (Teil VII), kommt das Wasser in Turbinen dadurch zur Wirkung, daß es in

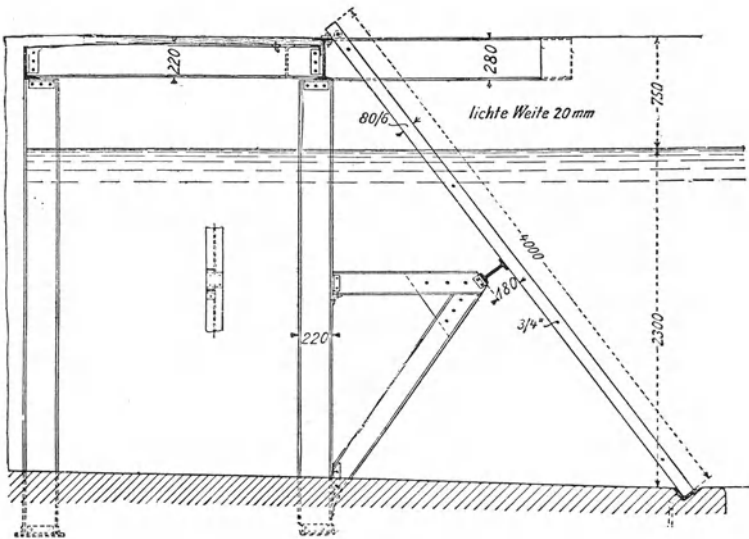


Abb. 41.

sogenannten Leitrad-schau-feln eine bestimmte Richtung und Geschwindigkeit erhält, dann aber in den Schaufeln des Laufrades diese Geschwindigkeit in Größe und Richtung verändert wird. (S. hierüber unter Abschnitt 6 bis 8.)

Die Forderungen, welche die Neuzeit an gute Wasserkraftmaschinen stellt, sind nun folgende:

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 irgendmöglich 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.

6. Alle ihre wichtigen Teile, besonders die zur Regelung und Lagerung, müssen gut zugänglich sein.

Betrachten wir in der Folge die verschiedenen Arten der Wasserkraftmaschinen nach diesen sechs Forderungen, so werden wir leicht erkennen, daß einige Turbinen denselben in hohem Maße genügen, daß aber Wasserräder ungeeignet sind, besonders wegen ihrer Schwerfälligkeit.

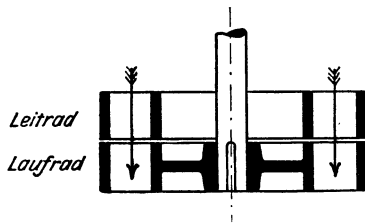


Abb. 42.

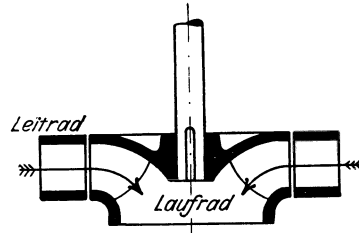


Abb. 43.

Einteilung der Turbinen.

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

- a) Axialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in Achsenrichtung) (Abb. 42);
- b) Radialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in radialer Richtung, Ausfluß jedoch beliebig) (Abb. 43).

In bezug auf die Wirkungsweise des Wassers unterscheidet man dagegen:

- a) Überdruckturbinen (auch Reaktionsturbinen genannt). Abb. 44.
- b) Strahlurbinen (auch Druck- oder Aktionsturbinen genannt). Abb. 45.

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).

Strahlurbinen.

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

2. Das Wasser besitzt beim Übertritt in das Laufrad neben Bewegungsenergie auch noch Druckenergie. (Vgl. Abschnitt 7.)

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

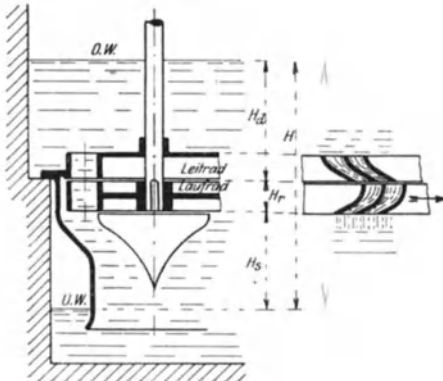


Abb. 44.

mit Wasser angefüllt sind, tritt infolge des Überdrucks eine Beschleunigung auf. Es wird also noch in der Schaufel Druckenergie in Bewegungsenergie umgewandelt. Der austretende Wasserstrahl übt dann auf die Schaufelkammern eine „Reaktion“ aus, deren wagerechte Komponente Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 8 B.)

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 kleinen und mittleren Gefällhöhen.

2. Das Wasser besitzt beim Eintritt in das Laufrad lediglich Bewegungsenergie. (Vgl. Abschnitt 7.)

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

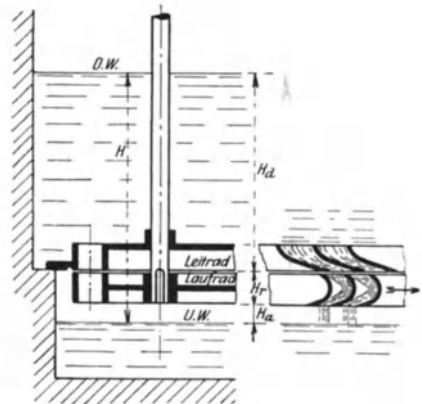


Abb. 45.

feln entlang, wird abgelenkt und äußert auf die Schaufelbleche selbst einen Ablenkungsdruck aus, welcher hier zur Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 8 B.)

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

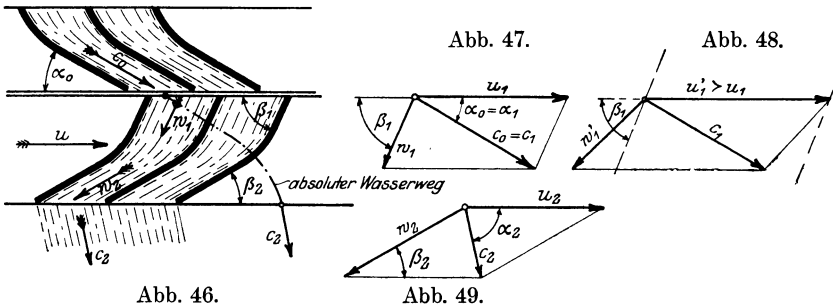
5. Dadurch: Ausnutzung in der Regel nur von H_d . Die Höhen H_r und H_a sind verloren.

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

6. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen.

In Abb. 44 war eine axiale Überdruckturbine schematisch dargestellt. Bei der Betrachtung der Wasserbewegung ergibt sich nun folgendes:

Der Oberwasserkammer fließt durch einen seitlichen (hier nicht angedeuteten) Zufluß ständig Wasser zu, der Abfluß aus der Unterwasserkammer erfolgt ebenfalls gleichförmig, so daß die Wasserspiegel auf konstanter Höhe bleiben und auch die einzelnen Höhen H , H_d , H_s usw. ihre bestimmte Größe beibehalten. Sieht man von der verhältnismäßig geringen Wassergeschwindigkeit in der Oberwasserkammer ab, so muß nun das Wasser zunächst unter Einfluß der Druckhöhe H_d im Leitrade eine bestimmte Geschwindigkeit annehmen, die beim Austritt aus dem Leitrade c_0 m pro sek betragen soll. Natürlich stellt c_0 eine absolute Geschwindigkeit dar, und ihre Richtung fällt, wie Abb. 46, 47 zeigen, mit der Richtung der Leitschaufeln ($\sphericalangle \alpha_0$) zusammen.¹⁾

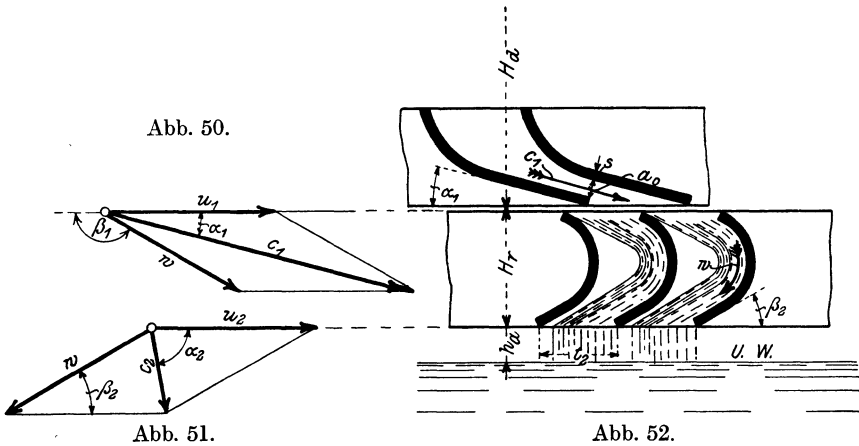


Mit c_0 strömt also das Wasser aus dem Leitrade, vor welchem sich das Laufrad, falls man den normalen Betrieb ins Auge faßt, hier mit der Umfangsgeschwindigkeit w_1 vorbeibewegt. Beim Übertritt des Wassers in das Laufrad ergibt sich somit eine Relativgeschwindigkeit w_1 , die nach den grundlegenden Sätzen 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

¹⁾ Die Bezeichnungen für die Höhen und Geschwindigkeiten wurden nach den Vorschlägen von Prof. Camerer, welche jetzt allgemein eingeführt sind, gewählt. 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 .

als normal werden, so ergibt sich aus dem Parallelogramm Abb. 48, 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 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 8 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. 49) so erhält man eine Resultierende c_2 , die absolute Austrittsgeschwindigkeit. Mit dieser tritt das Wasser aus dem Laufrade 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. 46 eingezeichnete absolute Wasserweg beschrieben wird.

Betrachtet man die Wasserbewegung für eine Strahlurbine, so erhält man natürlich, abgesehen von etwas anderen Schaufelwinkeln ähnliche Verhältnisse wie vorher, wie dies an Hand der Abb. 50–52 erläutert werden soll. Auch hier fordert man „stoßfreien Eintritt“, d. h. die relative Eintrittsgeschwindigkeit w_1 in das Laufrad muß mit der Schaufelrichtung (Winkel β_1) zusammenfallen. Mit w_1 strömt das Wasser an der Laufradschaufel entlang und zwar als freier Strahl (Freistrahlturbine), ohne die rückwärtige Schaufelwand zu berühren, wodurch hier die Übertragung der Arbeitsfähigkeit des Wassers auf die Schaufel erfolgt wie unter 8 B erläutert werden wird. Da der Fall um die Radhöhe H_r nur gering ist, und eine durch den Fall eigentlich bedingte geringe Geschwindigkeitssteigerung durch Widerstände infolge Reibung und Ablenkung verhindert wird, so kann die Relativgeschwindigkeit gleichbleibend mit w angesehen werden. Am Laufradaustritt sind wie früher w und u_2 zur absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 zusammzusetzen, mit der das Wasser alsdann in den Unterwassergraben strömt.

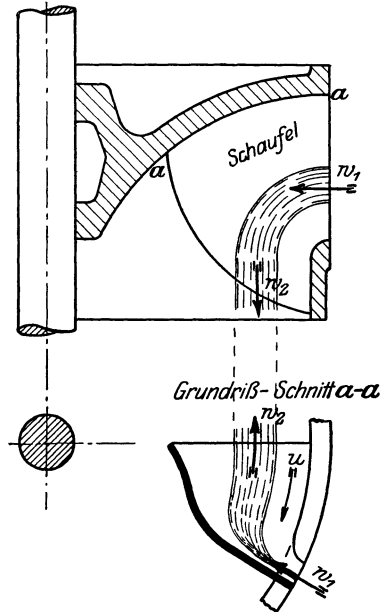


Abb. 53.

So einfach wie die Strömungsverhältnisse nun an Hand der Abb. 46 und 52 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 Strahlurbine. Bei Laufradschaufeln neuerer Überdruckturbinen (Francisturbinen) findet man dagegen stets recht verwickelte Strömungsverhältnisse infolge der Krümmung der Schaufeln in mehreren Ebenen, wie dies in Abb. 53 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 möglich und man ist auf mehr oder weniger zutreffende Annahmen angewiesen. Da dies lediglich bei der Schaufelkonstruktion von Francisturbinen nötig wird, sei

hier nicht weiter darauf eingegangen, sondern auf den späteren Teil III verwiesen.

7. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydro-Dynamik.

a) Gegeben sei ein Gefäß Abb. 54, welches derart nachgefüllt wird, daß der Oberwasserspiegel stets in gleicher Höhe bleibt.

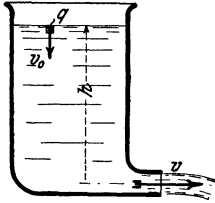


Abb. 54.

Betrachtet man nun einen Wassertropfen vom Gewichte q , also der Masse $m = \frac{q}{g}$, welcher sich an der Oberfläche mit einer Geschwindigkeit v_0 bewegt, so besitzt dieser zunächst eine kinetische Energie oder ein Arbeitsvermögen der Bewegung von

$$E_0 = \frac{1}{2} m \cdot v_0^2 = \frac{v_0^2}{2g} \cdot q.$$

Bewegt sich das Wasserteilchen alsdann um die Höhe h nach abwärts, ohne Arbeit zu leisten, so besitzt es, unten an der Düse angekommen, die Energie:

$$E_1 = q \cdot \frac{v_0^2}{2g} + q \cdot h,$$

d. h. bei der Abwärtsbewegung hat es noch eine potentielle Energie, oder Druckenergie, oder ein Arbeitsvermögen der Ruhe aufgenommen von $q \cdot h$.

Strömt nun das Wasser durch die Düse in die freie Atmosphäre aus, so wird jetzt das gesamte aufgespeicherte Arbeitsvermögen E_1 in Bewegungsenergie umgesetzt, und es ist dann, falls v die Ausströmgeschwindigkeit bedeutet, auch:

$$E_1 = q \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Es besteht also die Gleichung:

$$q \cdot \frac{v_0^2}{2g} + q \cdot h = q \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Nimmt man nun an, daß die Geschwindigkeit an der Oberfläche des Gefäßes sehr klein ist im Vergleich zu v , also $v_0 \sim 0$, bezieht man ferner die ganze Betrachtung auf die Gewichtseinheit $q = 1$ (also 1 kg), so erhält man schließlich die Gleichung:

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

Es heißt das: die statische Druckhöhe h ist gleich der sogenannten „Geschwindigkeitshöhe“ $\frac{v^2}{2g}$, der statische Druck ist also in Geschwindigkeit umgewandelt worden oder auch: an Stelle des Arbeitsvermögens der Ruhe (Druckenergie) ist ein solches der Bewegung (Bewegungsenergie) getreten.

b) Erfolgt der Ausfluß des Wassers nicht in die freie Atmosphäre, sondern nach Abb. 55 in einen Raum, in welchem ein Überdruck von h_1 in Meter Wassersäule herrscht, so erhält man (ebenfalls auf die Gewichtseinheit $q = 1$ bezogen und bei $v_0 \sim 0$) die Gleichung:

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

d. h. der statische Druck h ist jetzt nicht vollkommen in Geschwindigkeit umgewandelt, sondern es tritt neben der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ noch eine Druckhöhe h_1 auf.

Es wird also hier nicht das ganze Arbeitsvermögen in Bewegungsenergie umgesetzt, sondern es besitzt das Wasserteilchen nach dem Ausfluß neben Bewegungs- noch Druckenergie. Da es nämlich die Möglichkeit besäße, in einer kommunizierenden Röhre noch um h_1 m in die Höhe zu steigen, ohne von seiner Bewegungsenergie $\frac{v^2}{2g}$ etwas einzubüßen, so beträgt seine Druckenergie nach dem Ausflusse h_1 mkg. v hat also jetzt einen kleineren Wert als vorher, wenn h dieselbe Größe behalten hat.

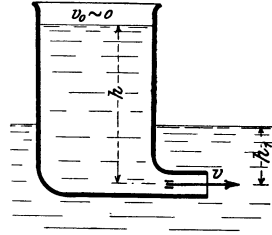


Abb. 55.

c) Gegeben sei ein Gefäß nach Abb. 56, an welches ein längeres, erst zylindrisches, dann konisches Ausflußrohr angesetzt ist. Denkt 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

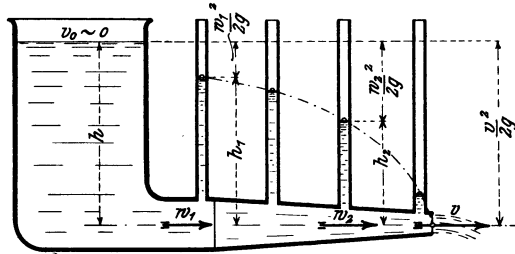


Abb. 56.

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, natürlich 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 wieder bezogen:

Gesamtenergie = Bewegungsenergie + Druckenergie.

Der Verlauf der gestrichelten Kurve in Abb. 56 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. 56 den bekannten Satz von der „Erhaltung der Energie“ bestätigen, denn: was an Druckenergie scheinbar verloren geht, findet sich in Bewegungsenergie wieder vor, bzw. es wird zur Überwindung der Widerstände, also ebenfalls zu einer Arbeitsleistung verbraucht.

d) Wendet man das unter c) Gesagte auf den durch Abb. 57 gekennzeichneten Fall an, so erhält man auch hier wieder die Gleichungen:

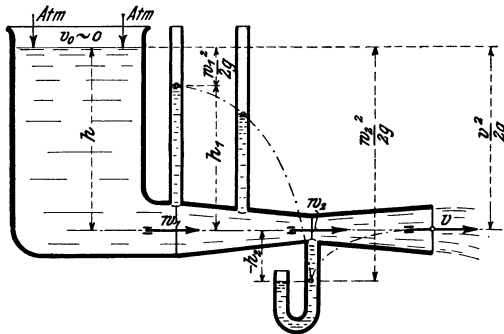


Abb. 57.

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

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

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

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.

e) Betrachtet werde schließlich eine Vorrichtung Abb. 58, und zwar sollen hierbei folgende drei Fälle untersucht werden:

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

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

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

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

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

Graphisch aufgetragen würde man ein Diagramm erhalten, wie es Abb. 59 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

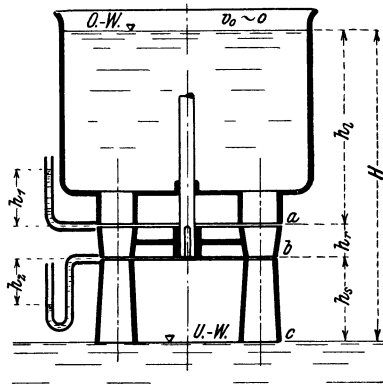


Abb. 58.

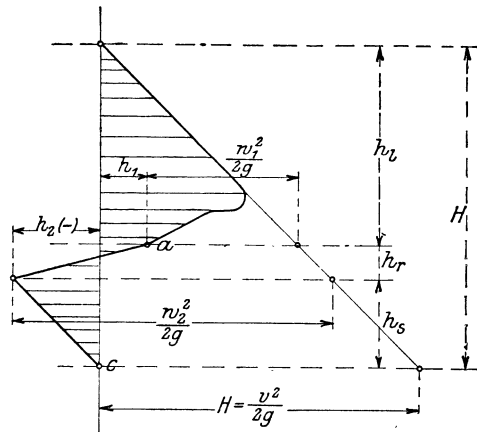


Abb. 59.

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

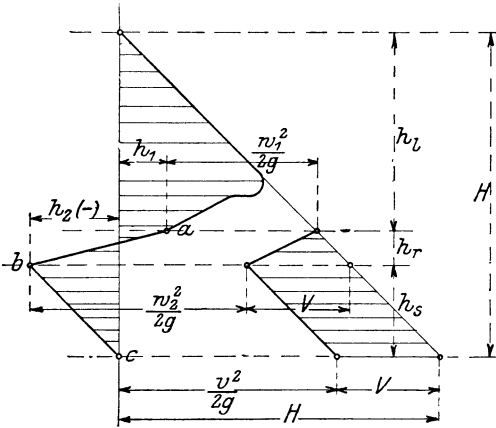


Abb. 60.

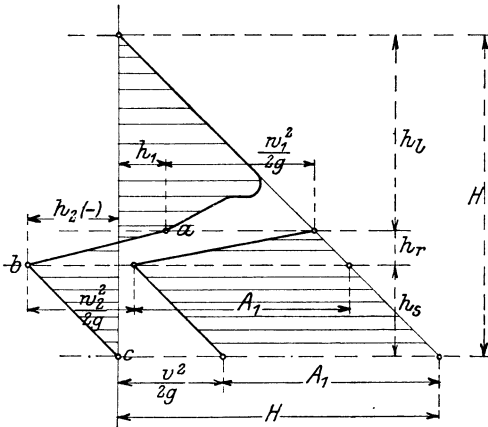


Abb. 61.

Abb. 60. 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

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. 58, 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:

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

und graphisch aufgetragen bekäme man das Diagramm

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. 61. Aus diesem Diagramm ergibt sich für den Punkt c :

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

oder schließlich auch:

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

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.

8. Die Arbeitsleistung des Wassers in Turbinen.

A. Die Turbinenhauptgleichung.

In den Abb. 62, 63 ist eine radiale Überdruckturbinen (sogenannte Francisturbinen) im Aufriß und Grundriß schematisch dargestellt. Es soll angenommen werden, daß der Wasserspiegel in dem oberen Kessel (Oberwasserkammer) stets in gleicher Höhe bleibt, daß also fortgesetzt die verbrauchte Wassermenge durch einen seitlichen Zufluß, dessen Geschwindigkeit aber in der Folge vernachlässigt werden soll, ersetzt wird.

Gemäß den Betrachtungen im Abschnitt 6 (Wasserbewegung) ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade c_1 , aus dem Laufrade dagegen c_2 . Mit dieser Geschwindigkeit strömt das Wasser in das Saugrohr, während es letzteres verläßt mit einer Geschwindigkeit c_3 . Nach Abschnitt 7 ergibt sich nun für den Leitradaustritt (entsprechend Punkt a , Abb. 58) die Gleichung:

$$(Gl. 1) \quad H_d = \frac{c_1^2}{2g} + h_1$$

und für den Laufradaustritt:

$$(Gl. 2) \quad H_d + H_r - A_1 = \frac{c_2^2}{2g} + h_2.$$

Es ist also auch die an das Laufrad abgegebene, auf 1 kg Wasser bezogene Arbeitsfähigkeit:

$$(Gl. 3) \quad A_1 = \left(\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \right) + (h_1 - h_2 + H_r),$$

worin das erste Glied die auf das Laufrad übertragbare Bewegungsenergie bedeutet, dagegen $(h_1 - h_2 + H_r)$ den gesamten „Überdruck“ (bzw. die gesamte, noch zur Verfügung stehende Druckenergie) zwischen Laufradeintritt und -austritt darstellt.

Dieser „Überdruck“ wird nun einerseits dazu verwendet, um das Wasser im Laufrade von w_1 auf w_2 zu beschleunigen, um also die Geschwindigkeitshöhe (bzw. die Bewegungsenergie) zu vergrößern um den Betrag

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$$

(In welcher Weise hierdurch die Arbeitsübertragung auf das Laufrad erfolgt, ist im folgenden Abschnitt gezeigt.) — Andererseits wird aber der Überdruck noch benutzt, um die Zentrifugalwirkung in den rotierenden Laufradkammern aufzuheben, welche das Wasser nach außen zu schleudern sucht. Denkt man sich die Schaufelkammer Abb. 64 mit Wasser gefüllt, so würde sich infolge der Rotation der Turbine allein (ohne Berücksichtigung der übrigen Strömungs- und Druckverhältnisse) außen eine

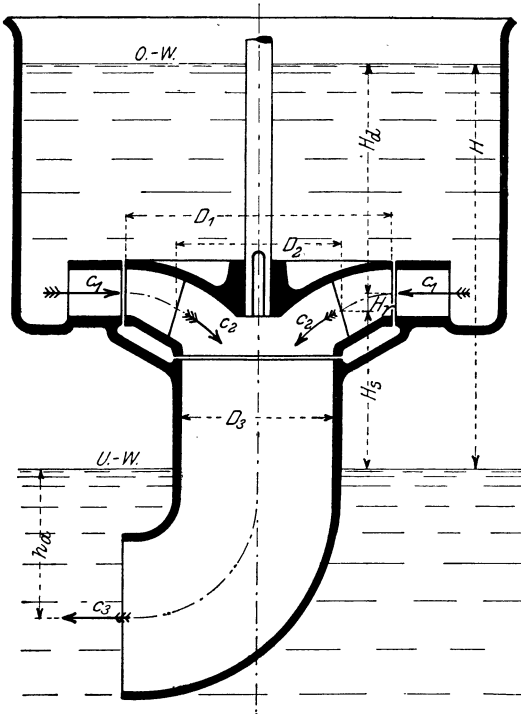


Abb. 62.

Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, innen

eine solche von $\frac{u_2^2}{2g}$ einstellen, also ein Überdruck von $\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$ auftreten, dem ein gleicher Druck entgegenzusetzen ist. Es ist somit:

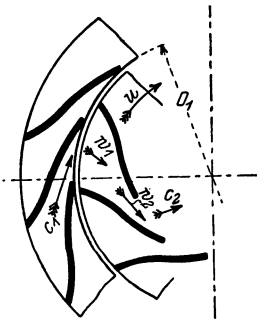


Abb. 63.

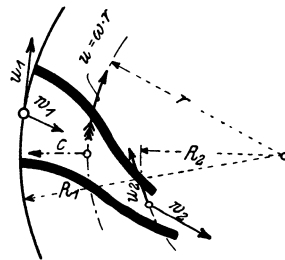


Abb. 64.

$$h_1 - h_2 + H_r = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Dies in Gleichung 3 eingesetzt ergibt dann:

$$(Gl. 4) \quad A_1 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

Handelt es sich um eine Axialturbine, so würde nun zwar das letzte Glied herausfallen, da $u_1 = u_2$ ist. Die Ableitung muß aber für den allgemeinen, durch die Radialturbine verkörperten Fall durchgeführt werden.

In der Form der Gleichung 4 ist nun die Arbeitsgleichung der Turbine noch nicht zu benutzen, da sie lauter unbekannte Werte enthält. Unter Berücksichtigung der Eintritts- und Austrittsparallelogramme Abb. 47 und 49 (stoßfreier Eintritt) ergibt sich aber weiter folgendes:

Nach dem „Kosinussatze“ ist:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{Abb. 47})$$

und:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (\text{Abb. 49}).$$

Setzt man beides in Gleichung 4 ein, so erhält man:

$$(Gl. 5) \quad A_1 = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

In dieser Gleichung stellt nun die rechte Seite, allerdings in unübersichtlicher Form, dar, auf welche Weise die Energieabgabe an die Schaufel erfolgt, während die linke Seite noch durch bekannte Größen ersetzt werden muß, welche zeigen, wieviel von der verfügbaren Arbeitsfähigkeit des Wassers ausgenutzt werden kann.

Nach Abschnitt 7 ergibt sich bei Ersatz von v durch c_3 hier:

$$A_1 = H - \frac{c_3^2}{2g},$$

wodurch dargestellt ist, was ideell von der gesamten Arbeitsfähigkeit H eines Kilogramm Wassers ausgenutzt werden kann, denn die Energie $\frac{c_3^2}{2g}$ des abfließenden Wassers ist natürlich verloren. Um aber die effektiv mögliche Ausnutzung zu erhalten, hat man außer dem Austrittsverluste $\frac{c_3^2}{2g}$ noch alle Leitungs- und Reibungsverluste ($q \cdot H$) innerhalb der Turbine zu berücksichtigen, so daß man eine Gleichung erhält von der Form:

$$A_1 = H - q \cdot H - \frac{c_3^2}{2g}.$$

Alle diese Verluste werden dann praktisch durch einen Koeffizienten ϵ , den sogenannten „hydraulischen Wirkungsgrad“ der Turbine aus-

gedrückt, welcher durch Versuche bestimmt wird und bei der Überdruckturbine zu:

$$\varepsilon = 0,8 \div 0,88$$

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 ε die gesamten Verluste innerhalb der Turbine enthalten.

Man erhält also:

$$A_1 = \varepsilon \cdot H$$

und schließlich durch Einsetzen in Gleichung 5 die sogenannte „Turbinen-Hauptgleichung“

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

In der Regel ist der $\sphericalangle \alpha_2$ von 90° wenig verschieden, wenigstens bei normaler Beaufschlagung (vgl. Abschnitt 11), 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

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

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:

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

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“ (vgl. Gl. 1). 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 Strahl turbinen 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.

B. „Beschleunigungsrückdruck“ und „Strahldruck“.

1. Beschleunigungsrückdruck oder Reaktion des Wassers.

Gegeben sei zunächst ein ruhendes Gefäß nach Abb. 65, durch welches sekundlich eine Wassermenge Q m³ ständig hindurchströmt. Die 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 gleich große Gegenkraft: Beschleunigungsrückdruck oder „Reaktion“ R , auf das Gefäß selbst ausüben muß. R läßt sich nun berechnen, wie folgt: Bekanntlich ist:

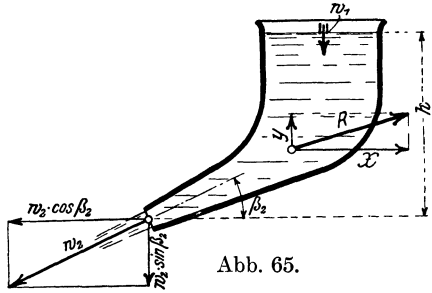


Abb. 65.

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

oder auch:

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

Nun tritt zunächst in wagerechter 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 wagerechter 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. 66, welches mit einer Geschwindigkeit u geradlinig fortschreitet. Im Gegensatz zu Abb. 65 stehe die (relative) Eintrittsgeschwindigkeit w_1 unter einem beliebigen β_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 gleich große Gegenkraft R .

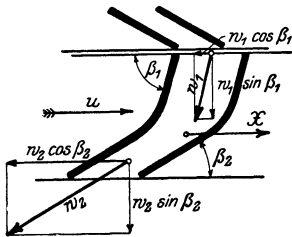


Abb. 66.

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:

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

2. „Strahlrdruck“ oder „Ablenkungsdruck“.

Gegeben sei ein Gefäß Abb. 67, 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 gleich große Gegenkraft

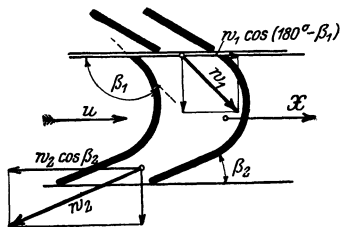


Abb. 67.

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 gleich große Gegenkraft

ausübt. Die horizontale Komponente 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 gleich große 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:

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

3. Folgerungen aus 1 und 2 auf die Turbinen.

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 wie folgt:

Bei den **Überdruckturbinen** tritt infolge des Überdruckes zwischen Laufradeintritt und -austritt eine Beschleunigung von w_1 auf w_2 ein. Es ist also im wesentlichen hier eine „**Beschleunigungskraft**“ nötig, während die zur reinen Ablenkung des Wassers aus der Richtung w_1 in w_2 nötige Ablenkungskraft gering ist, da der Ablenkungswinkel nur einen verhältnismäßig kleinen Wert hat. Beide Kräfte erzeugen nun zusammen die Gegenkraft R bzw. deren Horizontalkomponente X , welche aber keinen eigentlichen Angriffspunkt besitzen, sondern nur einen Druckunterschied vor und hinter den Schaufelblechen erzeugen.

Bei den **Strahlurbinen** ist in der Regel gar keine Beschleunigung erforderlich, da der Strahl sich frei an der Schaufel entfaltet und die Anfangsgeschwindigkeit w_1 annähernd beibehält, so daß $w_2 \cong w_1$ ist. Es tritt also hier lediglich eine „**Ablenkungskraft**“ auf, welche nur dadurch einen großen Wert erhalten kann, daß der Ablenkungswinkel ein großer wird. Die hier auftretende Gegenkraft ist somit nichts weiter als die Zentrifugalkraft des mit einer Umfangsgeschwindigkeit w durch die Schaufelmulde fließenden Strahles, welche von diesem auf die Mulde direkt übertragen wird, also ein „**Strahldruck**“.

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 im vorhergehenden Abschnitt A) abgeleitet war und bekanntlich eine Arbeitsgleichung darstellt, muß sich natürlich auch aus den vorhandenen Kräften ableiten lassen, und zwar ergibt sich dies bei folgender Überlegung:

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

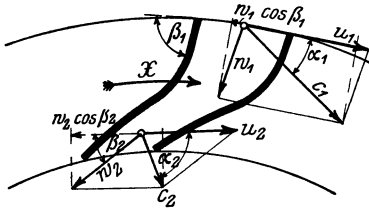


Abb. 68.

keine Rolle spielt, daß es vielmehr nur auf die Größe der Geschwindigkeits-Änderung vom Schaufeleintritt bis -austritt ankommt. Betrachtet man nun die Schaufelkammer einer Radialturbine, Abb. 68, wobei also verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 auftreten, so hätte man mit einer gesamten Geschwindigkeitsänderung von

$$- (u_1 - w_1 \cdot \cos \beta_1) = - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \text{ oben}$$

$$\text{auf: } - (u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2) = - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \text{ unten}$$

zu rechnen, so daß man als Umfangskraft erhalten würde:

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

Es handelt sich, wie gesagt, nun aber nicht um ein geradliniges Fortbewegen der Schaufelkammer mit der Geschwindigkeit u , wie dies bei den Betrachtungen unter 1 und 2 angenommen war, also erhält man auch die Arbeitsleistung hier nicht aus der einfachen Multiplikation von X mit u wie seither. Der Geschwindigkeits-Komponenten $c_1 \cos \alpha_1$ entspricht vielmehr die Umfangsgeschwindigkeit u_1 , der Komponenten $c_2 \cos \alpha_2$ die Umfangsgeschwindigkeit u_2 , so daß sich die Arbeitsleistung ergibt zu:

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

denn theoretisch ist der Vorgang gradeso aufzufassen, als ob dem Wasser am Schaufeleintritt die Geschwindigkeits-Komponente $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ plötzlich entzogen und dadurch am äußeren Umfange eine Arbeitsleistung $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1$ auf das Rad übertragen würde, am

Schaufelaustritt dagegen eine Arbeitsleistung $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2$

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; für die Aufstellung der Gleichungen kommt dies jedoch nicht in Betracht.

Da nun nach früheren Betrachtungen die zur Verfügung stehende Arbeitsleistung $A/\text{sek} = \varepsilon \cdot 1000 \cdot Q \cdot H$ beträgt, so erhält man bei Einsetzen dieses Wertes:

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

welches bekanntlich die allgemeine Turbinenhauptgleichung darstellt.

9. Arten der Turbinen.

A. Überdruckturbinen.

Während die älteste überhaupt vorkommende „Turbine“ wohl eine Art Strahl turbine gewesen ist, gelangten Überdruckturbinen zum ersten Male im Anfange des 19. Jahrhunderts zur Ausführung.

Im Jahre 1833 erfand der Franzose Fourneyron die nach ihm genannte Turbine, und zwar baute er sie derart, daß das Laufrad sich

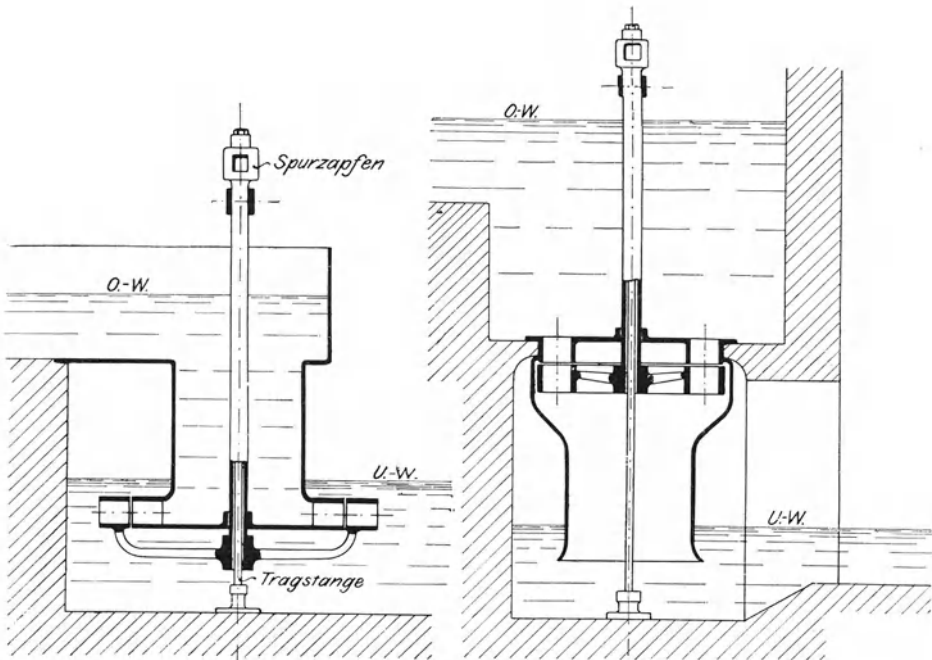


Abb. 69. Fourneyron-Turbine.

Abb. 70. Henschel-Jonval-Turbine.

ständig im Unterwasser drehte. Er hatte sich zum ersten Male das Reaktionsprinzip zunutze gemacht. Später wurde dann auch die Wirkung des Saugrohrs erkannt und wohl zuerst von den Ingenieuren Henschel und Jonval gleichzeitig in ihren Turbinen verwertet.

Einen weiteren Zuwachs erhielten dann die Überdruckturbinen durch die Erfindung des Amerikaners Francis im Jahre 1849. Wenn auch in Europa seine Turbine wenig Beachtung fand, so wurde dieselbe doch in seiner Heimat bald geschätzt und wesentlich vervollkommenet, so daß sie in der Neuzeit ihre so große Berühmtheit erlangen konnte.

Die Abb. 69÷71 stellen nun schematisch die wichtigsten Formen der Überdruckturbinen dar.

Die Fourneyron-Turbine (Abb. 69) ist, wie aus der Anordnung hervorgeht, eine Überdruckturbine, welche radial, jedoch von innen beaufschlagt wird. Das Leitrad sitzt also im Innern des Laufrades, so

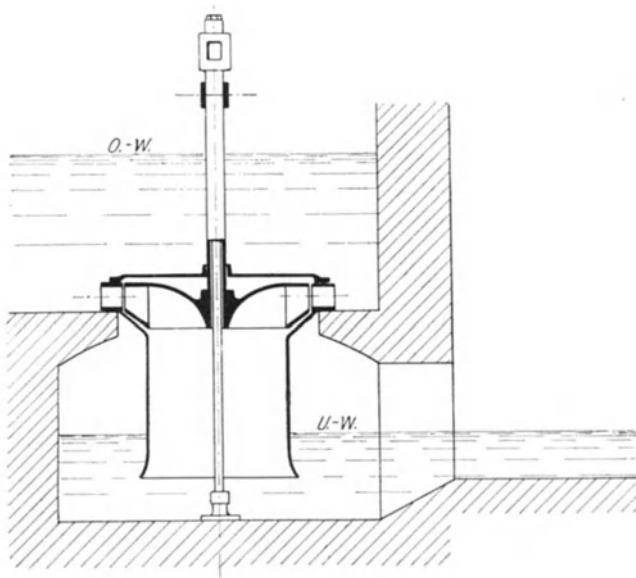


Abb. 71. Francis-Turbine.

daß letzteres dadurch einen verhältnismäßig großen Durchmesser erhält und infolge seiner Lage im Unterwasser unzugänglich wird.

Die Henschel-Jonval-Turbine (Abb. 70) ist eine axiale Überdruckturbine, bei welcher durch Anwendung eines Saugrohrs das Laufrad aus dem Unterwasser herausrückt, daher gegenüber der erstgenannten Anordnung zugänglicher wird.

Die Francis-Turbine (Abb. 71) wird von außen beaufschlagt, und zwar, wie die Abbildung zeigt, wiederum in radialer Richtung, wenn auch das Wasser nach dem Verlassen der Laufradschaufeln oder womöglich in denselben seine Richtung in die axiale umändern muß.

Betrachtet man nun diese drei hauptsächlichsten Arten von Überdruckturbinen hinsichtlich der unter 5 aufgestellten Forderungen der Neuzeit, so ist leicht zu erkennen, daß zunächst die Francis-Turbine, was Zugänglichkeit anbelangt, wohl am günstigsten sein wird. Nach Hochheben des Deckels auf dem Leitrade läßt sich das Laufrad

samt Welle hochziehen. Am ungünstigsten stellt sich in dieser Beziehung die Fourneyron-Turbine, da hier nicht allein das Laufrad, sondern auch sogar das Leitrad an unzugänglicher Stelle liegt.

In betreff der Steigerung der Umdrehungszahl wäre diejenige Turbine am vorteilhaftesten, welche den kleinsten Laufraddurchmesser erhalten kann. Hier ist wiederum die Francis-Turbine sehr geeignet, wie sich beim Vergleich der Figuren auch erkennen läßt. Ein weiterer Vorteil ist der, daß sich das Saugrohr bei Francis-Turbinen ohne große Querschnittsveränderungen an das Laufrad anschließt, so daß unnötige Wirbelbildungen vermieden werden und der Wirkungsgrad sich da-

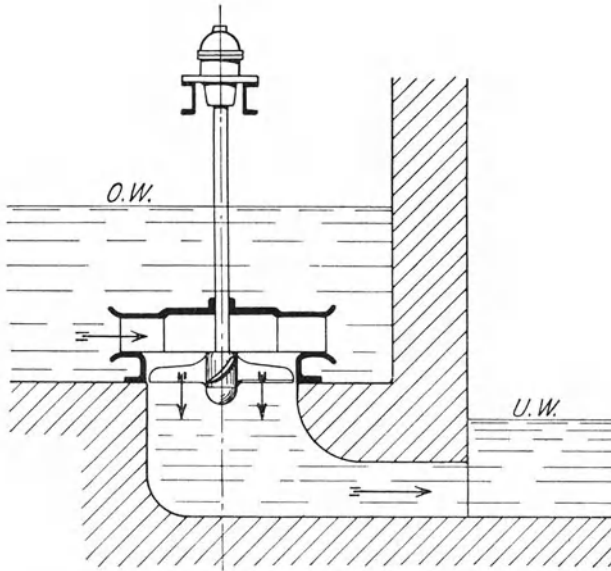


Abb. 72. Kaplan-Turbine.

durch höher stellt als bei den anderen Formen. Dann sei noch vorweg der wesentliche Umstand erwähnt, daß sich bei keiner anderen Turbine eine so vollkommene Regelung erzielen läßt, als sie bei der Francis-Turbine mit Hilfe der drehbaren Leitschaufeln möglich wird, wie später im Abschnitt 15 erläutert werden soll.

Berücksichtigt man schließlich noch, daß die Lage der Welle bei der Francis-Turbine beliebig sein kann, und daß dieselbe für größte Wassermengen und Gefälle von 0,5 m bis herauf zu 200 m in gleich vorteilhafter Weise angewandt werden kann, so ist wohl erklärlich, daß alle einschlägigen Fabriken die Francis-Turbine in neuerer Zeit zur Ausführung bringen. (Näheres hierüber vgl. Teil III.)

Neben der Francis-Turbine ist zur Ausnutzung kleiner Gefälle in den letzten Jahren eine Turbine in Aufnahme gekommen, welche von Prof. Kaplan in Brünn 1912 erfunden und inzwischen vervollkommnet

wurde. Wie Abb. 72 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 Schiffschraube 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.)

B. Strahltriebwerke.

Wie schon erwähnt, war diese Turbinenart wahrscheinlich die ursprüngliche, und eine dem Wasserrade ähnelnde Form soll bereits im Altertume bekannt gewesen sein. Sicher ist, daß Strahltriebwerke wenigstens schon im 15. Jahrhundert, allerdings in primitivster Weise, ausgeführt wurden, wie aus Leonardo da Vincis Schriften hervorgeht.

Zur eigentlichen Anwendung gelangten aber auch diese Turbinen erst in der Mitte des 19. Jahrhunderts. Zuerst war es das sogenannte Tangentialrad, eine von dem Schweizer Ingenieur Zuppinger im Jahre 1846 eingeführte Turbinenart, welche jedoch erst in neuerer

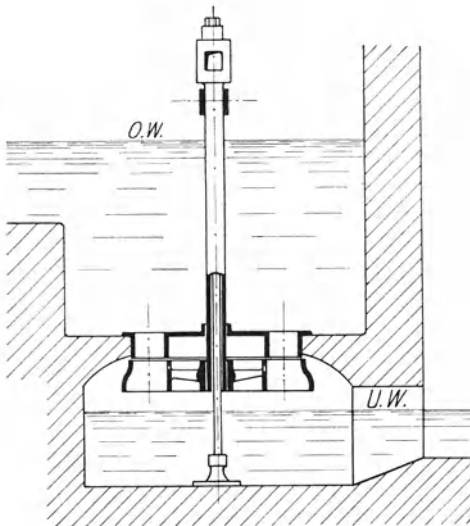


Abb. 73. Girard-Turbine.

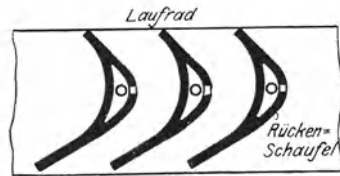


Abb. 74. Grenz-Turbine.

Zeit unter der abgeänderten Form des heutigen Pelton- oder Tangentialrades sich große Bedeutung verschafft hat. Sodann ist die heute noch vielfach mit gutem Erfolge in Anwendung befindliche Schwamkrug-Turbine, eine von innen beaufschlagte radiale Strahltriebwerke, zu nennen, welche um 1850 von dem sächsischen Kunstmeister Schwamkrug konstruiert wurde. Schließlich ist die axiale Strahltriebwerke zu erwähnen, eine Erfindung des Franzosen Girard um 1863, welche lange Jahre eine große Rolle im Turbinenbau gespielt hat.

Die Abb. 73–76 stellen diese Strahltriebwerkearten schematisch dar. Die Girard-Turbine, Abb. 73, ist eine Strahltriebwerke mit vollständig herumlaufendem Leitrad. Sie wird also voll beaufschlagt und ähnelt daher im Aufbau der Henschel-Jonval-Turbine (Abb. 70), nur daß das

Saugrohr in Wegfall gekommen ist und sich das Laufrad überm Unterwasser frei dreht. Die Girard-Turbine würde sich infolge ihrer Bauart am besten für große Wassermengen und geringe Gefällhöhen eignen. Bei geringem Gefälle bedeuten aber die durch Freihängen, Radhöhe und zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit auftretenden Verluste einen so großen Prozentsatz der Gefällhöhe, daß der Wirkungsgrad hier nur gering werden kann. Ferner ist bei der Girard-Turbine das Laufrad, wie bei allen Axialturbinen, vom Leitrade verdeckt, also unzugänglich. Schließlich ist vor allem der nachteilige Umstand zu beachten, daß der Unterwasserspiegel infolge Rückstau soweit steigen kann, daß er in das Laufrad eindringt. Hierdurch würde sofort die Wirkungsweise der Turbine und dadurch ihr Wirkungsgrad sehr nachteilig beeinflußt. Man müßte in diesem Falle also die

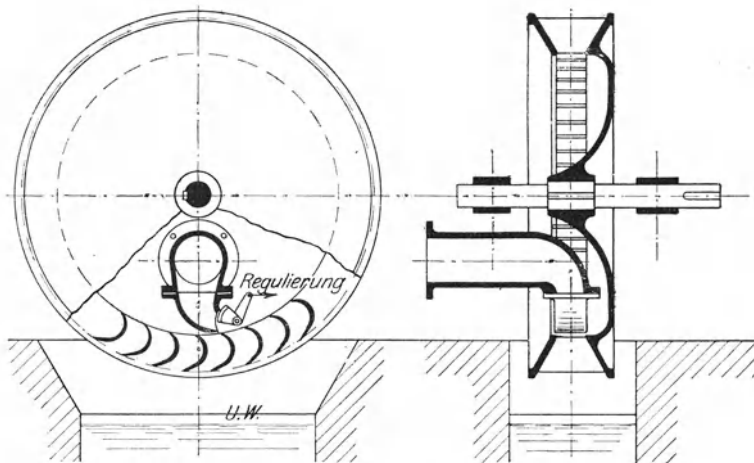


Abb. 75. Schwamkrug-Turbine.

Freihängehöhe noch recht groß wählen und würde dadurch die nutzbare Gefällhöhe noch mehr verringern. Alle diese Übelstände haben dazu geführt, daß die Girard-Turbine ganz von der Francis-Turbine verdrängt wurde.

Zu erwähnen ist hier ferner die Grenz- oder Kombinations-turbine, welche aus der Girard-Turbine unter Berücksichtigung und zur Vermeidung des letztgenannten Übelstandes entstanden ist. Außerlich ist diese Turbine der erstgenannten gleich. Der charakteristische Unterschied liegt lediglich in der Ausbildung der Laufradschaufeln. Diese Schaufeln sind in Abb. 74 dargestellt. Die eigentlichen Schaufeln sind mit sogenannten Rückenschaufeln versehen, wodurch der Wasserstrahl vollständige Führung erhält. In normalen Fällen arbeitet die Turbine als Strahl-turbine. Steigt aber das Unterwasser soweit, an, daß das Laufrad in dasselbe eintaucht, so arbeitet die Turbine ähnlich wie eine Überdruckturbine, allerdings unter

nicht besonders günstigen Verhältnissen. Auch diese Turbinenart wird heute nicht mehr ausgeführt.

Die Schwamkrug-Turbine, Abb. 75, ist eine radial von innen beaufschlagte Strahltriebwerk, deren Beaufschlagung aber nur teilweise

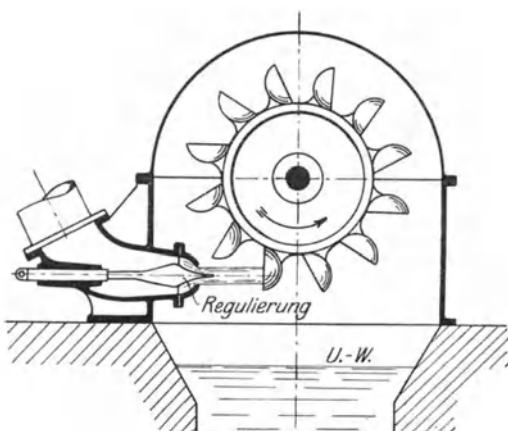


Abb. 76. Tangentialrad.

(partiell) erfolgt. Solche Turbinen werden auch Partialturbinen genannt. Wie aus der Abbildung hervorgeht, ist nur eine Leitschaufel vorhanden, eine Bauart, wie sie heute noch ziemlich häufig zu finden ist und welche auf die meist geringe Wassermenge hindeutet.

Der Vorteil der Schwamkrug-Turbine liegt in dem verhältnismäßig einfachen und zugänglichen Aufbau, in der Anordnung der liegenden Welle und in einer sehr einfachen Regelung,

die durch eine vor die Düse geschobene Zunge oder Blende bewirkt wird. Auch der Wirkungsgrad erreicht die Höhe von 80 vH und darüber. Trotzdem ist auch diese Turbinenart in neuester Zeit von dem Tangentialrade verdrängt worden.

Das Tangential- oder Pelton-Rad, Abb. 76, ist diejenige Strahltriebwerk, welche bei hohen und höchsten Gefällhöhen am geeignetsten

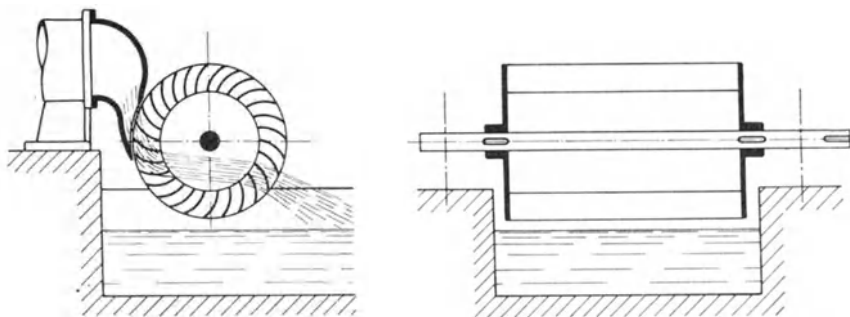


Abb. 77. Bánki-Turbine.

ist. Der Aufbau ist außerordentlich einfach und übersichtlich. Die Beaufschlagung erfolgt partiell durch eine oder mehrere Düsen, welche eine sehr einfache Regelung ermöglichen. Die löffelartigen Schaufeln oder Becher haben besondere, von den seither betrachteten Turbinenschaufeln abweichende Formen, wie dies später eingehend erläutert wird. Der Wirkungsgrad der Tangentialräder erreicht bis zu 90 vH. — (Näheres hierüber siehe später im Teil V.)

Zu erwähnen ist noch eine Turbinenart, Abb. 77, welche von Professor Bánki in Budapest in neuerer Zeit erfunden wurde. Es ist eine Strahltriebwerk, welche zunächst von 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 Bánki-Turbine¹⁾ 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 vH ergeben. Über praktische Anwendungen dieser Turbinenart ist aber noch wenig bekannt geworden.

III. Francis-Turbinen.

10. Entwicklung ihrer Konstruktionsformen.

Die Entwicklungsformen der Francis-Turbine von der ursprünglichen Gestaltung, wie sie der Erfinder ihr gab, bis zu der modernsten Ausführung zeigen die Abb. 78–85. Sie lassen erkennen, in welcher

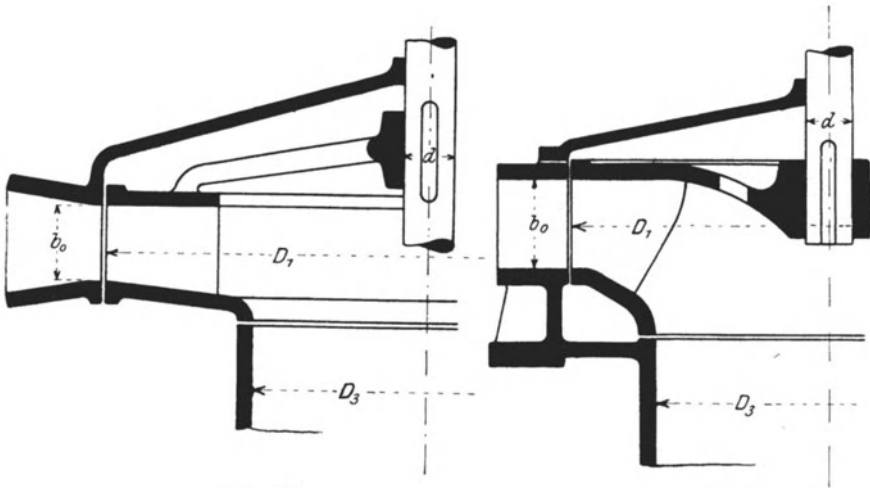


Abb. 78.

Abb. 79.

Weise der Laufraddurchmesser D_1 verkleinert worden ist, damit die Umdrehungszahl der Turbine möglichst hoch wird. (Saugrohr D_3 ist überall gleich groß gewählt.)

Die ursprüngliche Form ist in Abb. 78 angedeutet. Das Laufrad besteht aus einem Kranze von nahezu rechteckigem Querschnitt, der durch Arme an die Nabe angeschlossen ist.

¹⁾ Vgl. Z. d. V. d. I. 1918, S. 514.

Sodann ging man dazu über, beide Kränze im Bogen zu führen, damit das Wasser besser in seine spätere Austrittsrichtung gelenkt wird. Man erhielt dabei die Form Abb. 79, welche bis ungefähr vor 25 Jahren in Deutschland die übliche und beste war.

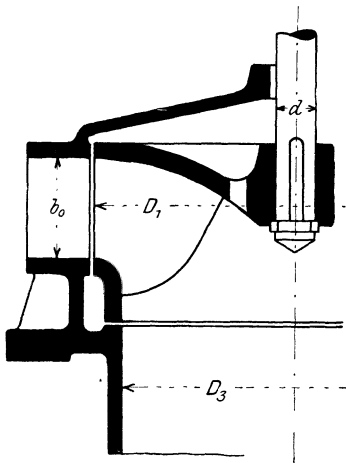


Abb. 80.

„Normalläufer.“

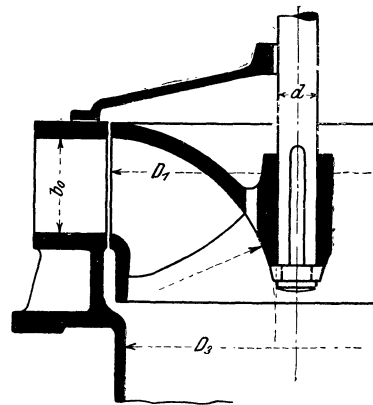


Abb. 81.

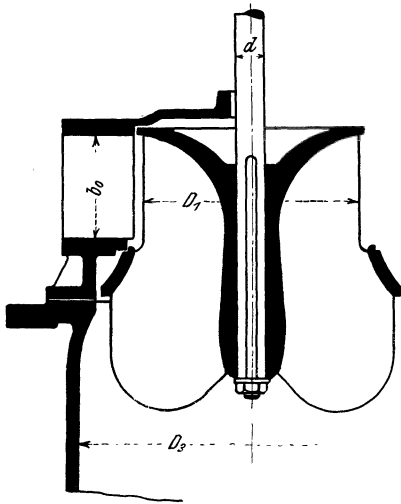


Abb. 82.

„Schnelläufer“.

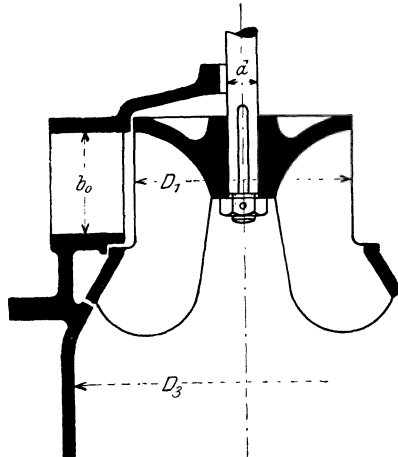


Abb. 83.

Die moderne „normallaufende“ Francis-Turbine hat die Ausführungsformen Abb. 80 oder 81, und zwar wird dieselbe von allen Fabriken in fast gleicher Gestalt nach dem Prinzip gebaut, daß der Laufraddurchmesser nur unwesentlich größer wird als der Saugrohrdurchmesser D_3 . Die Schaufelform ist hier natürlich nicht so ein-

fach als bei den ersten Formen; die Begrenzung der Schaufel nach innen bildet die gezeichnete Kurve, die „Austrittskurve“.

Höhere Umdrehungszahl erzielt man mit einer Turbine nach Ausführung Abb. 82 oder 83, dem sogenannten „Schnellläufer“. Im

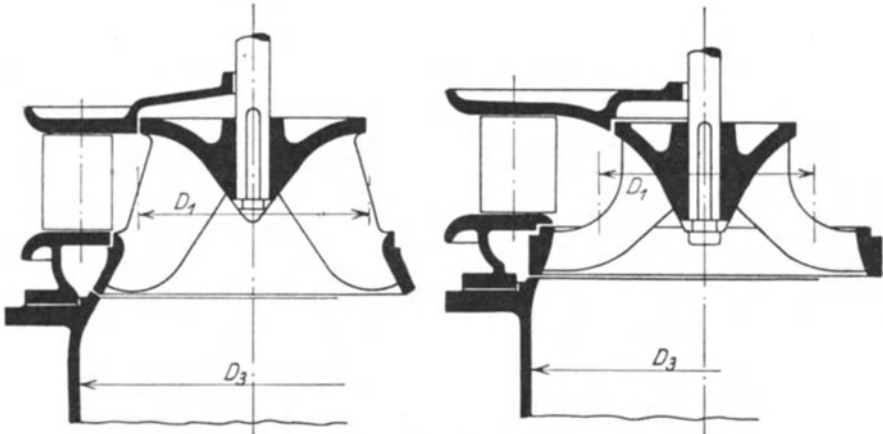


Abb. 84.

„Hoch-Schnellläufer“.

Abb. 85.

Vergleich mit Abb. 78 würde z. B. ein $\frac{1}{3}$ so großer Laufraddurchmesser, also eine dreimal so große Umlaufzahl als dort erzielt werden, ja durch Wahl anderer Winkel β_1 und α_1 (s. später unter 11) ließe sich dieselbe noch weiter bedeutend vergrößern, allerdings unter Beeinträchtigung des Wirkungsgrades. Die Schaufelform wird hier natürlich noch un-

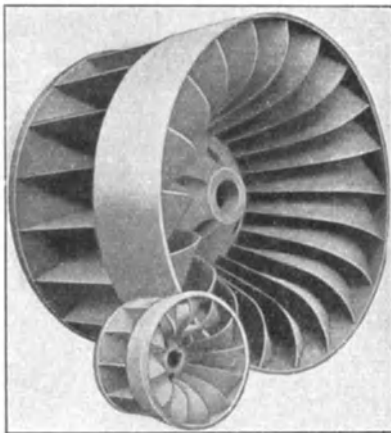


Abb. 86.

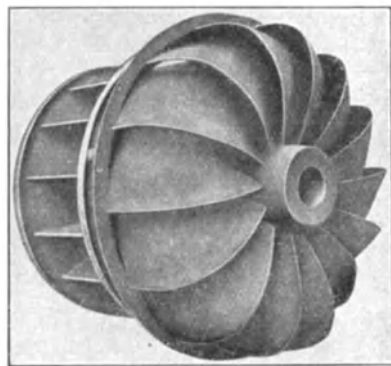


Abb. 87.

übersichtlicher und die Schaufeln hängen taschenförmig aus dem Rade unten heraus. Die Form Abb. 82 gibt zwar eine sichere Schaufelbefestigung, jedoch werden die Schaufeln sehr lang in der Strömrichtung,

was viel Reibung ergibt. Deshalb wird die Form Abb. 83 mit kurzen Schaufeln und kurzem Innenkranz jetzt vorgezogen.

Im Bestreben, die Schnellläufigkeit immer mehr zu steigern und die Schaufeln zur Verminderung der Reibung kurz zu gestalten, ist man schließlich in den letzten Jahren zu den Laufradformen Abb. 84 und 85 gekommen, welche als Expreßläufer oder Hoch-Schnellläufer bezeichnet werden. Die erstere Ausführ-

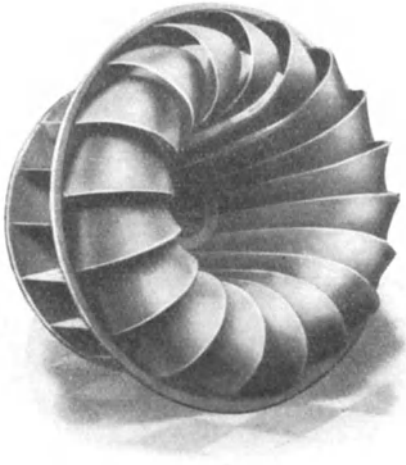


Abb. 88.

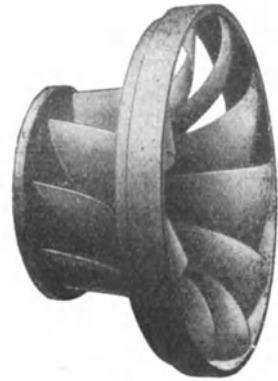


Abb. 89.

ung stammt von der schwedischen Firma Karlstads Verkstaden in Kristinehamn, während Abb. 85 eine Ausführung von J. M. Voith in Heidenheim wiedergibt. Hierbei verliert das Wasser vor dem Eintritt in das Laufrad für einen Augenblick die Führung, da die Leit-

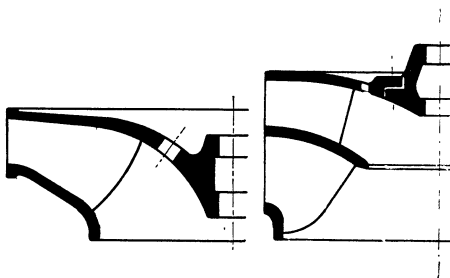


Abb. 90.

Abb. 91.

schaufeln vorher endigen, was sich aber als belanglos herausgestellt hat. Die weitere Entwicklung der Form Abb. 85 führt dann zur Kaplan-Turbine, Teil IV.

Die fertigen Laufräder moderner Francis-Turbinen sind in den Abb. 86–89 dargestellt, und zwar zeigt Abb. 86 das Normallaufrad, während Abb. 87 die ältere Form eines Schnell-

läufers und Abb. 88 den neueren Schnellläufer von J. M. Voith wiedergibt. Schließlich zeigt Abb. 89 einen Extremläufer derselben Firma, wobei man deutlich erkennt, daß die Schaufeln in einem spitzen Winkel (entgegen der Umlaufrichtung) stehen, während sie beim Normalläufer und dem Schnellläufer Abb. 87 nahezu radiale Richtung ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$) haben. Wie im folgenden Abschnitt II erläutert wird,

erhöht man die Schnellläufigkeit durch Verkleinerung des Eintrittswinkels der Laufradschaufel. —

Bei großen Gefällhöhen findet schließlich auch eine Laufradform Anwendung, bei welcher, entgegengesetzt den bisherigen Ausführungsformen, der Laufraddurchmesser möglichst groß gewählt wird. Es ist der „Langsamläufer“ Abb. 90, welcher verwendet wird, um die bei hohem Gefälle sonst sehr große Umlaufzahl herabzumindern.

Als Sonderkonstruktion sei außerdem hier die „Etagenturbine“ oder „Zweikranzturbine“ erwähnt, welche bei großer Wassermenge mitunter Anwendung findet. Es ist hierbei das Laufrad, um ihm die nötige Steifigkeit bei sehr großen Abmessungen zu geben, in einzelne Kammern geteilt, wie dies aus Abb. 91 hervorgeht. Neuerdings werden bei großen Wassermengen in der Regel mehrere normale Laufräder auf eine gemeinsame Welle gesetzt (Zwillingsanordnung usw., s. später) und man verwendet Zweikranzturbinen nur bei stark wechselnden Wassermengen¹⁾, wobei man unter Umständen die eine Kammer gänzlich von der Beaufschlagung ausschaltet.

11. Allgemeine Berechnungsgrundlagen bei Francis-Turbinen.

A. Am Leitradaustritt bzw. Eintritt ins Laufrad.

Als Grundgleichung für die Berechnung einer Turbine gilt die im Abschnitt 8 abgeleitete Turbinen-Hauptgleichung:

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

welche auch in der Form benutzt wird:

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

Vorausgesetzt ist hierbei, daß der Austrittswinkel α_2 der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 wenig von 90° verschieden ist, wie früher auf Seite 44 gezeigt war.

Der hydraulische Wirkungsgrad kann bei neuzeitlichen Turbinen zu:

$$\varepsilon = 0,85 \div 0,88$$

angenommen werden.

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

Als „normallaufend“²⁾ bezeichnet man das Laufrad, bei welchem die Schaufel beim Eintritt radial steht, wobei also: $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ ist.

Es ist hier wie das Parallelogramm, Abb. 92, zeigt: $c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$ und dies in die Hauptgleichung eingesetzt ergibt

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

¹⁾ Vgl. Oesterlen. Z. d. V. d. I. 1915, S. 809.

²⁾ Man unterscheidet: Normalläufer, Schnellläufer, Langsamläufer, einmal der Laufradform entsprechend (Abb. 80, 83, 90), dann aber auch nach der Größe des Eintrittswinkels β_1 .

oder falls $\varepsilon = 0,85$ gewählt wird:

$$u_1 = 2,9 \cdot \sqrt{H}.$$

Dies stellt also die Hauptgleichung einer Turbine dar für den Fall, daß $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$, wodurch die Rechnung sehr vereinfacht wird. —

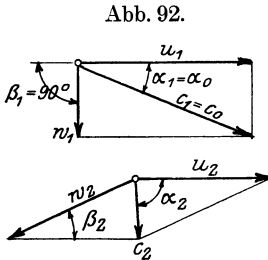


Abb. 93.

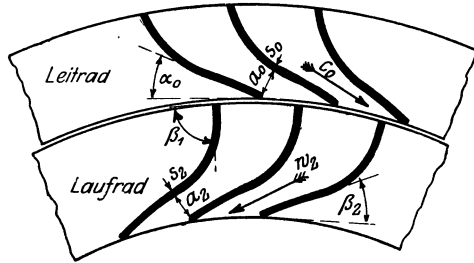


Abb. 94.

Verringert man den $\sphericalangle \beta_1$, so erhält man bei gleichem H und α_1 ein kleineres c_1 , aber eine vergrößerte Umfangsgeschwindigkeit u_1 , Abb. 95, was bei „Schnellläufern“ gewünscht wird. Praktisch geht man hier mitunter bis auf $\sphericalangle \beta_1 = 45^\circ$, wobei dann etwa:

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

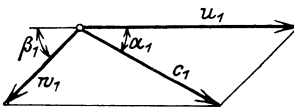


Abb. 95.

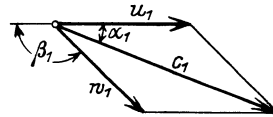


Abb. 97.

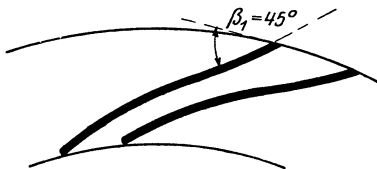


Abb. 96.

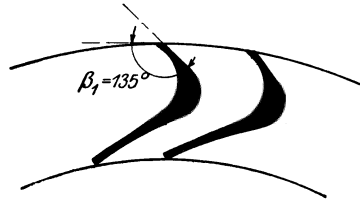


Abb. 98.

erreicht werden kann. Die Schaufelkammern werden aber dann im allgemeinen recht lang und schmal, wie dies Abb.96 darstellt, und dadurch wird der Einbau schlecht und der Reibungsverlust verhältnismäßig groß. Die Laufräder arbeiten, wie am Ende des Abschnittes 8 A gezeigt wurde, mit großem „Überdruck“, also großer Beschleunigung innerhalb der Schaufelkammern.

Verzichtet man auf stoßfreien Eintritt, was allerdings nur unter Preisgabe einiger Prozente des Wirkungsgrades geschehen kann, dann kann man sogar bis auf

$$4,5 \div 5 \cdot \sqrt{H}$$

hinaufgehen, was bei „Expreßläufern“ mitunter geschieht. Hierbei ist zu beachten, daß bei solchen Rädern ein großer Spalt zwischen Leit- und Laufrad vorhanden ist, also keine plötzliche Umlenkung des Wassers, also auch kein „Stoß“ im üblichen Sinne auftreten kann.

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 Strahlmaschine, d. h. das Wasser fließt mit gleichem Druck durch das Laufrad und die Schaufeln erhalten die Form Abb. 98, 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 Anfressungen. Das Parallelogramm erhält Rhombusform Abb. 97.

Je nach den Anforderungen des späteren Betriebes hinsichtlich der Umfangsgeschwindigkeit werden also unter Benutzung der Hauptgleichung die $\sphericalangle \beta_1$ bzw. auch β_1 und α_1 festgelegt. $\sphericalangle \alpha_1$ wird hierbei zwischen 25° und 35° angenommen. Die Umdrehungszahl ergibt sich alsdann aus:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi},$$

woraus ersichtlich ist, daß sich wiederum eine größere Umlaufzahl bei kleinerem Raddurchmesser D_1 erzielen läßt und umgekehrt. Größte Schnellläufigkeit wird man also erhalten mit einem Laufrade von kleinem D_1 und kleinem Eintrittswinkel β_1 , wie ihn das Rad Abb. 89 aufwies.

Die Schaufelweite a wird gewählt zwischen $40 \div 100$ ($\div 200$) mm, je nach Größe der Turbine. Zweckmäßig ist, die Weite im Leitrad kleiner zu wählen als im Laufrade, damit sich Fremdkörper größerer Art nicht im Laufrade festsetzen können.

Die Schaufelstärke s schwankt zwischen $5 \div 10$ mm, je nach Größe. Die Laufradschaufel ist meist aus Stahlblech gepreßt und in den Kranz eingegossen. Die Leitradschaufel ist bei neueren Turbinen in der Regel drehbar und besteht aus Gußeisen oder Stahlguß.

Die Schaufelzahl z findet man sehr verschieden. Man wählt dieselbe nur zweckmäßig in Lauf- und Leitrad verschieden groß, damit nicht Wirbel, die vom Zerschneiden des eintretenden Strahles durch das vorbeistreichende Schaufelblech herrühren, am ganzen Umfang zugleich eintreten.

Die Breite b_0 des Leitrades erhält man schließlich aus der Gleichung

$$\text{sekundliche Wassermenge } Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_0,$$

wobei c_0 aus dem Eintrittsparallelogramm zu entnehmen ist. (Näheres hierüber s. in den Beispielen Abschnitt 12.)

B. Am Austritt aus der Laufradschaufel.

Wie aus Abschnitt 6 hervorging, strömt das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit c_2 aus den Laufradschaufeln. Diese Geschwindigkeit soll einerseits möglichst senkrecht zu u_2 stehen, damit unnötige Wirbelbildungen im Saugrohr vermieden werden, andererseits soll sie nur einen kleinen Wert haben, damit das Arbeitsvermögen des abfließenden Wassers, welches ja für die Turbine verloren ist, möglichst klein wird. Durch ein konisch geformtes Saugrohr läßt sich allerdings dieser Austrittsverlust noch etwas verringern, da er nach den Betrachtungen im Abschnitt 8 A erst durch $\frac{c_3^2}{2g}$ ausgedrückt wird. Immerhin darf aber auch c_2 in der Regel keinen großen Wert besitzen.

Zur Erzeugung dieser Abflußgeschwindigkeit nimmt man nun einen Verlust an Gefällhöhe von 4–12 vH., und zwar bezogen auf die volle Wassermenge. Sollen also z. B. 8 vH. von H verloren gehen, so wäre:

$$c_2 \cong \sqrt{V2 \cdot g \cdot 0,08 \cdot H}.$$

Die kleineren Werte, also 4–6 vH. werden bei Langsam- und Normalläufern gewählt, die höheren bei Schnelläufern. Bei Extremläufern geht man sogar bis auf 20 vH. hinauf, wobei man aber durch eine besondere Ausbildung des Saugrohres dafür sorgen muß, daß ein Teil des Austrittsverlustes zurückgewonnen wird. Hierüber ist Näheres bei den Kaplanturbinen, Teil IV, erörtert.

Die Umfangsgeschwindigkeit u_2 des Laufrades an dem gewählten Austrittspunkt ergibt sich aus u_1 je nach Lage der Austrittsöffnung zum äußeren Laufraddurchmesser (s. z. B. Abschnitt 12).

Die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 , mit der das Wasser aus der Laufradschaufel strömt, wird aus Zweckmäßigkeit entweder gleich der Umfangsgeschwindigkeit u_2 gewählt, so daß hier alle drei Geschwindigkeiten u_2 , w_2 , c_2 in ihrer Größe festliegen, oder es wird $c_2 \perp u_2$ angenommen. Man konstruiert alsdann das Geschwindigkeitsparallelogramm (Abb. 93) und ermittelt daraus den $\sphericalangle \beta_2$. Wählt man nun noch die Schaufelweite a_2 und Stärke s_2 (s. unter A), so läßt sich mit Hilfe des graphisch übertragenen Winkels die Schaufelform am Laufradaustritt aufzeichnen.

Man greift dann aus der (maßstäblichen) Zeichnung die Schaufelteilung t_2 ab und berechnet schließlich daraus die Schaufelzahl z_2 im Laufrade aus der Gleichung

$$z_2 \cdot t_2 = D_2 \cdot \pi.$$

Näheres hierüber ergibt sich dann aus dem Berechnungsbeispiel im Abschnitt 12 A.

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 Francisturbinen regelbar ausgeführt werden und zwar ausnahmslos durch drehbare Leitschaufeln (vgl. Abschnitte 13 u. 15).

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 abnehmenden 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 Richtung und Größe, weil dies dem Zweck der Regelung (Abschnitt 15) entspricht.

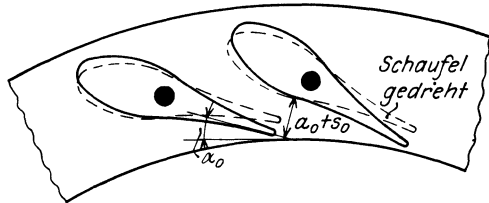


Abb. 99.

Man erhält daher eine Veränderung in den Parallelogrammen wie die Abb. 100 und 101 erkennen lassen. Die Winkel und Geschwindigkeiten erfüllen auch hier die „Hauptgleichung“, welche allerdings in ihrer allgemeinen Form:

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

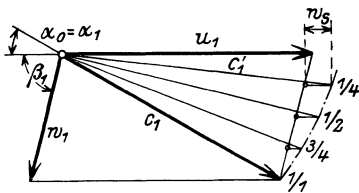


Abb. 100.

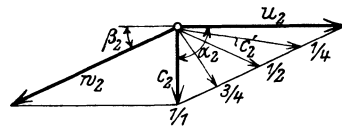


Abb. 101.

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

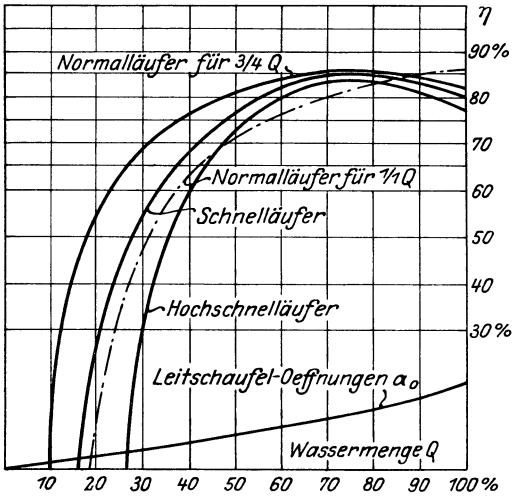


Abb. 102.

vorhanden sein soll, wie im Diagramm Abb. 102 in der strichpunktierten Linie dargestellt ist. Beträgt $\eta_{\max} = 0,85$ bei voller Wassermenge, so ist bei 40 vH Beaufschlagung nur noch etwa $\eta = 0,64$ vorhanden.

Um nun bei der Regelung, d. h. bei häufigen Belastungsschwankungen, kein zu rasches Abfallen des Wirkungsgrades zu erhalten, ist es üblich geworden, die Francisturbinen für $0,75 \div 0,8$ der vollen Wassermenge zu berechnen, d. h. also so,

daß sie bei $75 \div 80$ vH 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 vH. Beaufschlagung noch etwa $\eta = 0,75$ vorhanden, allerdings ist bei voller Wassermenge der Wirkungsgrad auf $0,82$ heruntergegangen.

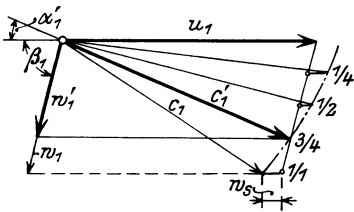


Abb. 103.

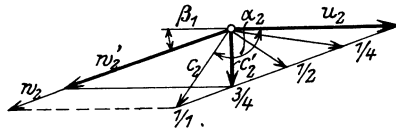


Abb. 104.

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 bei etwa 20 vH Beaufschlagung $\eta = 0$, bei einem Extremfläufer schon bei etwa 30 vH, 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 a_0 nehmen, wie ebenfalls Abb. 102 zeigt, nicht geradlinig ab, sondern nach einer Kurve, da ja c_0 bei kleinerem $\sphericalangle a_0$ zunimmt wie oben ausgeführt war.

In den Abb. 103 und 104 sollen nun die Veränderungen gezeigt werden, wenn die Turbine für $\frac{3}{4} Q$ berechnet wird. Man verlangt dann, daß bei $\frac{3}{4}$ 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_3 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. $\frac{1}{4}$, wesentlich günstigere Verhältnisse jetzt auftreten, wodurch also der Wirkungsgrad einen höheren Wert behält. Zu beachten ist noch, daß die unter B angegebenen Werte von c_2 für volle Wassermenge gelten, daß also bei bestem Wirkungsgrad auch ein bedeutend kleinerer Austrittsverlust vorhanden ist. Rechnet man z. B. bei vollem Q mit 12 vH Verlust der Gefällhöhe, also $c_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,12 \cdot H}$, so wird bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung $c_2 = \frac{3}{4} c_2$, was nur noch etwa 6,5 vH von H entspricht.

12. Berechnung der Francis-Turbine.

A. Normalläufer.

Beispiel: Es ist eine Francis-Turbine nach Bauart Abb. 80 mit senkrechter Welle zu entwerfen für eine mittlere Wassermenge von $Q = 2 \text{ m}^3$ pro Sekunde und ein nutzbares Gefälle von $H = 8 \text{ m}$.

Die Umdrehungszahl ist nicht gegeben, sondern es soll ein „normales“ Laufrad gewählt werden. Die Turbine soll außerdem mit Regulierung eingerichtet werden; jedoch soll sie im allgemeinen mit größter Belastung laufen, so daß sie bei dieser, d. h. bei voller Beaufschlagung, ihren größten Nutzeffekt erreichen soll.

Bezüglich der Berechnung selbst sei auf die früheren Ausführungen in den Abschnitten I und II verwiesen.

a) Leistung^{*)} der Turbine.

Überschläglich gerechnet wird die Turbine jedenfalls

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 160 \text{ PS.}$$

bei einem Wirkungsgrad von 75 vH leisten. Rechnet man jedoch mit einer vorteilhaften Ausführung derselben, so würde sich der Wirkungsgrad auf 80–85 vH stellen, und dann könnte eine effektive Leistung von mindestens:

$$N_e = 1000 \cdot \frac{2 \cdot 8}{75} \cdot 0,8$$

oder

$$N_e = 170 \text{ PS.}$$

garantiert werden.

b) Saugrohr- und Laufraddurchmesser sowie Umlaufszahl.

Rechnet man, daß für den Wasserabfluß 4 vH der Gefällhöhe verloren gehen sollen, so ergibt sich eine Ausflußgeschwindigkeit

$$c_2 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,04 \cdot 8} = 2,5 \text{ m/sek.}$$

Nimmt man nun an, daß diese Geschwindigkeit des abfließenden Wassers auch während des Durchflusses durch das Saugrohr annähernd beibehalten werden soll, so läßt sich in einfachster Weise der Saugrohrquerschnitt $\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4}$ berechnen aus der Gleichung

$$Q = \frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot c_2,$$

und es ergibt sich daraus

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{2}{2,5} = 0,8 \text{ m}^2$$

und somit

$$D_3 = 1,01 \text{ m.}$$

Gewählt daher

$$D^3 = 1050 \text{ mm } \textcircled{\text{D}}.$$

Hierbei ist allerdings darauf zu achten, ob nicht der Saugrohrquerschnitt durch eine starke Welle oder gar ein Armkreuz verengt wird. Dies ist dann bei der Rechnung in Rücksicht zu ziehen, d. h. es ist dann D_3 entsprechend größer zu machen. Außerdem ist aber auch zu beachten, daß die hier auftretende Geschwindigkeit in der Regel etwas kleiner als c_2 sein wird, wie in der Anmerkung zu f später erläutert ist.

Der äußere Laufraddurchmesser D_1 ergibt sich nun aus D_3 nach konstruktiven Gesichtspunkten. Man wählt je nach Größe der Turbine bei „Normalläufern“:

$$D_1 = D_3 + (40 \div 160) \text{ mm.}$$

Es sei hier demnach gewählt:

$$D_1 = 1050 + 150 = 1200 \text{ mm } \textcircled{\text{D}}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 des Laufrades wird für die „normallaufende“ Turbine ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$) gemäß den Ausführungen im Abschnitt 11:

$$u_1 = 2,9 \cdot \sqrt{H} = 2,9 \cdot \sqrt{8}$$

$$u_1 = 7,8 \text{ m/sek}$$

und somit die Umdrehungszahl:

$$n = \frac{u_1 \cdot 60}{D_1 \cdot \pi} = \frac{7,8 \cdot 60}{1,2 \cdot \pi} = 124 \text{ pro Minute.}$$

c) Schaufeln im Laufrade.

Für irgendeinen Punkt der gewählten Schaufelaustrittskurve können nun Schaufelzahl, Weite, Winkel usw. bestimmt werden. Am einfachsten nimmt man den unteren Endpunkt dieser Austrittskurve, weil hier der Durchmesser nämlich D_3 , bereits bekannt ist (vgl. Abb. 80). Das weitere ergibt später die unter 14 erörterte Schaufelkonstruktion.

Für diesen Endpunkt der später erst genau zu wählenden Austrittskurve (s. unter f) wird nun

$$u_2' = u_1 \cdot \frac{D_3}{D_1} = 7,8 \cdot \frac{1050}{1200} = 6,8 \text{ m/sek.}$$

Es sei nun auch gewählt $w_2' = 6,8 \text{ m/sek}$, ferner ist von früher bekannt $c_2 = 2,5 \text{ m/sek}$ (vgl. hierzu aber Abschnitt 11B sowie 14C).

Aus diesen drei Geschwindigkeiten wird das Parallelogramm nun konstruiert, wie es in Abb. 105 getan ist. Der $\sphericalangle \beta_2$ läßt sich aus der Zeichnung zu 22° ablesen.

Sodann wählt man für das Laufrad z. B.: Schaufelweite $a_2 = 60$ mm, Schaufelstärke $s_2 = 6$ mm und zeichnet, wie in Abb. 106 angegeben ist, das Ende

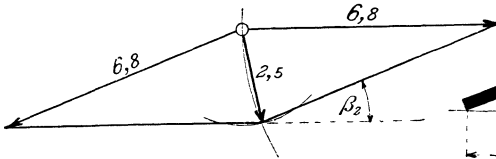


Abb. 105. 1 cm = 2 m/sek

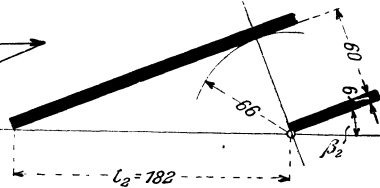


Abb. 106. Maßstab 1 : 5.

einer Schaufelkammer maßstäblich auf, allerdings zunächst mit geradliniger Begrenzung¹⁾. Es ergibt sich daraus die Teilung t_2' , welche zu 182 mm abgemessen wird. Daraus folgt schließlich die Schaufelzahl im Laufrade

$$z_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{t_2'} = \frac{1050 \cdot \pi}{182} = 18,1.$$

Man wählt natürlich

$$Z_2 = 18 \text{ Schaufeln,}$$

wodurch sich nun in Wirklichkeit t_2' sowie $\sphericalangle \beta_2$ etwas ändern, was aber hier vorläufig belanglos ist.

d) Schaufeln im Leitrade und Leitradbreite b_0 .

Hier werde gewählt: Schaufelweite $a_0 = 50$ mm (s. Abschnitt 11), Stärke $s_0 = 6$ mm, Zahl $z_0 = 22$.

Aus z_0 und einem angenommenen inneren Leitraddurchmesser $D_0 = 1202$ mm ergibt sich also auch die Schaufelteilung zu

$$t_0 = \frac{D_0 \cdot \pi}{z_0} = \frac{1202 \cdot \pi}{22} = 171 \text{ mm,}$$

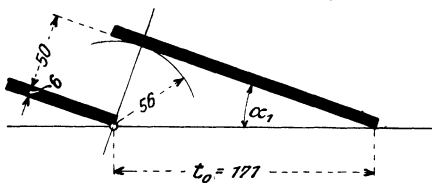


Abb. 107. Maßstab 1 : 5.

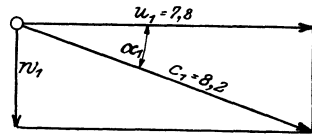


Abb. 108. 1 cm = 2 m/sek.

Man zeichnet alsdann maßstäblich, wie es in Abb. 107 dargestellt ist¹⁾, das Ende einer Schaufelkammer auf und hat damit den $\sphericalangle \alpha_1 = \alpha_0$ auf graphischem Wege ermittelt. Rechnerisch würde er sich aus $\sin \alpha_0 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$ ergeben. Das Geschwindigkeitsparallelogramm läßt sich nun ebenfalls verzeichnen, da $u_1 = 7,8$ m/sek, sowie $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ und $\sphericalangle \alpha_1$ bekannt sind (s. Abb. 108). Aus Abb. 108 läßt sich alsdann die Austrittsgeschwindigkeit $c_0 = c_1$ abmessen. Man findet $c_1 = 8,2$ m/sek.

¹⁾ Auf eine allenfalls vorkommende Kranz- und Schaufelkrümmung wird erst bei der Schaufelkonstruktion (Abschnitte 13 und 14) Rücksicht genommen.

Aus der Gleichung

$$Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$$

ergibt sich die letzte noch fehlende Größe, nämlich die Leitrad- (bzw. Laufrad-) Breite b_0 zu

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_1} = \frac{2}{22 \cdot 0,05 \cdot 8,2} = 0,22 \text{ m.}$$

Also $b_0 = 220 \text{ mm.}$

e) Kranzkonstruktion und Welle.

Nach Berechnung der bis jetzt ermittelten Hauptmaße kann man nun zur maßstäblichen Aufzeichnung des Laufrades schreiten. Man wird dies in der Praxis in Naturgröße vornehmen; hier ist es in Abb. 109 im Maßstab 1:10 der Naturgröße getan.

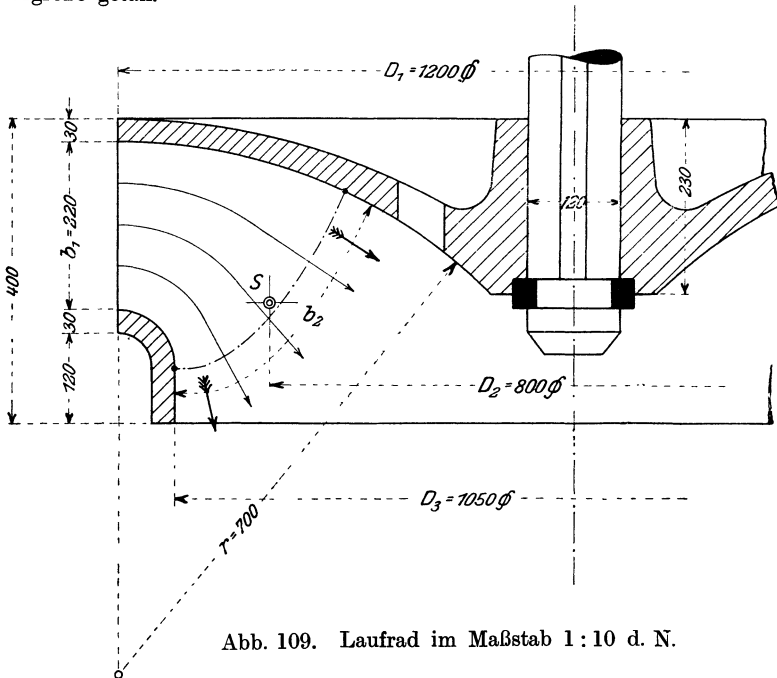


Abb. 109. Laufrad im Maßstab 1:10 d. N.

Der Kranz ist aus Gußeisen auszuführen. Die Kranzstärke sei zu 30 mm durchweg angenommen; nach der Nabe zu soll dieselbe jedoch auf 50 mm anlaufen. Der obere Kranz ist, wie Abbildung zeigt, in Kreisbogenform ausgebildet. Im Kranze befinden sich nahe der Nabe 4 ÷ 6 Löcher von 60 mm \odot . Diese haben den Zweck des Druckausgleiches zwischen den Räumen oberhalb und unterhalb des Laufrades. (Über die Schaufelaustrittskurve s. unter f.)

Die Welle wird, da sie senkrecht stehen soll, nur auf Verdrehung berechnet. Sie sei aus gewöhnlichem Walzeisen hergestellt. Man hat also zu rechnen nach der Gleichung

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_d = M_d.$$

Nun ist

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{170}{124} = 100\,000 \text{ cmkg.}$$

Ferner sei $k_d = 300 \text{ kg/cm}^2$ angenommen, so gering, da auch geringe Biegebungsbeanspruchungen durch Zahnräder usw. in die Welle kommen können. Dann ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 100\,000}{\pi \cdot 300}} = 12 \text{ cm} = 120 \text{ mm } \textcircled{1}.$$

(Hat man eine liegende Welle, so muß natürlich die Berechnung auf Biegung wie auf Verdrehung bzw. mit sehr geringem k_d erfolgen.)

f) Schaufelaustrittskurve.

Beim Austritt der Wassermenge aus den Laufradschaufeln tritt eine Gleichung auf von der Form

$$Q = (D_2 \cdot \pi \cdot b_2) \cdot c_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2};$$

sie entsteht wie folgt (vgl. aber auch die Anmerkung):

Die Austrittsfläche (Abb.109, besonders herausgezeichnet in Abb.110) ist eine Rotationsfläche und wird daher nach der Guldin'schen Regel berechnet aus dem Produkte von: Kurvenlänge b_2 und Weg des Schwerpunktes der Kurve $D_2 \cdot \pi$. Diese Fläche wird aber noch durch die 18 Schaufelbleche verengt, und zwar, wie Abb. 111 zeigt, im Verhältnis

$$\frac{\text{nutzbarer Ausfluß}}{\text{ganze Fläche}} = \frac{l}{t_2} = \frac{a_2}{a_2 + s_2}.$$

Die Geschwindigkeit c_2 soll in ihrer früher berechneten Größe in allen Punkten gleich groß und annähernd senkrecht zum Ausflußquerschnitt (Austrittsfläche) angenommen sein.

Es ergibt sich somit in unserem Beispiel:

$$2 = (D_2 \cdot \pi \cdot b_2) \cdot 2,5 \cdot \frac{60}{66}$$

und hieraus:

$$D_2 \cdot b_2 = 0,28 \text{ m}^2.$$

Diese beiden unbekanntnen Größen: Länge der Schaufelaustrittskurve b_2 und Durchmesser in ihrem Schwerpunkt D_2 werden nun am besten durch Probieren so festgelegt, daß schließlich das Produkt $D_2 \cdot b_2$ den berechneten Wert erhält. Läßt sich dies nicht erreichen, so kann man z. B., um b_2 zu vergrößern, den Laufradkranz höher wölben.

In der Zeichnung (Abb.109) ergibt sich durch Ausprobieren z. B.: $D_2 = 0,8 \text{ m}$ und $b_2 = 0,35 \text{ m}$, so daß $D_2 \cdot b_2 = 0,8 \cdot 0,35 = 0,28 \text{ m}^2$ wird, wie verlangt war.

Anmerkung: Zu beachten ist jedoch, daß diese Rechnungsweise eigentlich nur genau ist, falls die Kurve in allen Punkten senkrecht zur Strömrichtung des Wassers steht! Man muß sich also zweckmäßig den Lauf einzelner Wasserfäden, wie dies in Abb. 109 angedeutet ist, zunächst nach

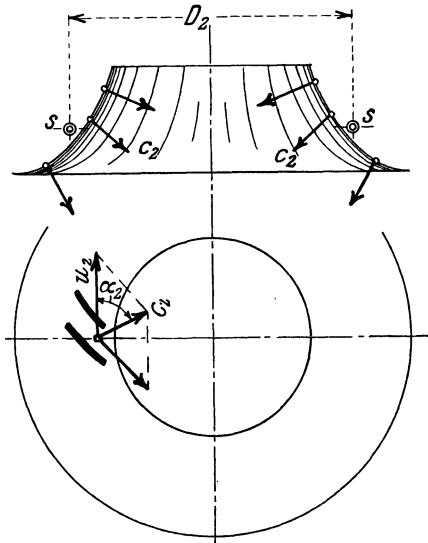


Abb. 110.

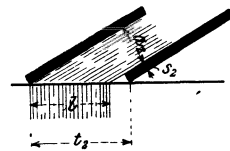


Abb. 111.

Gutdünken einzeichnen, um die jeweilige Richtung der Kurve hierzu annähernd senkrecht eintragen zu können. Man bezeichnet eine derartige Austrittskurve als „Niveaulinie“. Die Austrittsfläche soll also eine „Niveaufläche“, d. h. eine Fläche sein, die an allen ihren Punkten annähernd gleiche Eigenschaften aufweist (vgl. hierzu später Abschnitt 14 C).

Zu beachten ist ferner, daß in Wirklichkeit bei den Annahmen des Beispiels c_2 gar nicht genau radial steht, wie der Grundriß von Abb. 110 erkennen läßt. Genau genommen müßte man also die vorhin aufgestellte Gleichung schreiben:

$$Q = (D_2 \pi \cdot b_2) c_2 \cdot \sin \alpha_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2}.$$

Für den endgültigen Entwurf der Schaufelform haben allerdings diese peinlich genauen Rechnungen gegenüber den einfacheren Annäherungsrechnungen kaum irgendwelchen Einfluß, da die ganzen Strömungsverhältnisse in der Turbine doch in erster Linie auf Annahmen beruhen.

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 Abb. 151 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 vH. der Gefällhöhe verloren gehen. Es ergibt sich also:

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,12 \cdot 4} = 3,1 \text{ m/sek.}$$

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

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_2} = \frac{5}{3,1} = 1,61 \text{ m}^2.$$

Hieraus:

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

Bei $3/4 Q$ würde sich die Abflußgeschwindigkeit auf $3/4$, also auf $c_2' = 2,3$ verringern, was etwa 6,5 vH 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 Umlaufzahl.

Bei einer Radform etwa nach Abb. 83 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 Umlaufzahl:

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

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 Turbinen-Hauptgleichung zu erfüllen und zwar in der Form

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

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

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

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

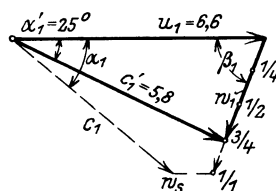


Abb. 112. 1 cm = 2 m/sek.

Das Geschwindigkeitsparallelogramm oder Dreieck für $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung wobei der Eintritt stoßfrei sein soll, läßt sich nun aufzeichnen (Abb. 112). 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. 112 ergänzend angedeutet ist. (Vgl. hierüber Abschnitt 11 C.) 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 $\frac{3}{4} Q$:

$$c'_0 = c'_1 = 5,8 \text{ m/sek}$$

und

$$\sphericalangle \alpha'_0 = \sphericalangle \alpha'_1 = 25^\circ.$$

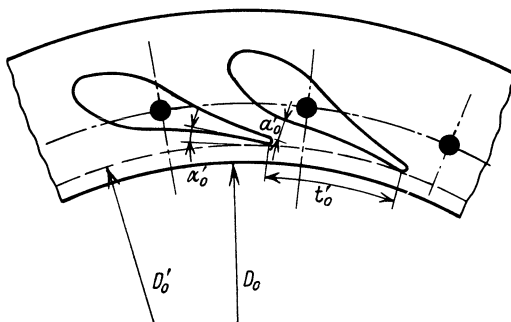


Abb. 113.

Wählt man nun: $Z_0 = 16$ Schaufeln und nimmt man bei teilweise geschlossenen Schaufeln einen inneren Leitradradius von $D'_0 = 1200 \text{ mm}$ an

(Abb. 113), so erhält man $t'_0 = \frac{D'_0 \cdot \pi}{Z_0} = \frac{1200 \cdot 3,14}{16} = 236$ mm. Die Schaufelweite ergibt sich somit gemäß Abb. 107 (früher) aus:

$$a_0 + s_0 = t'_0 \cdot \sin \alpha'_0 = 236 \cdot 0,42 = 100 \text{ mm.}$$

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

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

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

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

Es ist also:

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

Ausgeführt werde:

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

f) Kranzkonstruktion und Welle.

Das Laufrad kann ausgeführt werden wie z. B. Abb. 114 im Schnitt und Maßstab 1:20 der Natur zeigt. Kranz aus Gußeisen, Schaufeln aus Stahlblech und in den Kranz eingegossen. Form der beiden Kränze so, daß ein möglichst

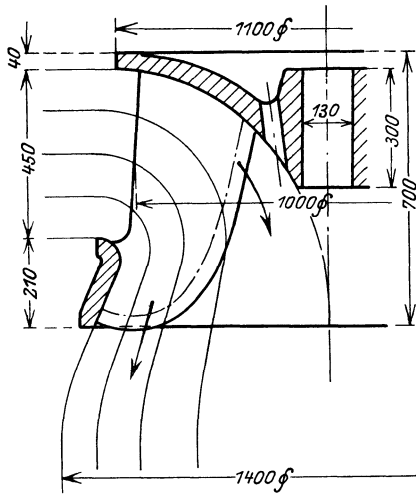


Abb. 114. Laufrad im Maßstab 1:20 d. N.

gleichmäßiger Übergang vom Eintritt bis zum Saugrohr erfolgt, was durch Einzeichnen von einzelnen Wasserfäden oder „Schichtlinien“ noch deutlicher zum Ausdruck kommt. Beim Zeichnen solcher Schichtlinien ist zu beachten, daß diese die Turbine in einzelne Teile mit gleichem Wasserdurchfluß zerlegen, daß also die Eintrittsbreite zwar in eine Anzahl gleiche Teile zu teilen ist, daß aber im Saugrohranfang die Teilung so durchgeführt werden muß, daß immer das Produkt aus Breite und mittlerem Durchmesser des Teiles den gleichen Wert erhält. Vgl. Abschnitt 14A.) Die Schaufelaustrittskante ist hier im Gegensatz zum Normalläufer des Beispiels A keine „Niveaulinie“, sondern sie kann beliebig eingezeichnet werden so, daß die Schaufel selbst nicht unnötig lang in der Durchströmrichtung wird. Zahl und Form der Laufradschaufeln würde sich erst bei der Schaufelkonstruktion bei genauer Aufzeichnung ermitteln lassen, was aber über den Rahmen dieses Buches hinausgehen würde. Einen Hinweis auf die Schaufelkonstruktion enthält der spätere Abschnitt 14C. —

Die Welle kann wie im Beispiel A auf Verdrehung mit $k_d = 300$ kg/cm² berechnet werden.

Es wird also:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_d = M_d, \text{ wobei } M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{220}{125} = 126000 \text{ cmkg beträgt.}$$

$$\text{Also} \quad d = \frac{\sqrt[3]{126000 \cdot 5}}{300} = \sqrt[3]{2100} = 12,8 \text{ cm.}$$

$$\text{Ausgeföhrt:} \quad d = 130 \phi.$$

13. Konstruktion der Leitradschaukel.

Während bei einer Axialturbine die Begrenzungslinie des Kranzes als gerade Linie verläuft und daher die Schaufeln am Austritt ebenfalls geradlinig auszubilden sind, wie es in den Abb. 106 und 107 vorläufig dargestellt wurde, wird nun bei der Francis-Turbine der Kranz in Kreisbogenform gebogen, wodurch das Schaufelende zu einer Kurve wird. Stellt man die Forderung, daß der Schaufelwinkel α_0 für ein gewisses Schaufelstück genau eingehalten wird, so würde diese Kurve eine logarithmische Spirale sein müssen. Verlangt man, daß der Wasserstrahl parallele Führung zwischen den Schaufelwänden erhalten soll bei gleichzeitiger Einhaltung der Teilung t_0 , Schaufelweite a_0 und Stärke s_0 , so erhält man, wie Abb. 115 zeigt, für die Kurve eine Evolvente. Da diese Kurve einfach aufzuzeichnen ist und außerdem leicht durch einen Annäherungskreisbogen ersetzt werden kann, so ist die Annahme der Evolvente in der Praxis am gebräuchlichsten. (Mitunter wird die Kurve sogar durch eine Gerade ersetzt und auch hiermit werden stoßfreie Beaufschlagungen erzielt.) Der Grundkreis, auf welchem die Evolvente zu bilden ist, erhält, wie ebenfalls aus der Abbildung hervorgeht, den Umfang $z_0 \cdot (a_0 + s_0)$, also für unser Beispiel des Normalläufers einen Durchmesser:

$$e_0 = \sqrt[2]{z_0} \cdot \frac{a_0 + s_0}{\pi} = 22 \cdot \frac{56}{\pi} = 392 \text{ mm.}$$

Der äußere Durchmesser des Leitrades sei, wie Figur zeigt, zu 1600 bzw. 1660 mm angenommen.

Man konstruiert nun folgendermaßen:

Die Evolventenform verzeichnet man am einfachsten dadurch, daß man die Teilung $t_0 = 171$ mm in vier Teile teilt, durch die Teilpunkte Grundkreistangenten zieht und die Höhen $(a_0 + s_0)$, $\frac{3}{4} \cdot (a_0 + s_0)$, $\frac{1}{2} \cdot (a_0 + s_0)$ und $\frac{1}{4} \cdot (a_0 + s_0)$ darauf abträgt. Die gefundenen Punkte werden durch eine stetig verlaufende Kurve verbunden, welche ausreichend genau die Evolvente darstellt.

In der Praxis wird man jedoch selbstredend diese wie die weiteren Aufzeichnungen in natürlicher Größe vornehmen.

An die Evolvente schließt sich dann ein Kreisbogen von ziemlich beliebiger Größe und Richtung an. Da die Schaufeln zur Regelung drehbar sein sollen, so müssen sie zur Aufnahme des Drehbolzens genügend große Wandstärke erhalten. Für den Entwurf der dadurch bedingten Schaufelform ist nur allein maßgebend, daß die Schaufelkammer von außen nach innen zu gleichmäßig und stetig ihren Querschnitt verjüngt und nicht etwa zwischendurch einen geringeren Querschnitt aufweist. Auch dies läßt die Abb. 115 deutlich durch die

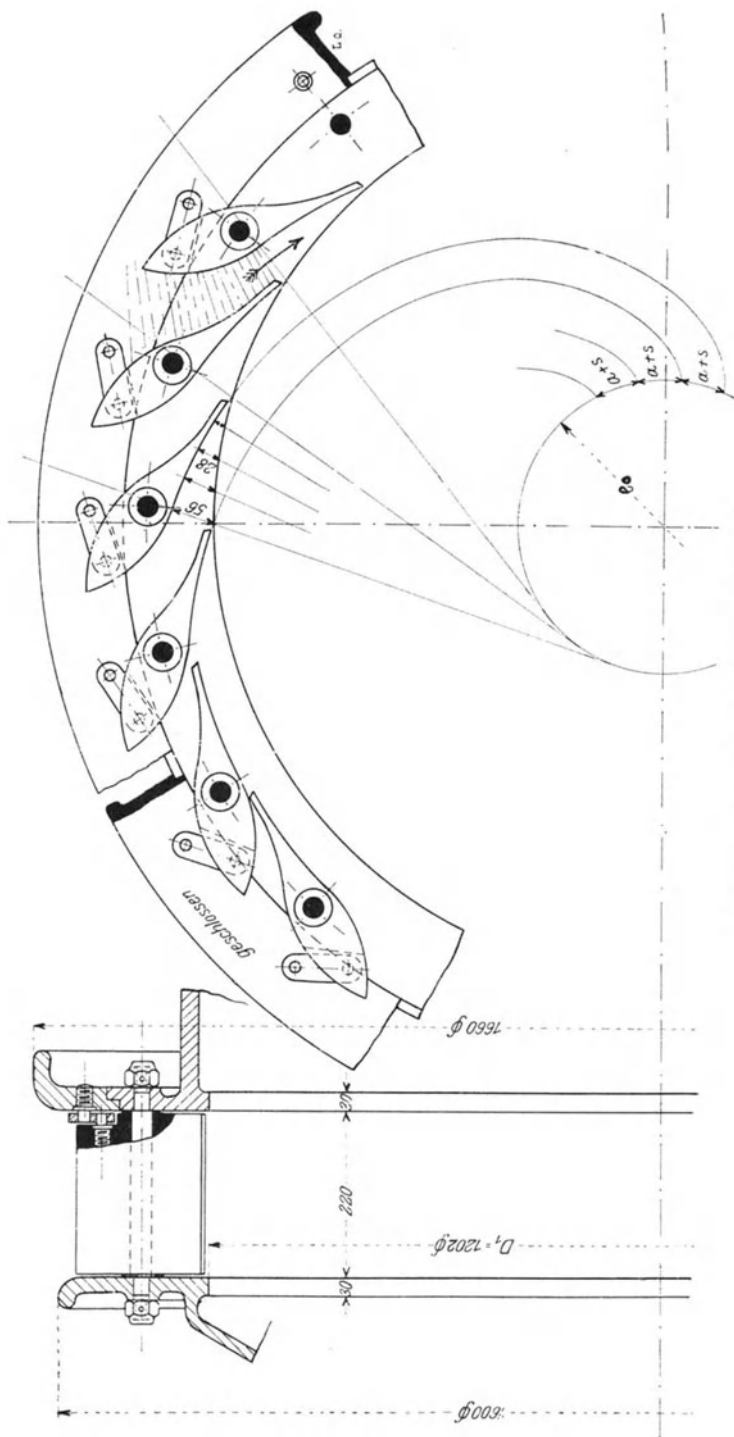


Abb. 115. Leitrad im Maßstab 1 : 10 d. N.

in der Schaufelkammer rechts angedeutete Schraffur des sich verjüngenden Querschnitts erkennen.

Im Seitenriß sind die Lagerung des Bolzens und der Antrieb der Schaufel zu ersehen. Lenker aus Rotguß greifen einerseits an den kleinen Bolzen der Schaufeln, andererseits an den in den verschiebbaren äußeren Kranzteil des Leitrades eingeschraubten Bolzen an, so daß sich beim Verschieben jenes Kranzes alle Schaufeln mit einem Male verdrehen. (Näheres hierüber s. im Abschnitt 16.)

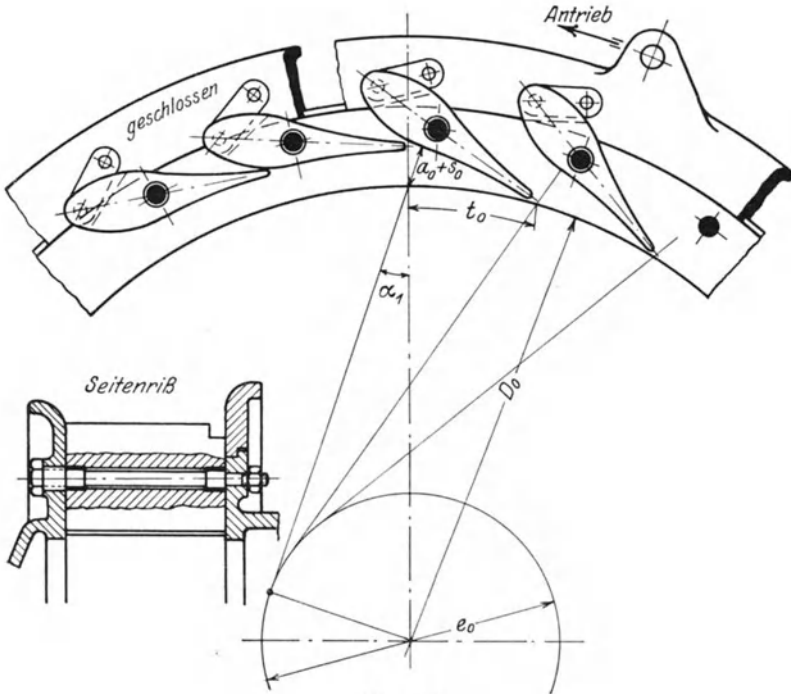


Abb. 116.

Wie schon erwähnt wurde, ist es in der Praxis heute vielfach üblich, die Evolvente durch einen Kreisbogen zu ersetzen. Hierbei hat man vorzugehen, wie an Hand der Abb. 116 erläutert werden soll. Man trägt wie früher die Teilung t_0 ab, sowie in den Endpunkten die Werte $a_0 + s_0$. Dabei ist wiederum zu beachten, daß der Winkel α_1 eingehalten wird, d. h. man gebraucht auch hier den Grundkreis e_0 , an welchen Tangenten gezogen werden. e_0 hat denselben Wert wie schon vorher bestimmt war, oder man kann ihn auch, wie folgt, ausrechnen. Es ist nach Abb. 116

$$\sin \alpha_1 = \frac{e_0}{2} : \frac{D_0}{2},$$

somit auch

$$e_0 = D_0 \cdot \sin \alpha_1.$$

Man schlägt nun einen flachen Kreisbogen, der die Evolvente ersetzt. An den Kreisbogen setzt man einen beliebigen zweiten Bogen von entgegengesetzter Krümmung an. Die Schaufel erhält vielfach symmetrische Form, d. h. die Kurven auf dem Rücken sind dieselben wie auf der Unterseite. Natürlich ist wiederum auszuprobieren, ob die Schaufeln sich nachher decken, wenn sie geschlossen sind, wie dies in Abb. 116, links, der Fall ist.

Schließlich sei hier auch auf eine andere Ausbildung des Schaufelbolzens hingewiesen, die heute vielfach üblich ist. Der Bolzen wird, wie der Seitenriß der Abb. 116 zeigt, auf der Deckelseite der Turbine mit stärkerem Gewinde und einem Kopf versehen, damit er von dieser Seite entfernt werden kann. Es ist hierdurch möglich, eine einzelne schadhafte gewordene Schaufel auszuwechseln, ohne daß erst der Leitraddeckel entfernt zu werden braucht.

14. 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, und auch für die Praxis leidlich brauchbare Resultate erzielt. Zu erwähnen sind hier in der Hauptsache die Untersuchungen von Prasil¹⁾, Lorenz²⁾, Kaplan³⁾ und Bauersfeld⁴⁾, die aber alle in der Praxis noch wenig Eingang gefunden haben. Hier kommt es darauf an, sich unter vereinfachten Annahmen einen möglichst klaren Einblick in die Strömungsverhältnisse zu verschaffen, wie dies durch die alte „Wasserfadentheorie“ möglich ist, und unter Benutzung dieser vereinfachten Annahmen im Verein mit den erworbenen praktischen Erfahrungen Turbinen mit hohem Wirkungsgrad zu erhalten. Die Praxis hat daher fast allgemein diese einfache Theorie beibehalten, welche auf der Annahme von Flut- oder Stromflächen und dazwischenliegenden Wasserstraßen beruht, welche gleiche Wassermengen verarbeiten. Treffen auch diese Annahmen nicht ganz die tatsächlichen

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 Kreisräder“, Buch, 1906.

³⁾ Kaplan, „Die zweidimensionale Turbinentheorie usw.“, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1912, S. 533.

⁴⁾ Bauersfeld, „Konstruktion der Francis-schaufel nach der Lorenzschen Theorie“, Z. d. V. d. I. 1912, S. 2045.

Strömungsvorgänge, weil vor allem durch die Schaufelkrümmungen beobachtetermaßen Verschiebungen der Wasserstraßen eintreten, so beeinflussen solche Ungenauigkeiten trotzdem das Resultat nicht wesentlich, weil es endgültig nicht auf die einzelne Stromfläche, sondern auf die ganze Schaufelfläche ankommt und auf einen möglichst gleichförmigen Übergang bei derselben von der Eintritts- zur Austrittskante.

Die Konstruktion der Laufradschaufel soll nun hier als Beispiel für den berechneten „Normalläufer“ durchgeführt und anschließend noch die Konstruktionen bei anderen Verhältnissen und Schaufelformen erläutert werden. Als Konstruktion ist die von Pfarr stammende, welche sich auf der „Wasserfadentheorie“ aufbaut, benutzt worden. Man geht zu dieser Konstruktion, die in den Abb. 117÷119 im Maßstabe 1:10 dargestellt ist, folgendermaßen vor:

A. Schichtlinien und Schaufelform.

Das Laufrad wird zunächst in eine Anzahl Schichten von gleichem Wasserdurchfluß, also gewissermaßen in einzelne Teilturbinen eingeteilt. Man geht dabei von der Annahme aus, daß in der Wasserbewegung Stetigkeit herrscht und die ganze Strömung auf mittlere Wasserfäden bezogen werden kann. In Abb. 117 sind z. B. vier solcher Schichten gewählt, wodurch sich die Schichtlinien a, b, c, d, e ergeben. Diese Schichtlinien (auch Stromlinien, Flutprofile) kennzeichnen die gewählten „Stromflächen“. In Wirklichkeit wird man allerdings die Turbine in natürlicher Größe aufzeichnen und dementsprechend mehr, vielleicht 6 bis 8 (bis 12) derartiger Schichtlinien annehmen!

Da durch jede der so entstandenen vier Teilturbinen $\frac{1}{4}$ der ganzen Wassermenge durchfließen soll, so ist die Breite b_1 natürlich in vier gleiche Teile einzuteilen, die Austrittskurve b_2 dagegen in vier verschieden große Teile, und zwar so, daß jeder Abschnitt gleichen Ausflußquerschnitt ergibt. Dem Teil \widehat{ab} entspricht z. B. der mittlere Durchmesser D' . Die ganze Ringfläche dieser Teilturbine betrüge somit am Austritt: $\widehat{ab} \cdot D' \cdot \pi$. Die Ringfläche des zweiten Teiles würde dagegen: $\widehat{bc} \cdot D'' \cdot \pi$ sein usw. Da alle diese Ringflächen gleich sein müssen, so erhellt ohne weiteres, daß man die Kurve b_2 in derartige Teile zerlegen muß, daß das Produkt aus Teil und zugehörigem mittlerem Durchmesser überall denselben Wert ergibt.

So wird z. B. in Abb. 117 $\widehat{ab} = 107$ mm, $D' = 645$ mm, $\widehat{bc} = 92$ mm, $D'' = 750$ mm, und das Produkt beträgt $107 \cdot 645 = 92 \cdot 750 = 69\,000$ qmm. Es ist also hier die Einteilung so zu treffen, daß für alle Teile dies Produkt herauskommt. Die Teile betragen: $\widehat{ab} = 107$ mm, $\widehat{bc} = 92$ mm, $\widehat{cd} = 81$ mm und $\widehat{de} = 70$ mm, zusammen $b_2 = 350$ mm, wie unter 12, f) berechnet wurde.

Wie schon früher erwähnt, ist auch bei dieser Zerlegung darauf zu achten, daß die Schichtlinien annähernd senkrecht zur Austrittskurve

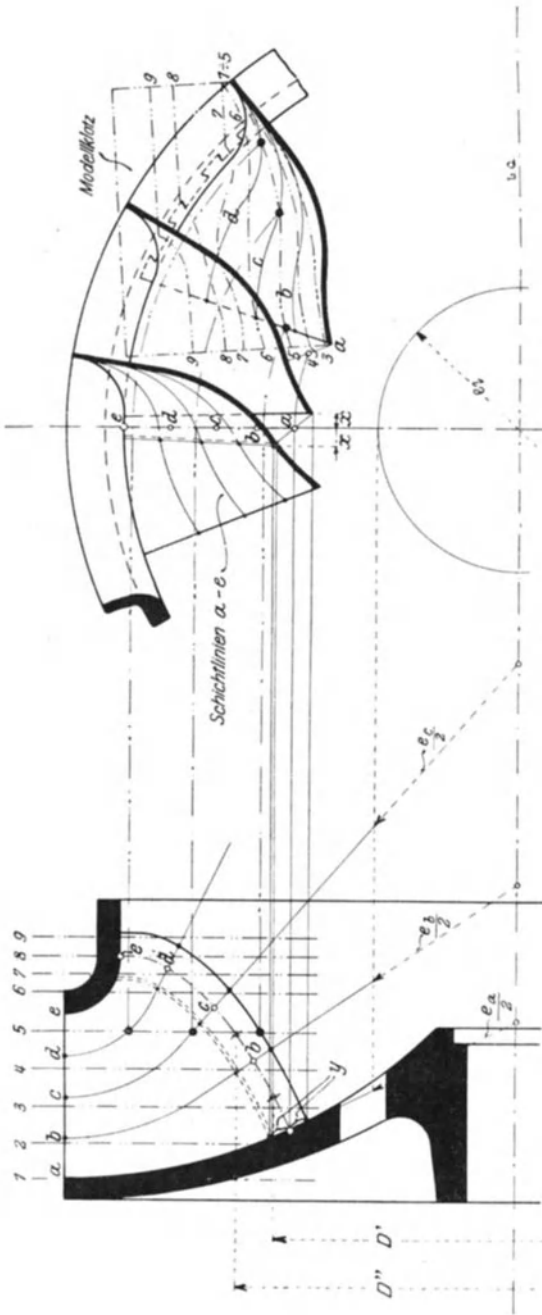


Abb. 117.

Maßstab 1 : 10.

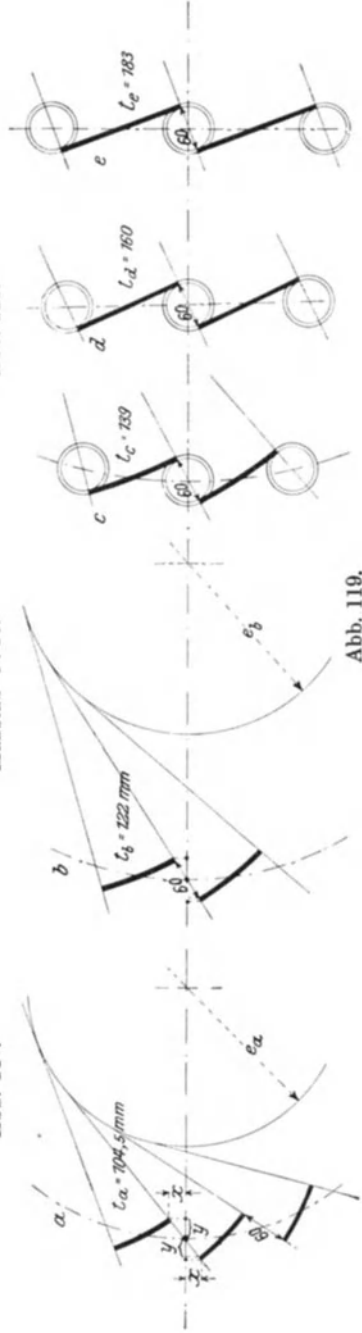


Abb. 118.

Abb. 119.

verlaufen, d. h. daß die Austrittskurve eine „Niveaulinie“ ist! (Sonst vgl. Abschnitt 14 C.)

Ist nun die Einteilung geschehen, so erfolgt das Aufzeichnen der Schaufeln in verschiedenen Schnitten. Diese Schnitte werden dabei in den Richtungen der Schichtlinien geführt, die Schnittflächen liegen somit am Schaufelende, wie aus Abb. 117 ersichtlich ist, auf Kegelmänteln. Letztere müssen erst in die Ebene abgerollt werden, damit man darauf das jeweilige Schaufelende, und zwar am einfachsten als Evolvente¹⁾, aufzeichnen kann, was durch die besondere, den abgewickelten Kegelmantel darstellende Abb. 120 erläutert ist²⁾.

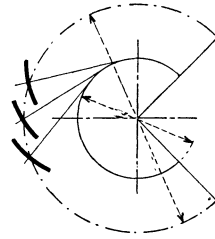


Abb. 120.

Diese Evolventenkonstruktion auf den abgewickelten Schnittflächen ist nun in der Abb. 119 für alle Schnitte $a \div e$ dargestellt; in vergrößertem Maßstabe ist die Konstruktion für die Schnittlinie \widehat{aa} besonders in Abb. 121 (S. 81) herausgezeichnet. Am besten werden die Evolventen wieder punktweise in gleicher Art, wie bei den Leitrad-schaufeln angegeben war, aufgezeichnet. Die hierzu erforderlichen Grundkreise sind, wie aus Abb. 117 sowohl wie aus Abb. 120 und 121 hervorgeht, auf Grund der harmonischen Teilung für jeden Schnitt verschieden groß, da nur der in die Ebene projizierte Kreis den Durchmesser

$$e_2 = \frac{z_2 \cdot (a_2 + s_2)}{\pi}$$

besitzt.

Natürlich erhält man auch für jeden Schnitt bzw. jede Schichtlinie eine andere Schaufelteilung t_2 , wie dies ebenfalls aus der Zeichnung hervorgeht.

Für Schicht \widehat{ee} würde z. B. die Teilung den Wert erhalten:

$$t_e = \frac{D_3 \cdot \pi}{z_2} = \frac{1050 \cdot \pi}{18} = 183 \text{ mm};$$

für Schicht \widehat{aa} muß dagegen die Teilung im umgekehrten Verhältnis der Durchmesser kleiner sein, also:

$$t_a = 183 \cdot \frac{600}{1050} = 104,5 \text{ mm usw.}$$

Die Schaufelweite a_2 kann überall in gleicher Größe, also mit 60 mm, beibehalten werden, wodurch dann allerdings (da c_2 konstant sein soll) nicht in allen Schichten genau $w_2 = u_2$ ist, wie ursprünglich in der

¹⁾ Die Evolvente ist hier theoretisch nicht begründet, sondern wird wie bei der Leitschaukel nur als Hilfsmittel für das Aufzeichnen benutzt.

²⁾ An Stelle dieser Kegelabwicklung ist heute auch vielfach die „winkel-treue ebene Abbildung“ der ganzen Schaufelkurve üblich. Hierüber vgl. Wagenbach, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, S. 273 u. Kaplan, ebenda, 1906, S. 216.

Berechnung angenommen war. Es hat dies aber, wie unter C noch näher erläutert ist, wenig Einfluß auf die Wasserführung.

Bei Auftragung aller dieser Werte und Konstruktion der Evolventen für die Schnitte $a \div e$ ergeben sich also die in Abb. 119 dargestellten Formen der Schaufelenden, woraus ersichtlich ist, daß für die Schichten d und e wegen der großen bzw. unendlichen Krümmungsradien die Evolvente wieder in die gerade Linie übergeht.

Es erfolgt nun die punktweise **Übertragung** der gefundenen Schaufelenden in den Aufriß und Seitenriß des aufgezeichneten Laufrades. Man geht dazu vor, wie Abb. 121 in größerem Maßstabe für die Schichtlinie $\bar{a}\bar{a}$ zeigt. Alle Größen y_1, y_2 müssen in Richtung des Kegelmantels aufgetragen werden, und man erhält, wenn man dies für alle Schichtlinien ausführt, im Aufriß Abb. 117 auf einer fortlaufenden Kurve, unterhalb der mittleren Austrittskurve die tatsächliche Endkante der Schaufel, oberhalb auf einer Kurve den geometrischen Ort, in welchem sämtliche Evolventen endigen würden.

Alsdann werden die hier in Abb. 117 aufgetragenen Punkte sämtlich nach rechts auf die Mittellinie des Seitenrisses Abb. 118 hinübergelotet. Man erhält hier auf diese Weise zunächst die Punkte a, b, c, d, e der Austrittskurve, die somit hier als in der Mittelebene des Seitenrisses liegend angenommen wurde. (Andere Lagen vgl. unter 14 C.) Alle Größen x werden nun von den ebenfalls auf die Mittellinie der Abb. 118 hinübergeloteten Schaufelpunkten nach rechts und links abgetragen, wodurch man rechts die Endkante einer Schaufel, links wieder den geometrischen Ort der Endpunkte aller Evolventen der nächsten Schaufel auf einer durchlaufenden Linie erhält. Für die Schicht $\bar{a}\bar{a}$ ist dies ebenfalls aus Abb. 121 deutlich zu erkennen, aus der hervorgeht, daß die Größen x_1, x_2 genau genommen im Bogenmaß abzutragen sind, sowie auch, in welcher Weise die ganze, verkürzt gezeichnete Evolvente zu übertragen ist.

Um die weitere **Schaufelgestalt** schließlich zu erhalten, schließt man nun an die in Abb. 118 aufgezeichneten Kurven Kreisbögen an. Da das obere Schaufelende über seine ganze Breite b_1 wenigstens während eines kurzen Stückes radial gerichtet sein muß ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$), so schlägt man zweckmäßig den Kreisbogen für die letzte Schichtlinie e zuerst und läßt diesen radial in die äußere Begrenzungslinie des Kranzes einmünden. Die anderen Kreisbögen werden dann, wie es die Konstruktion erfordert, an die Evolvente einerseits und die radial verlaufende Schaufelkante andererseits angeschlossen, wie dies aus der Abbildung ersichtlich ist.

Diese eben verfolgten Kurven sind dann die Schichtlinien $a \div e$, wie sie sich im Seitenriß ergeben bzw. angenommen sind, und die Schaufelform ist somit gefunden. Der Seitenriß (rechts) gibt dabei die wahre Gestalt wieder, während im Aufriß (links, Abb. 117) alle Punkte in eine Ebene zurückgeklappt gedacht sind, also die Schaufel selbst sich in Wirklichkeit anders projizieren würde.

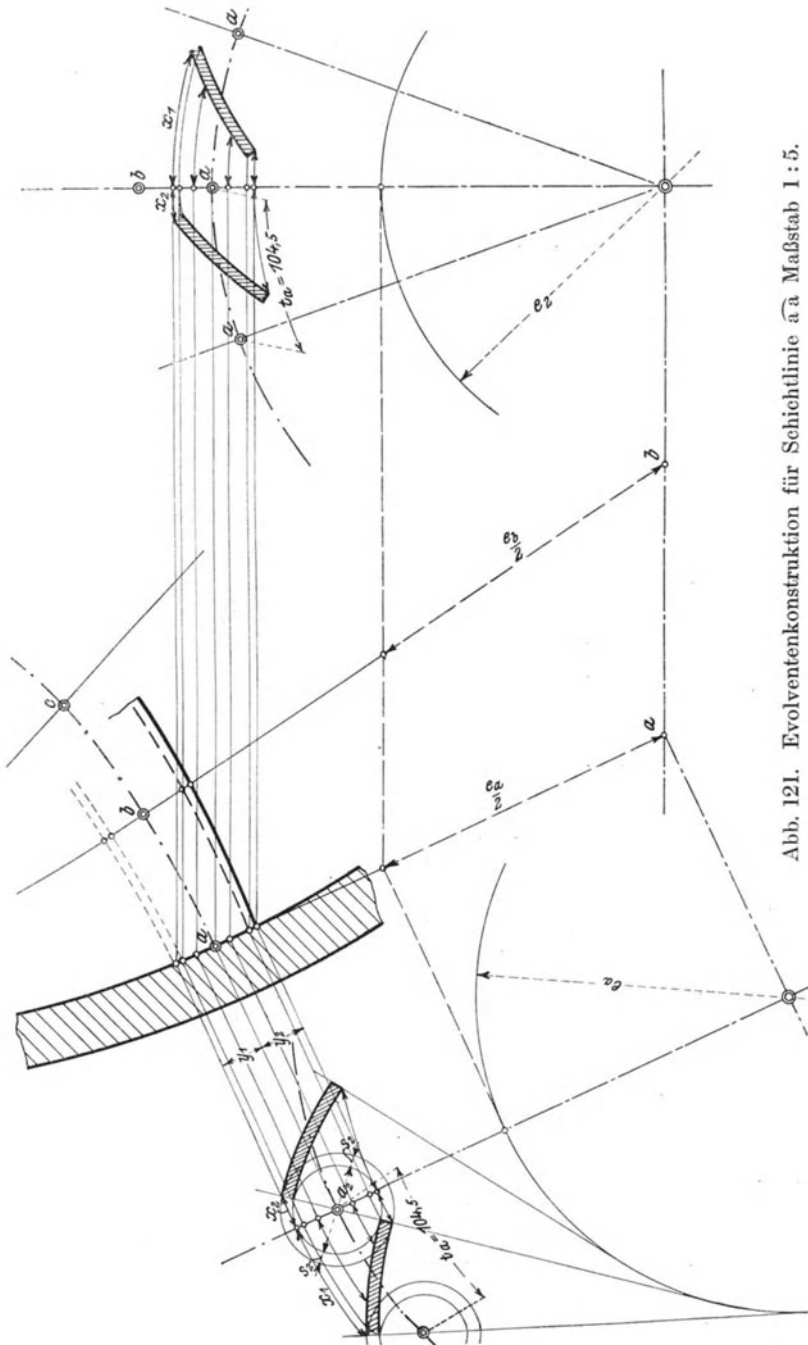


Abb. 121. Evolventenkonstruktion für Schichtlinie \bar{a} Maßstab 1 : 5.

B. Modellschnitte und Schaufelklotz sowie Einbau der Schaufeln.

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.

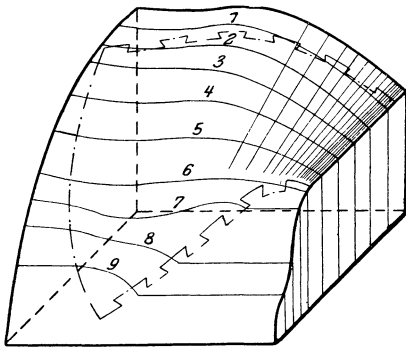


Abb. 122.

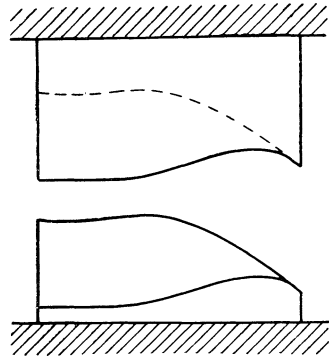


Abb. 123.

In der Zeichnung sind zur Erläuterung jedoch nur neun solcher Schnitte gelegt, die mit 1, 2÷9 bezeichnet sind. Es müssen nun die Schnittpunkte dieser Modellschnitte mit den Schichtlinien $a \div e$ in den Seitenriß übertragen werden. Dies hat zu geschehen, wie in der Zeichnung für den Schnitt 5 z. B. genau durchgeführt ist. Auch hier sind alle nach rechts herübergeloteten Punkte erst auf die Mittellinie zu bringen und von hier aus durch Kreisbögen auf die entsprechende Schichtlinie in der Schaufel rechts. In dieser sind die sich so ergebenden Kurven 1÷9 eingezeichnet. Jeder Modellschnitt hat, wie Figur zeigt, die betreffende 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 derselben 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 beigearbeitet, ergeben dann den Modellklotz, wie er in Abb. 122 nochmals dargestellt ist. Hiernach kann z. B. eine Presse in Gußeisen oder Stahlguß hergestellt werden, deren Klötze die Form Abb. 123 erhalten können, und die alsdann zur Formgebung der Schaufeln Verwendung finden. 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. 118 und 122).

Der Einbau der Schaufel in die Form erfolgt schließlich in folgender Weise: Nach Schablonieren der Innenfläche eines Radkranzes werden alle Schaufeln unter genauer Kontrolle ihrer Abstände durch Stichmaße usw., bzw. auch mittels der Formmaschine, eingesetzt und

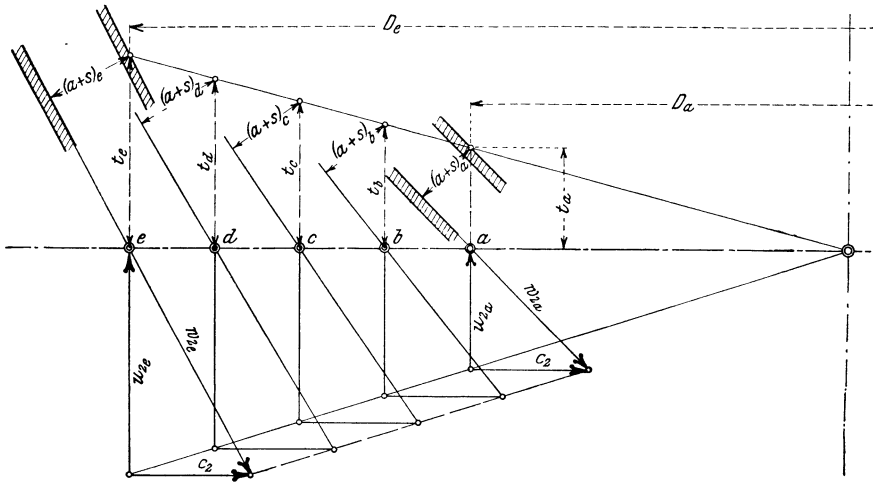


Abb. 124.

mit Formsand so weit umgeben, daß sie feststehen. Dann werden die Schaufelkammern vollständig aufgestampft und die Form des oberen Radkranzes darauf schabloniert. Die Radkränze selbst sind danach natürlich besonders zu formen, so daß man in einem Oberkasten die eine Kranzform, im Zwischenkasten die Schaufeln und im Unterkasten bzw. Gießereiherd die andere Kranzform hat.

C. Besonderheiten in den Schaufelkonstruktionen.

1. Andere Maßnahmen für das Austrittsparallelogramm.

Im Berechnungsbeispiel Abschnitt 12 A wurde unter c) angenommen, daß in dem Austrittsparallelogramm $w'_2 = u'_2$ (gültig für den Außenkranz, Schicht $\bar{e}\bar{e}$) sein soll. Bei der Schaufelkonstruktion wurde S. 79 unten ferner die Annahme getroffen, daß in allen Schichten die Schaufelweiten a_2 gleich groß bleiben. Macht man nun diese letztere Annahme, so trifft die erstere zwar für die Schicht $\bar{e}\bar{e}$ zu, nicht mehr aber für die übrigen Schichtlinien, d. h. es ist nicht in jeder Schicht $w_2 = u_2$. Zwar hat dies auf die Konstruktion selbst keinen Einfluß, wohl aber auf die Wasserbewegung, die ungleichmäßig wird, da w_2 in den einzelnen

Schichten nicht genau mit den vorhandenen Querschnitten übereinstimmt.

Es ist daher auch vielfach üblich, wie schon im Abschnitt 11 B gesagt wurde, nicht $w_2 = u_2$, sondern $c_2 \perp u_2$ zu wählen, und zwar für alle Schichten, wobei c_2 , wie früher, konstant angenommen ist. Dann ergeben sich, wie aus Abb. 124 hervorgeht, überall andere Werte für a_2 , weil nämlich die Proportion besteht:

$$\frac{a_2 + s_2}{t_2} = \frac{c_2}{w_2}.$$

Da t_2 und w_2 für jede Schicht anders werden, ist also auch

$$a_2 + s_2 = c_2 \cdot \frac{t_2}{w_2}$$

veränderlich.

Der Vorteil dieser Annahme besteht darin, daß nun in allen Schichten die Geschwindigkeiten genau den Querschnitten angepaßt sind, also keine Unsicherheiten in der Wasserbewegung entstehen können,

wie dies in geringem (allerdings aber zulässigem) Maße bei der ersteren Annahme $w_2 = u_2$ der Fall ist.

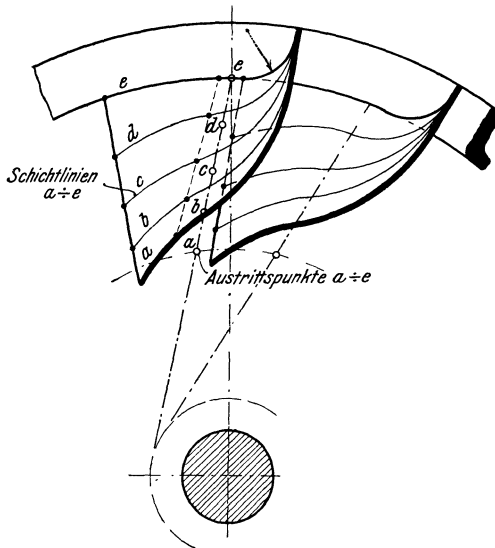


Abb. 125.

2. Andere Lage der Austrittskurve.

Bei der im Abschnitt 14 unter A durchgeführten Schaufelkonstruktion wurde die Annahme getroffen, daß die Austrittskurve in bezug auf den Seitenriß (Abb. 118) in dessen Mittelebene verläuft. Der Übelstand, welchen man hierbei unter Umständen in Kauf nehmen muß, liegt darin, daß die Schichtlinien a, b, c zwischen Eintrittskante und Evolvente eine zu starke

Krümmung erhalten können, wodurch die Schaufelform unzweckmäßig ausfallen würde. Um dies zu vermeiden, ist es auch üblich, die Austrittskurve, wie Abb. 125 zeigt, nicht in einer radialen Ebene anzunehmen, sondern in einer solchen, die zu dieser unter einem spitzen Winkel verläuft. Die Schaufelkonstruktion selbst und die Übertragung der Schichtlinien und Evolventen erfolgt natürlich genau, wie dies hier unter A erläutert war.

3. Andere Lage der Schaufeleintrittskante.

Eine weitere Maßnahme, welche ebenfalls eine Verbesserung der Übergangsformen (Vermeidung zu starker Krümmungen in den Schichtlinien) herbeiführen kann, zeigt Abb. 126. Die Schaufeleintrittskante liegt nicht, wie früher, senkrecht zur Bildebene, sondern sie ist etwas geneigt angeordnet. Die Neigung läuft, wenn man die Eintrittskante von oben nach unten verfolgt, entgegen der Drehrichtung des Rades.

4. Die Austrittsfläche ist keine „Niveaulfläche“.

Vielfach ist es unmöglich, die Austrittskurve der Laufradschaufel als „Niveaulinie“ zu wählen. Dies kommt z. B. bei breiten Normalläufern vor mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser, bei welchem dann die Schaufel bis dicht an die Nabe gehen würde. Man wählt deshalb auch eine beliebige Austrittskurve, wie dies in Abb. 127 z. B. dargestellt ist. Ferner sind die Schnellläuferkonstruktionen hierzu zu rechnen, wobei ebenfalls selten eine Niveaulinie gewählt werden kann, wie dies aus Abb. 128 beispielsweise hervorgeht und auch bei dem Rad Abb. 114 angenommen war.

Der Vollständigkeit halber sei nur in kurzen Worten auf die Konstruktion der

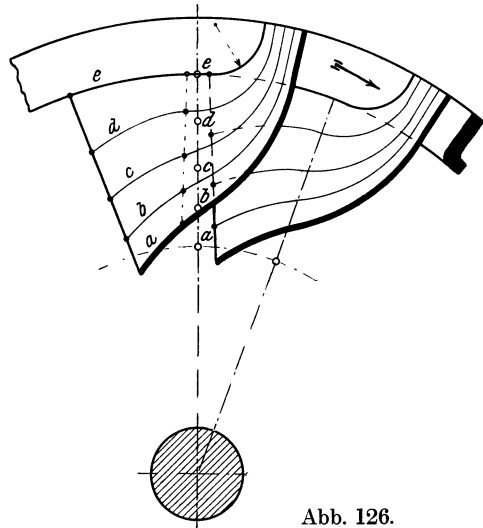


Abb. 126.

Laufradschaufel in diesen Fällen aufmerksam gemacht.

Nach Berechnung der Turbine selbst gemäß den Ausführungen im Abschnitt 12 B kann zur Aufzeichnung des Laufrades geschritten werden. Sie erfolgt ohne weitere Querschnittsrechnungen, indem man nur darauf sieht, die Kränze in möglichst glatter Form nach dem Saugrohr herumzuführen, wie die Abb. 127 und 128 auch zeigen.

Man legt dann zur Konstruktion der Laufradschaufel wie früher Schichtlinien. Um nun aber die Evolventen, d. h. Schaufel-Enden für die einzelnen Schichten aufzeichnen zu können, muß für jeden Teilpunkt der Austrittskurve eine besondere Rechnung eintreten.

Dies ist für die Schichtlinie x angegeben. Man berechnet für den Austrittspunkt x die Umfangsgeschwindigkeit u_2 und die Schaufelteilung t_2 , nimmt ferner die Schaufelweite a_2 (die bei diesen Turbinen in der Regel verschieden groß in den einzelnen Schichten gewählt wird) sowie s_2 an und hat nun erst die Ausflußgeschwindigkeit c_2 an diesem Punkte zu berechnen. Zu diesem Zwecke ist eine Niveaulinie

durch x zu zeichnen (vgl. b_x in Abb. 127, 128), und es ergibt sich c_2 , gemäß dem Seite 69 Gesagten, aus der Gleichung:

$$c_2 = \frac{Q}{D_x \cdot \pi \cdot b_x} \cdot \frac{a_2 + s_2}{a_2},$$

wobei allerdings hier zu beachten ist, daß eine Verengung durch die Schaufelbleche nach $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ nicht immer für die ganze Länge b_x erfolgt.

Sind alle Größen bestimmt, so läßt sich das Schaufelende für die Schichtlinie x in der Ebene abgerollt aufzeichnen, wie es in Abb. 119

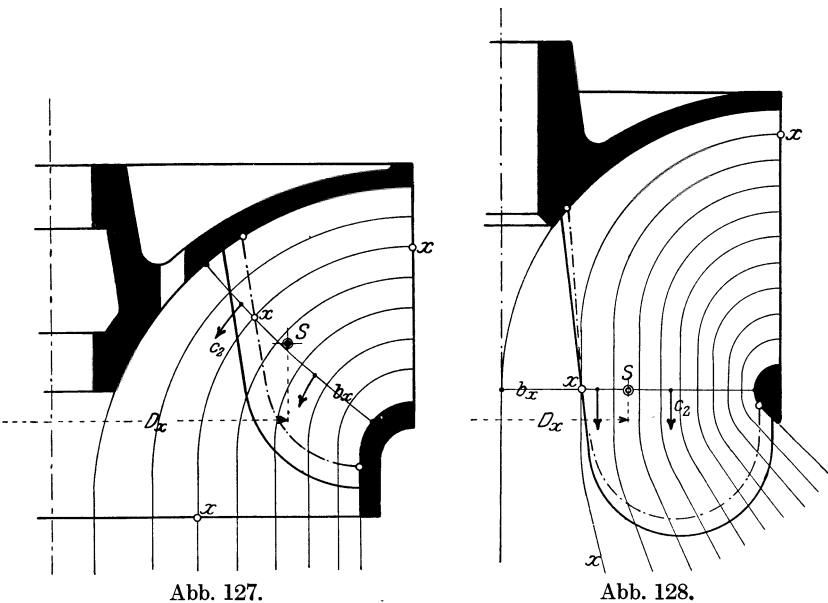


Abb. 127.

Abb. 128.

dargestellt war. In gleicher Weise ist für alle Schichtlinien zu verfahren, was natürlich eine langwierige Arbeit verursacht.

Die weitere Konstruktion, ebenso die Aufzeichnung des Schaufelklotzes erfolgt dann genau so, wie in den Abb. 117 und 118 angegeben wurde.

(Genauerer hierüber enthält z. B. die Abhandlung von Baashuus, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1602f.)

15. Regelung der Francis-Turbinen.

Der Zweck der Regelung aller Turbinen ist ein zweifacher. Erstens muß die Regelung so eingerichtet sein, daß die Turbine schwankenden Wasserverhältnissen angepaßt werden kann, denn: tritt Wassermangel ein, so würde infolge der zu großen Querschnitte der Turbine der Wasserspiegel in der Oberwasserkammer so-

fort zu sinken beginnen, so daß sich die Leistung und Umlaufzahl dadurch ganz beträchtlich verringern. Es muß also unbedingt eine Vorrichtung angeordnet werden, die in solchen Fällen die Durchflußquerschnitte verkleinert, damit wenigstens das Gefälle erhalten bleibt.

Der zweite Zweck der Regelung ist aber der, die Turbine den jeweiligen Belastungen anzupassen, damit die Umdrehungszahl möglichst konstant bleibt. Kann auch die Wasserturbine, wie im Abschnitt 6 gezeigt wurde, nicht „durchgehen“, so würden doch bei Belastungsschwankungen große Drehzahlschwankungen auftreten, wenn nicht die Leistung der jeweiligen Belastung durch Vergrößerung oder Verkleinerung der beaufschlagenden Wassermenge angepaßt würde. Auch dieser Zweck der Regulierung wird also in der Regel durch Veränderung der Durchflußquerschnitte erreicht, wenn man nicht durch Abbremsen (sogenannte Bremsregulatoren) die etwa überschüssige Energie vernichten will.

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. In den Wirbeln scheiden sich Luftblasen aus, welche eine Oxydation der Schaufeln und Radkränze hervorrufen; durch fortgesetztes Abspülen der oxydierten Schichten und neue Oxydbildung entstehen dann nach kurzer Zeit charakteristische, bei vielen Turbinen schon beobachtete starke Anfressungen. Eine gute Regulierungsvorrichtung muß also vor allem so entworfen werden, daß Wirbelbildungen möglichst vermieden werden!

A. Drehbare Leitschaufeln oder Finksche Regelung.

Das Wesen dieser Regelung wurde schon im Abschnitt 13 an den Abb. 115 und 116 erklärt. Die Schaufeln in der Mitte sind in geöffnetem Zustande, zwei Schaufeln links dagegen geschlossen gezeichnet. Dort wurde das Verstellen durch einen am unteren Kranze herumlaufenden Ring bewirkt, welcher von einer oder zwei Wellen aus mittels Hebel und Zugstangen gedreht wird. Die Mitnahme der Schaufeln erfolgt durch Lenker, eine Konstruktion, wie sie in ähnlicher Weise von sehr vielen Fabriken ausgeführt wird.

Wie Abb. 115 zeigte, ist dort die Schaufel für den Lenker etwas ausgeschnitten. In anderen Ausführungen wird derselbe jedoch auch versenkt angeordnet. Während z. B. Voith, Heidenheim, den Lenker in einer Aussparung der Schaufel selbst unterbringt (Abb. 129) (wodurch die Schaufeln aber einen wenig zweckmäßigen Ansatz erhalten), bringen andere Firmen solche Aussparungen im Leitradkranze an und versenken die Lenker in diese, wie aus Abb. 130 hervorgeht.

Der Antrieb der Regelringe erfolgt von einer oder zwei Regelwellen aus, wie aus Abb. 130 sowie den späteren Abb. 146 und 155 z. B. zu entnehmen ist.

An Stelle des Lenkers findet man aber mitunter auch einen in einer Aussparung der Schaufel bzw. des Kranzes sich bewegenden Gleitstein, in welchen ein Bolzen des Regelringes eingreift. Der Gleitstein muß sich natürlich in einer bearbeiteten Gleitfläche bewegen,

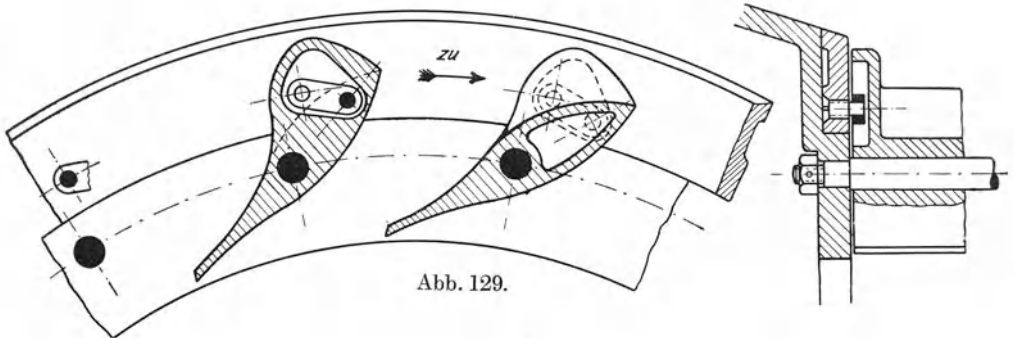


Abb. 129.

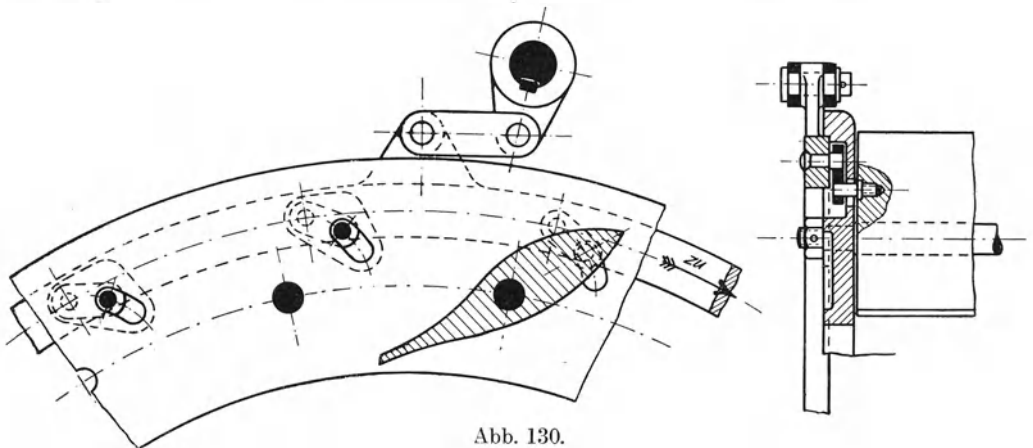


Abb. 130.

welche leicht verunreinigt wird, so daß diese Konstruktion heute nur noch bei kleineren Turbinen Anwendung findet.

Bei Gehäuseturbinen sowie bei sehr großen offenen eingebauten Turbinen (vgl. Abb. 150 später) findet man an Stelle der Lenker oder Gleitsteine auch eine Schaufelverstellung nach Abb. 131. Jede Schaufel hat einen durch die Gehäusewand gehenden und dort abgedichteten Zapfen, auf welchem ein Hebel aufgekeilt ist. Sämtliche Hebel werden von einem herumlaufenden Ring gleichzeitig verstellt. Der Vorteil dieser Schaufelverstellung ist, daß alle Regelteile außerhalb des Gehäuses liegen, also nicht dem strömenden Wasser ausgesetzt sind und die Schaufeln eine wesentlich einfachere Gestalt bekommen können. Je-

doch 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 verloren geht und daher besondere Rippen eingebaut werden müssen, wie die Abbildung zeigt.

Der Einfluß der Regelung auf die Wasserbewegung und den Wirkungsgrad ist im Abschnitt 11 C bereits ausführlich behandelt worden, so daß dies hier als bekannt vorausgesetzt werden kann!

B. Der Regler.

Der Antrieb der Regelung erfolgt entweder von Hand oder selbsttätig. Da die Verstellkräfte unter Umständen ganz bedeutende sind,

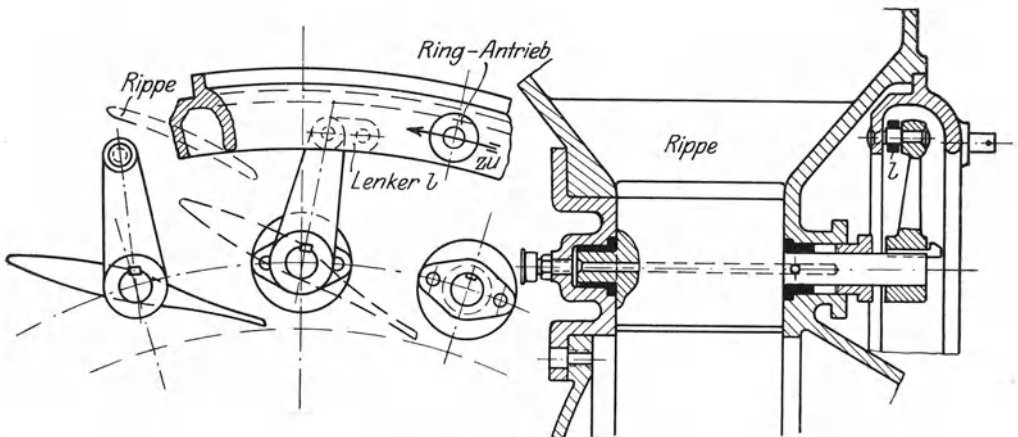


Abb. 131.

so geschieht der Antrieb im letzteren Falle stets von einem sogenannten „indirekt wirkenden“ Regler aus. Ein gewöhnlicher Dampfmaschinenregler betätigt ein Ventil, welches Wasser oder Öl von hohem Druck auf einen Kolben und dadurch auf das Regelgestänge wirken läßt („Öldruck“- oder „hydraulischer Regler“).

Die Einwirkung auf die Regelung kann infolge dieses indirekten Antriebs natürlich im allgemeinen nicht so präzise sein, wie sie bei der Dampfmaschine durch den Regler erfolgt. Jedoch werden heute Turbinenregler ausgeführt, welche nur 2 bis 5 Sekunden Schlußzeit besitzen, d. h. also: die bei plötzlicher vollständiger Entlastung der Turbine (z. B. beim Durchschlagen einer Sicherung der angetriebenen Dynamo) in 2 ÷ 5 Sekunden dieselbe ganz abstellen, ohne daß sich die Umdrehungszahl inzwischen wesentlich erhöht hat.

Da der Regler heute zu einem wichtigen Bestandteile bei allen größeren Wasserkraftanlagen geworden ist, soll hier auf Wirkungsweise und Aufbau an Hand der schematischen Darstellung Abb. 132 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 Steuerventil *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, Steuerventil 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“ 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.

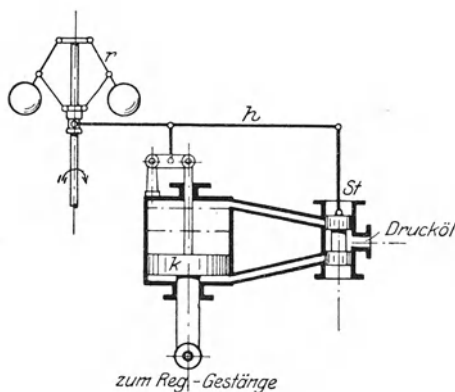


Abb. 132.

Das Regeldiagramm eines solchen Reglers zeigt Abb. 133. Je nach den vorhandenen Schwungmassen und 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

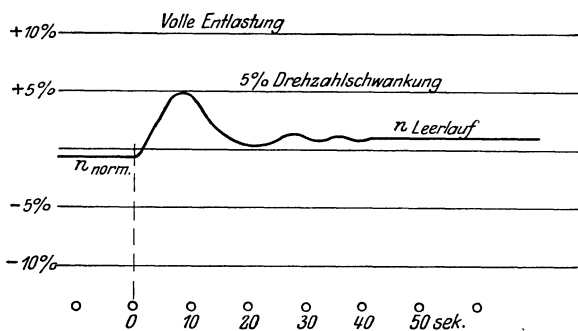


Abb. 133.

Erreichung eines Beharrungszustandes würde fast unmöglich sein.

Neuerdings werden auch solche Regler gebaut, die vermöge einer „nachgiebigen Rückführung“ durch Reibräder¹⁾ bei jeder Belastung die normale Umdrehungszahl wieder ein-

stellen, wie dies bei Großkraftwerken verlangt wird.

Einen solchen Regler zeigt Abb. 134 in schematischer Darstellung. Die Arbeitsweise ergibt sich wie folgt:

¹⁾ Thoma, Z. d. V. d. I. 1912, S. 121.

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

2. n steigt, Reglermuffe geht nach oben, Steuerventil 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.

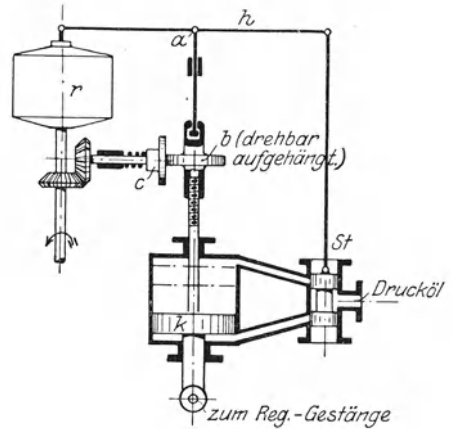


Abb. 134.

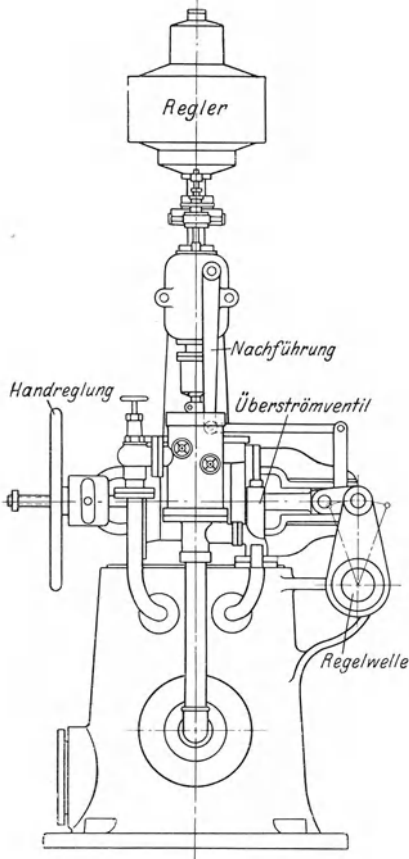


Abb. 135.

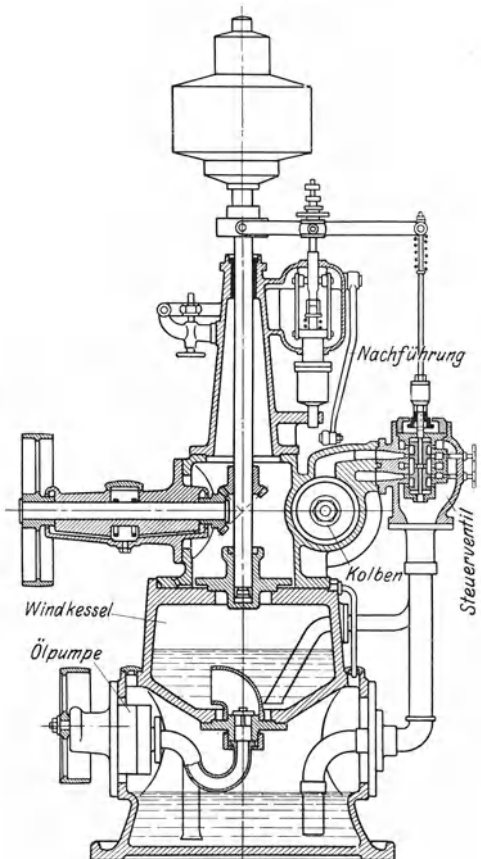


Abb. 136.

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 Abb. 135 und 136 zeigen den hydraulischen Regler von I. M. Voith, Heidenheim. In dem Gehäuse befindet sich unten ein Öl-

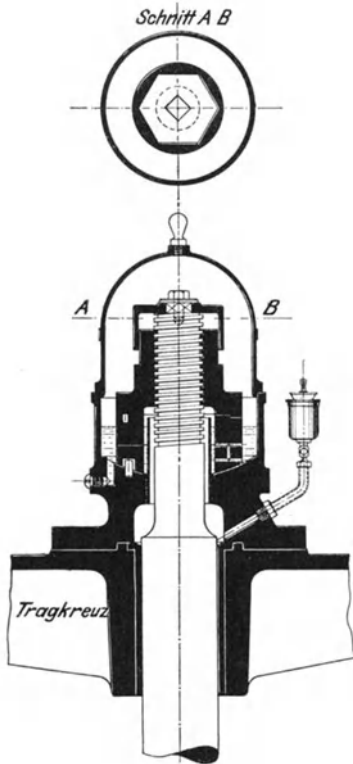


Abb. 137.

behälter 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. Das Steuerventil hat die übliche Bauart als Kolbenschieber mit schmalen Steuerschlitzen, wodurch die Hubhöhe sehr klein wird. Durch den Arbeitskolben, welcher sich in einem wagerechten Zylinder bewegt, wird eine Kurbel gedreht und hierdurch die Regelwelle angetrieben. Der Hub des Kolbens kann durch eine Handverstellung begrenzt werden, die gleichzeitig als Ausfallsregelung dient, falls der hydraulische Regler einmal versagen sollte. Die „Nachführung“ (vgl. Schema Abb. 132) wird von der Kolbenstange aus durch Hebelübersetzungen abgeleitet.

Um bei schwankenden Wasserverhältnissen den Oberwasserspiegel vorm Sinken zu bewahren, führt I. M. Voith einen besonderen Wasserstandsregler mit sogenanntem Fernschwimmer (D.R.P.) aus, welcher mit dem Handregler oder dem hydraulischen Regler

verbunden wird. Die Übertragung der Bewegung des Oberwasserspiegels geschieht hierbei nicht durch Schwimmer und Seilzug, sondern durch Druckluft, was sich gut bewährt hat und die Möglichkeit bietet die Übertragung auch auf größere Entfernungen vorzunehmen wie bei Talsperren und Stauanlagen. Bei Sinken des Oberwasserspiegels werden die Leitschaufeln der Turbine der geringeren Wassermenge entsprechend geschlossen. (Näheres hierüber vgl. Z. d. V. d. I. 1911, S. 1522.)

(Über Doppelregler, wie sie bei Turbinen für großes Gefälle gebraucht werden, vgl. später (Abb. 192.)

16. Spurlager oder Spurzapfen.

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.

Heute verwendet man nur sogenannte „Überwasserzapfen“, die an möglichst zugänglicher Stelle sitzen. Sehr verbreitet war bis vor 20 Jahren der volle Spurzapfen (Fontaine-Zapfen), der auf eine

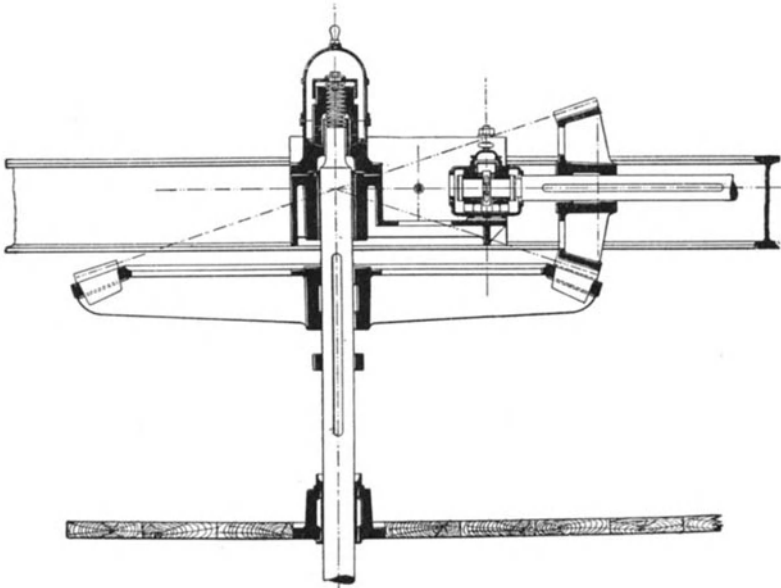


Abb. 138.

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. 69, 70 usw.). 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. 137 dar, den vollständigen Einbau dagegen Abb. 138. Durch das Gewinde am Ende der Welle ist eine Einstellbarkeit vorhanden. Die Drehung erfolgt durch einen Sechskant und Schlüssel, die Sicherung durch eine übergestülpte Haube, die sowohl den Sechskant, wie auch einen am Wellenende

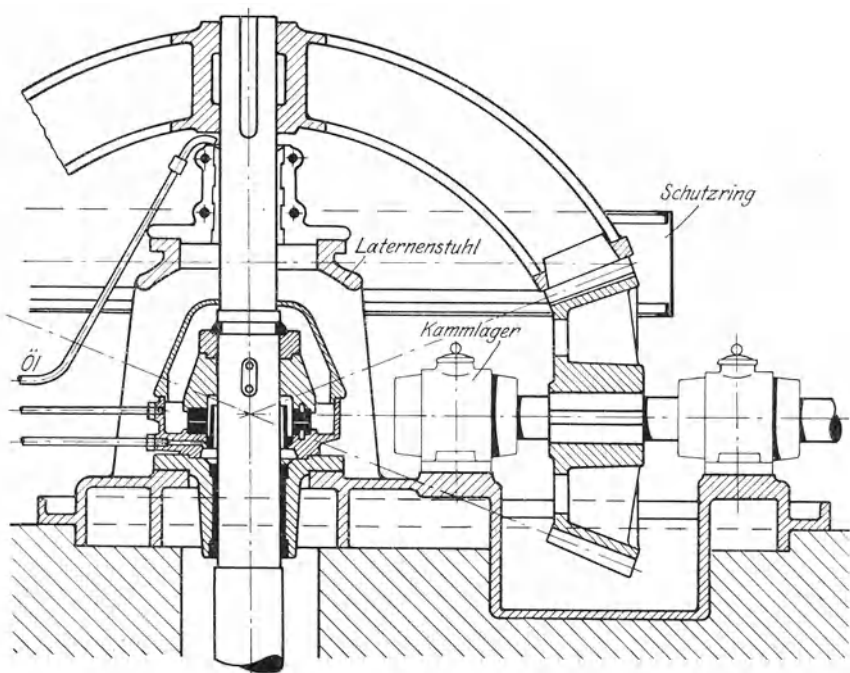


Abb. 139. Grundriß des Laternenstuhls.

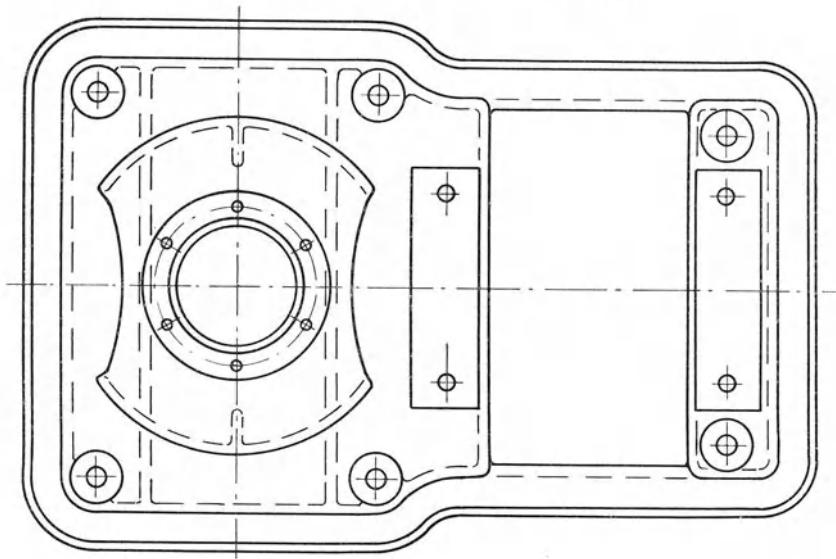


Abb. 140.

befindlichen Vierkant erfaßt, wie der nach oben geklappte Schnitt der Abb. 137 zeigt. Die ringförmigen Spurlinsen sind teils Stahl, teils Rotguß; die untere wird zweckmäßig kugelig ausgebildet, damit eine selbsttätige Einstellung erfolgt. Die Spur ist stets vollständig von Öl umspült, welches durch ein innen eingeschraubtes Stück Rohr in gleicher Höhe gehalten wird. Der ganze Zapfen ist auf einem Tragkreuz gelagert, oder auf Trägern bzw. Balken, wie in Abb. 138 angedeutet ist.

Hier haben die Kegelräder sogen. „Untergriff“, d. h. das große Rad greift von unten in das Rad auf der Transmissionswelle. Es ist hierbei das Spurlager leicht zugänglich, aber das Herausnehmen des Laufrades erschwert, was natürlich ein gewisser Nachteil ist. Deshalb ziehen viele Fabriken den sogen. „Obergriff“ vor, Abb. 139, 140.

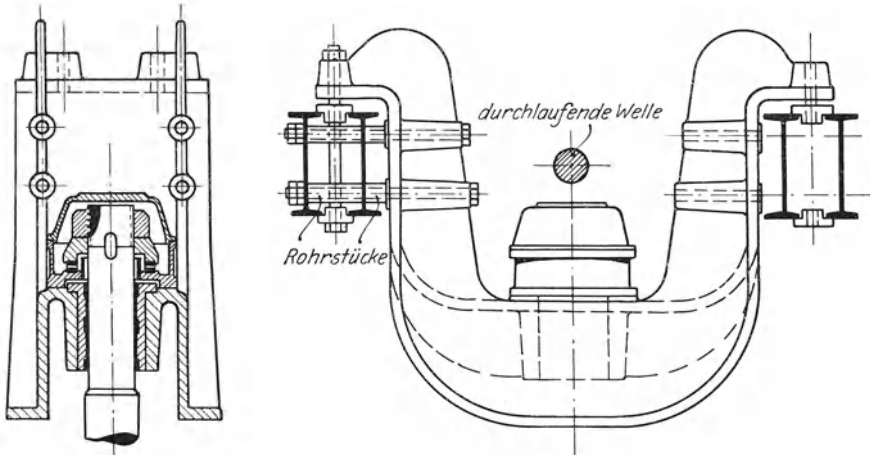


Abb. 141 u. 142.

Die Ausbildung des Zapfens ist hier ähnlich wie vorher. Neuerdings wird aber vielfach auf eine Höheneinstellung durch Gewinde verzichtet und die Lage der Welle nur durch einen Paßring und einen zweiteiligen Klemmring festgelegt. Der Spurzapfen sitzt in dem sogen. „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. 147 wieder.

Um die Bauhöhe des Zapfens samt Laternenstuhles zu verringern und eine zweite Lagerung der Turbinenwelle zu ersparen, führt man eine Bauart nach Abb. 146 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. 140 durch Wahl bestimmter Lagerhöhen erreichen.

Treiben mehrere stehende Turbinen gemeinsam eine durchlaufende wagerechte Transmissionswelle an, so erfordert dies eine besondere Lagerung des Spurzapfens in einem Hängebock nach Abb. 141, 142, welche eine Konstruktion von Amme, Giesecke und Konegen, Braunschweig, wiedergibt. Die Kegelräder müssen bei derartigen Antrieben selbstverständlich wiederum „Untergriff“ erhalten wie dies aus der späteren

Abb. 148 hervorgeht. 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.

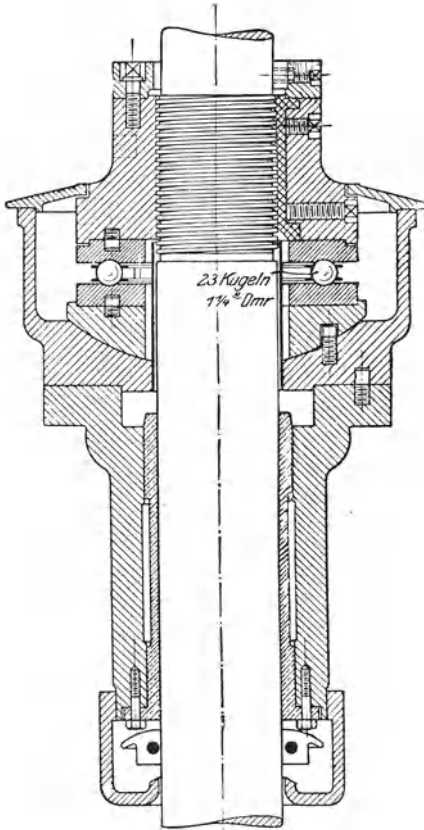


Abb. 143.

gen (30 t und mehr) werden Doppelreihen von Kugeln verwendet. Die letzteren Lager werden z. B. von der S. K. F. Norma, Berlin, ausgeführt.

B. Ringzapfen mit Kugelspur.

Eine derartige Konstruktion, von der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha zeigt Abb. 143. Die Kugeln sowie Spurplatten bestehen aus bestem Stahl, der gehärtet und geschliffen wird. Dadurch werden unter Anwendung einer guten Fett- oder Ölschmierung sowohl Reibung wie auch Abnutzung außerordentlich gering. Neuerdings verwendet man hierzu die normalen Spurlager bekannter Spezialfabriken, wobei die Kugeln stets in Käfigen geführt sind. Bei großen Belastun-

C. Entlastete Ringspurlager.

Dieselben findet man bei großen Anlagen, bei denen z. B. Eigengewichte bis 170 t durch ein Spurlager aufzunehmen sind. Man bildet sie aus, wie in Abb. 144 dargestellt ist. Auf einem sehr kräf-

tigen Lagerstuhl oder Laternenstuhl ruht ein Flansch, welcher eine kugelförmig ausgebildete Scheibe mit der unteren Spurplatte trägt. Die obere Spurplatte stützt sich mit einem Zwischenstück gegen eine ringförmige Mutter, welche die Höheneinstellung des rotierenden Teils gestattet. Zur Entlastung der Spurplatten wird nun von einer Pumpe aus durch eine Druckleitung Öl von ziemlich großer Pressung (bis 25 atm.) in den ringförmigen Hohlraum zwischen den Spurplatten gepreßt, von welchem es sich durch Nuten über die ganze Platte verteilt. Bei richtiger Wahl der Abmessungen heben sich die Platten um einen ganz geringen Betrag, so daß das gesamte Eigengewicht nun

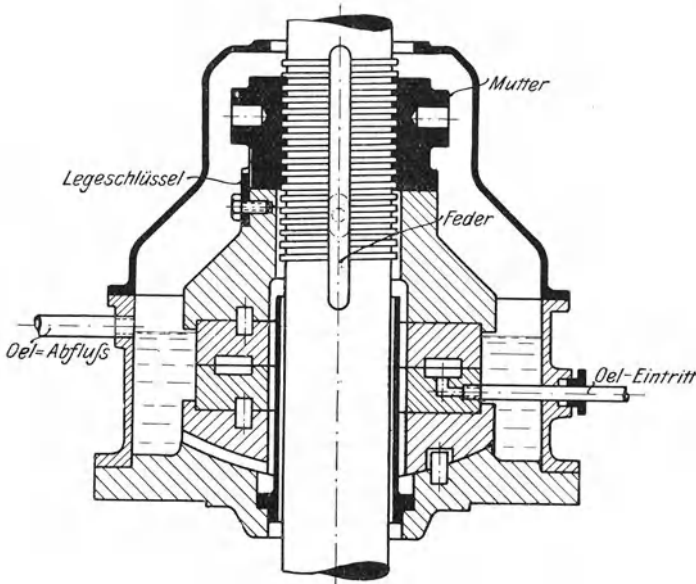


Abb. 144.

auf einer Ölschicht ruht und dadurch Reibung sowie Abnutzung sehr verringert werden. Das Öl spritzt in feinem Strahl ringsherum aus der Fuge nach innen und außen aus und wird vollständig wieder der Druckpumpe zugeführt. Der Ölverbrauch ist ein ziemlich beträchtlicher.

D. Segment-Drucklager.

An Stelle der entlasteten Spurlager werden neuerdings sogenannte Segment-Drucklager gebaut, welche sich bei großen Belastungen sehr gut bewähren. 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. 145 zeigt, aus einzelnen Segmenten, die nicht vollständig auf ihrer Unterlage aufliegen, sondern 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 etwas ähnliches wie unter C, nämlich ein dauerndes Schwimmen des oberen Ringes auf einer Ölschicht.

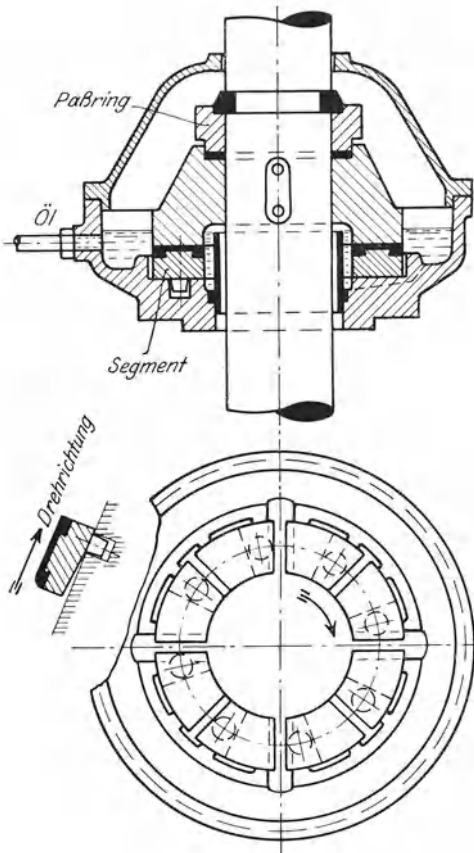


Abb. 145.

Die Segmente sind aus Gußeisen und mit starker Weißmetallschicht versehen. Der Zapfen sichert die Segmente gegen Mitnahme. Damit das Öl gut in den Spalt eindringt, ist das Weißmetall dort abgerundet.

Die größten bisher ausgeführten Segmentlager dürften die für die Turbinenanlage „Aufkirchen“ (Isarwerke) gelieferten sein, welche eine Belastung von 250 t bei $n = 166$ auszuhalten haben. Sie wurden gebaut von der Firma Fritz Neumeyer A.-G., München, im Jahre 1924 und haben sich bisher gut bewährt.

E. Berechnung der Spurzapfen.

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;
3. Gewicht des Kegelrades bzw. des Dynamoankers.

Hinzukommen würden noch: 4. ein nach unten wirkender Spaltüberdruck und 5. eine nach oben gerichtete Komponente des Ablenkungsdruckes (Abschnitt 8 B). In den meisten Fällen werden sich diese beiden letzteren Kräfte aber gegenseitig aufheben und können daher in der Regel vernachlässigt werden. (Vgl. die Entlastungslöcher in den Laufrädern.)

Die Zapfen 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 vorläufig Pressungen von $10 \div 20$ kg/cm^2 zugelassen. —

17. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen.

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

A. Stehende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Die Anordnung kleinerer Turbinen geht aus Abb. 146 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 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 wagerechte 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. 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. 158 bei einer liegenden Turbine dargestellt ist.

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

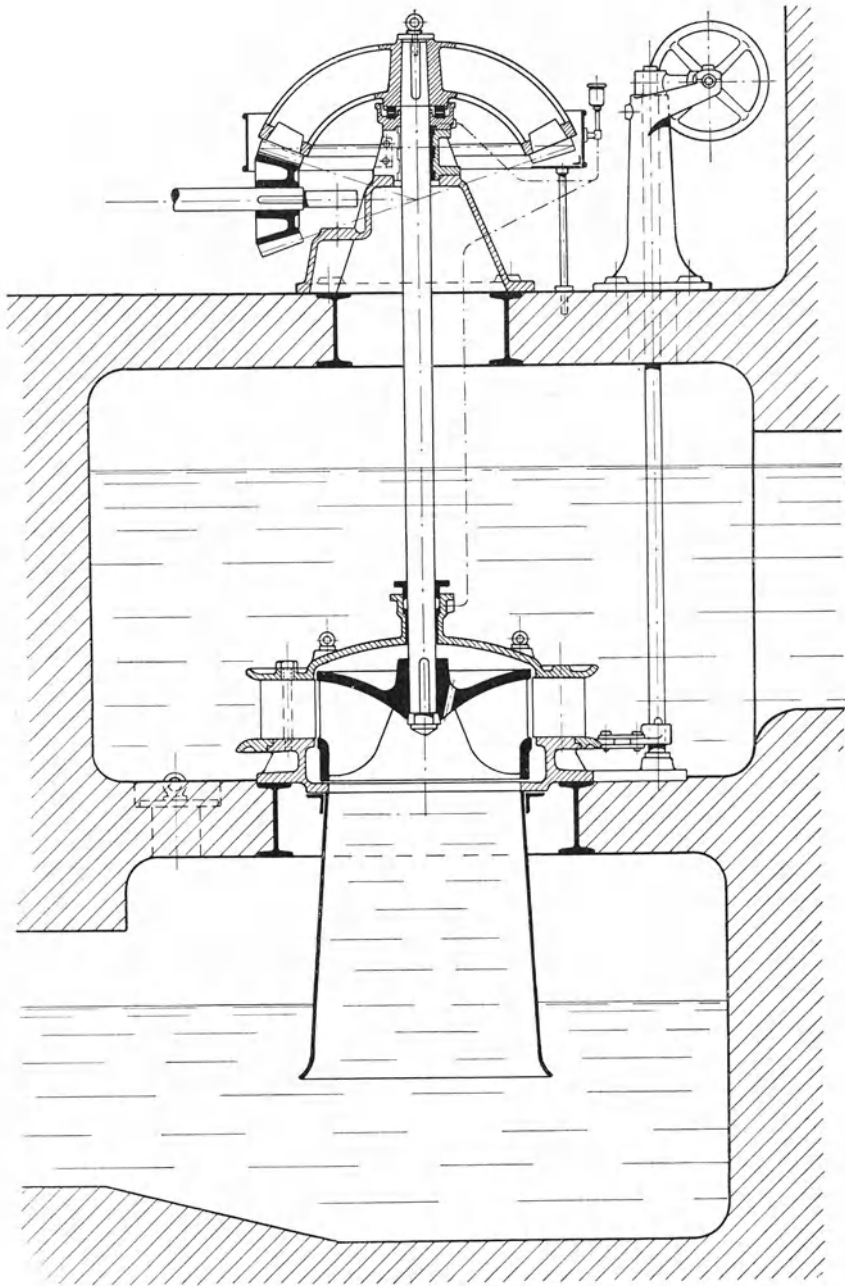


Abb. 146. Stehende Francis-Turbine.

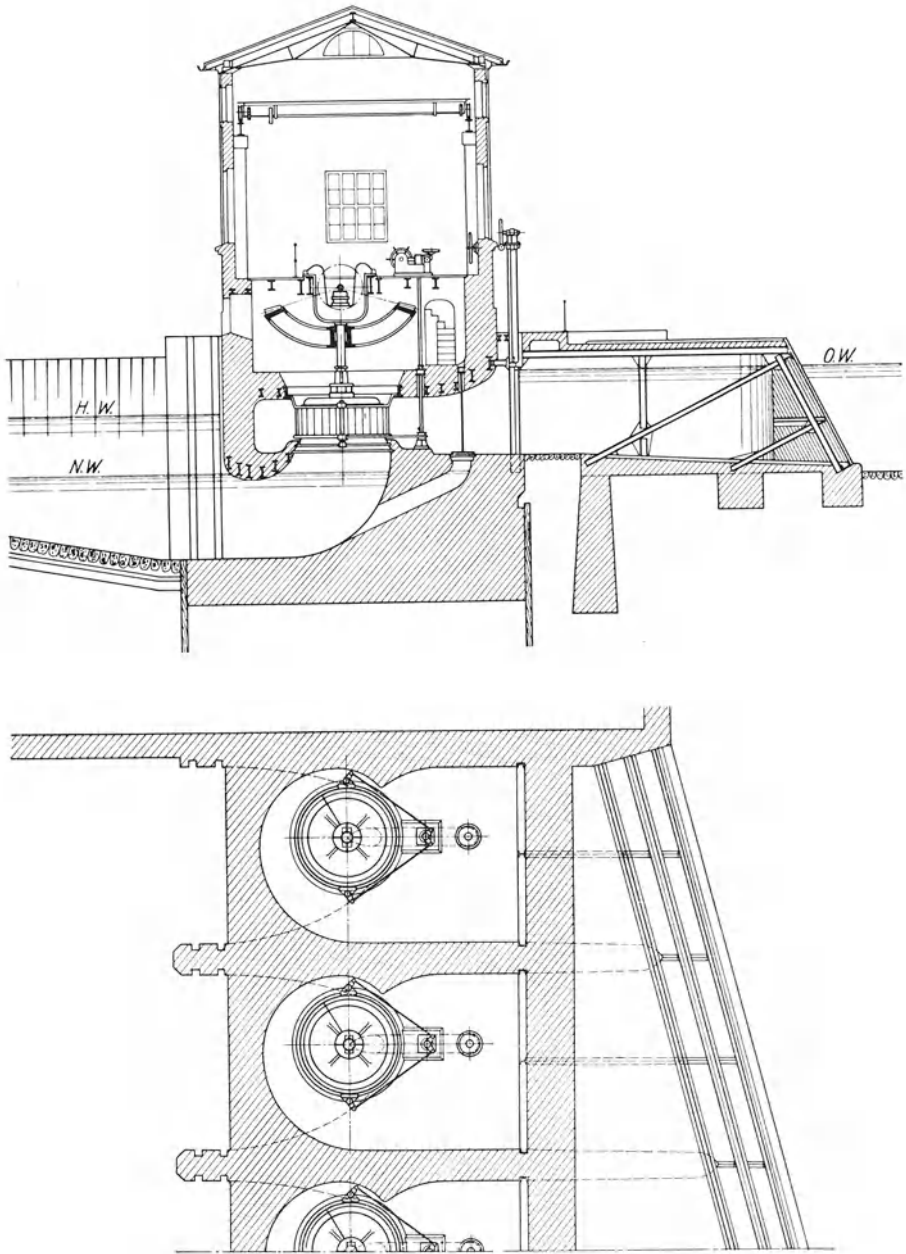


Abb. 148.

Stehende Francis-Turbine mit spiralförmiger Wasserkammer.

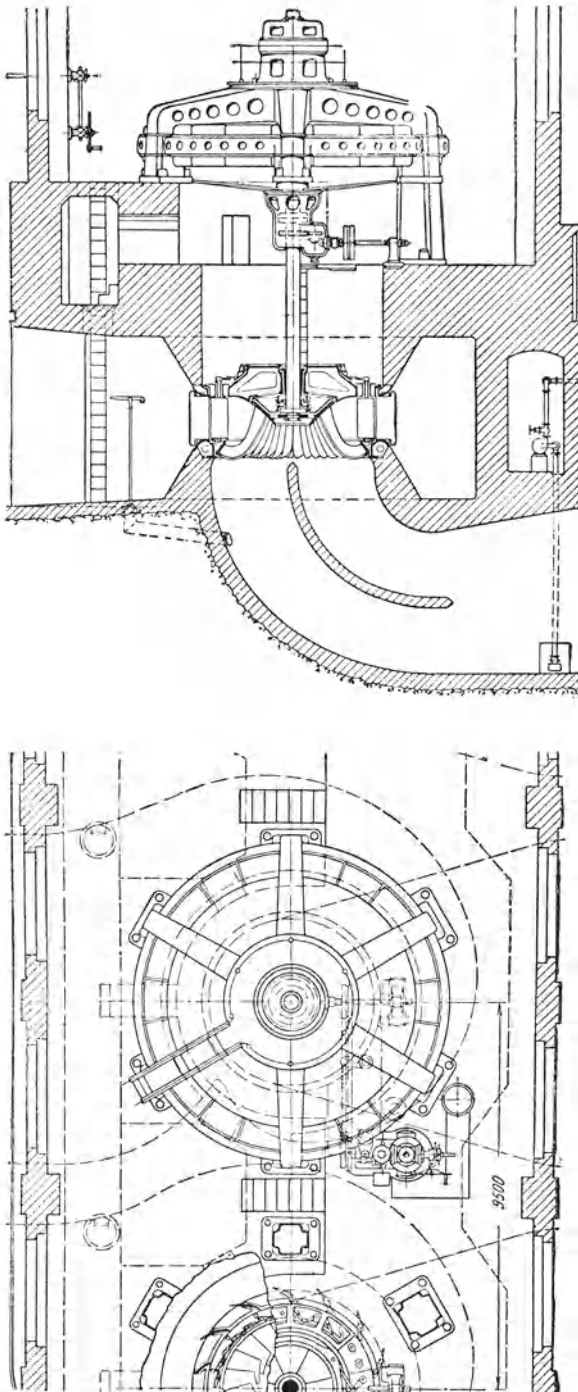


Abb. 149 u. 150. Stehende Francis-Turbine mit unmittelbar gekuppeltem Stromerzeuger.
($N = 1700$ PS. und $n = 75/\text{min}$ bei $H = 4,6$ m.)

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.

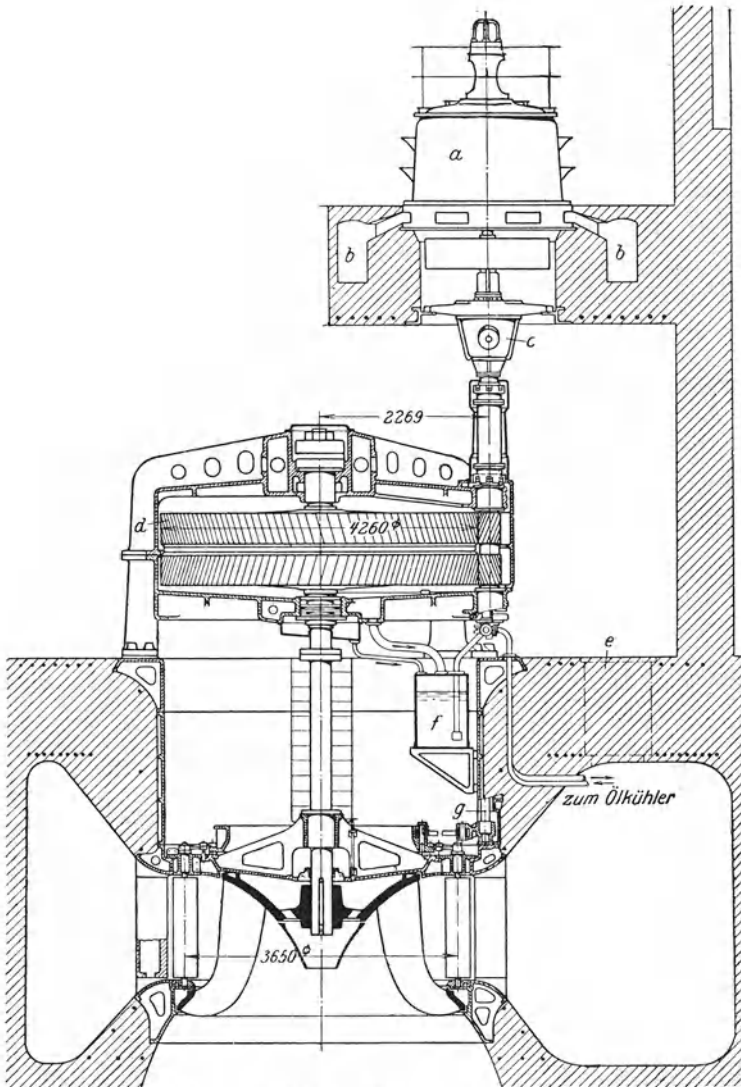


Abb. 151. Francis-Turbine mit Stirnradgetriebe. ($N = 1500$ PS. bei $H = 3,5$ m.)

Die Kegelräder der 4 Turbinen greifen mit „Untergriff“ in die Räder der durchlaufenden wagerechten Welle ein und es wird eine Lagerung des Spurzapfens in einem Hängebock nötig wie früher (Abb. 142) erläutert wurde.

Die Vorteile der stehenden Welle sind, daß erstens der Maschinenhausboden stets bochwasserfrei angeordnet werden kann und zweitens der Wasserabfluß durch Saugrohr oder Betonkrümmer günstig wird. Hinzu kommt drittens die geringe Grundrißfläche, welche eine stehende Anordnung gegenüber einer liegenden beansprucht.

Um nun einen möglichst guten Wirkungsgrad zu erzielen und die Anlage einfach zu gestalten, wird man bei größeren Turbinen stets versuchen, den Stromerzeuger unmittelbar mit der Turbinenwelle zu koppeln. Die Abb. 149 u. 150 zeigen eine derartige Anlage, das Werra-Kraftwerk „Am letzten Heller“, welches von J. M. Voith erbaut wurde. Es sind zwei Extremläufer aufgestellt, die bei $H = 4,6$ m rund 1700 PS. leisten und dabei 75 Umläufe/min machen. Auch bei dieser Anlage haben die Wasserkammern Spiralförmigkeit. Im Saugrohrkrümmer befindet sich eine Leitwand aus Eisenbeton, wodurch eine bessere Wasserführung vom runden nach dem rechteckigen Abflußquerschnitt erzielt wird und sich der Wirkungsgrad je nach Schnellläufigkeit und Beaufschlagung um 2–4 vH. erhöht. Die Leiträder sind mit sogenannter „Außenregelung“ versehen, ähnlich der früheren Abb. 131. —

Da die Generatoren mit größeren Leistungen und kleinen Umlaufzahlen außerordentlich schwer ausfallen, werden neuerdings bei lot-rechter Welle Stirnradgetriebe verwandt, so daß von Turbinen mit mäßiger Schnellläufigkeit Stromerzeuger normaler Bauart und hoher Drehzahl (sogenannte Schirm-Dynamos) angetrieben werden können. Eine solche Anlage, erbaut von F. Schichau, Elbing, ist in Abb. 151 dargestellt. Das Laufrad weist Schnellläuferform auf und hat bei $H = 3,5$ m eine Umlaufzahl von 48/min. Die Stirnräder d sind aus Stahl und haben zur Verbesserung des Eingriffs, die bei raschlaufenden Getrieben üblichen schrägen Zähne. 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 wieder zu.

Die Stirnradgetriebe werden bis zu einer Übersetzung 1 : 15 und darüber ausgeführt und erreichen einen Wirkungsgrad von 98 vH, so daß die Verluste gegenüber direktem Antrieb nur sehr gering sind.

B. Liegende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Eine hierfür übliche Anordnung stellt Abb. 152 dar. Das Saugrohr beginnt als gußeiserner Krümmer, der sich auf einen Fundamenttring aufsetzt, an welchen sich das eigentliche Saugrohr aus Blech dann anschließt. Das Leitrad ist mit einem erweiterten Kranz in die kräftige Trennungsmauer zwischen Wasserkammer und Maschinenraum einbetoniert, jedoch so, daß ein leichtes Nachsehen der inneren Teile trotzdem möglich ist. Die Abb. 153 und 154 stellen dies dar. In Abb. 154

ist der Leitraddeckel zum Reinigen des Leitapparates und zum Nachsehen des Laufrades herausgezogen.

Die Welle ist einerseits im Saugrohrkrümmer, andererseits in einem Ringschmierlager am Leitraddeckel gelagert. Das Lager am Saugrohr ist, wie Abb. 152 zeigt, als Spurlager und vollkommen wasserdicht aus-

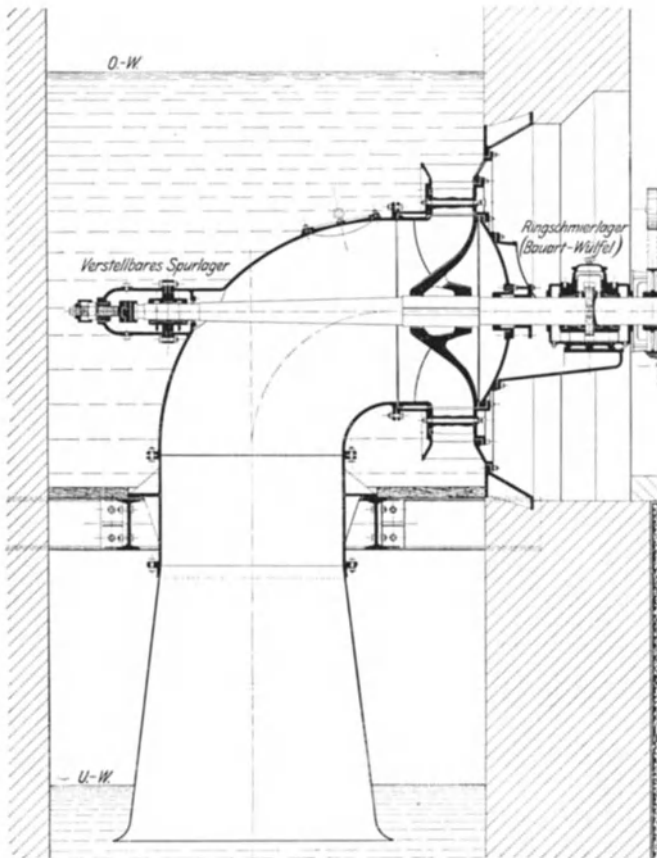


Abb. 152. Liegende Francis-Turbine.

geführt. Es erhält zweckmäßig ebenfalls Ringschmierung, damit es keiner Wartung bedarf.

Während bei den Ausführungen der Abb. 152–154 der Saugrohrkrümmer in der Wasserkammer liegt und alle wichtigen Teile der Turbine nach dem Maschinenhaus entfernt werden können, ist auch vielfach die umgekehrte Bauart zu finden, nämlich so, daß der Krümmer in der Trennungsmauer einbetoniert ist. Zwar ist die Zugänglichkeit der Turbine weniger gut, jedoch wird diese Anordnung wesentlich billiger. Abb. 155 zeigt eine derartige heute vielfach ausgeführte

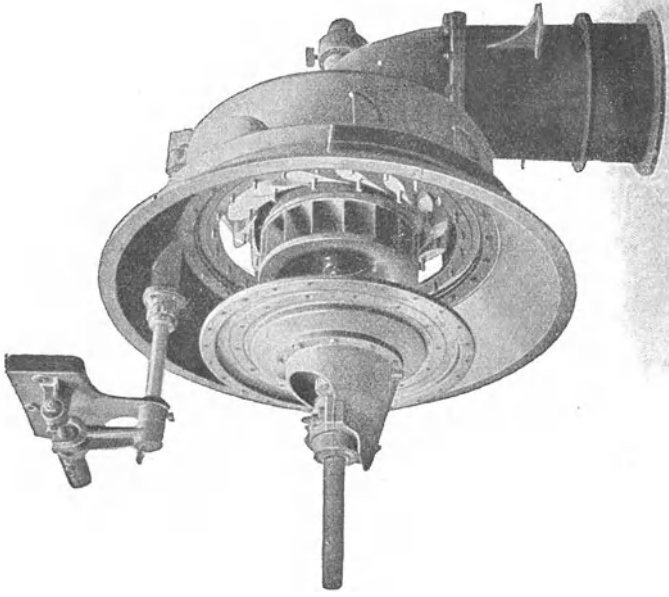


Abb. 154.

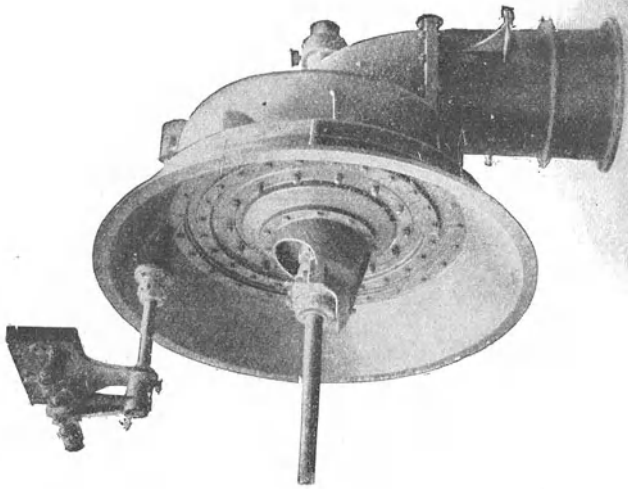


Abb. 153.

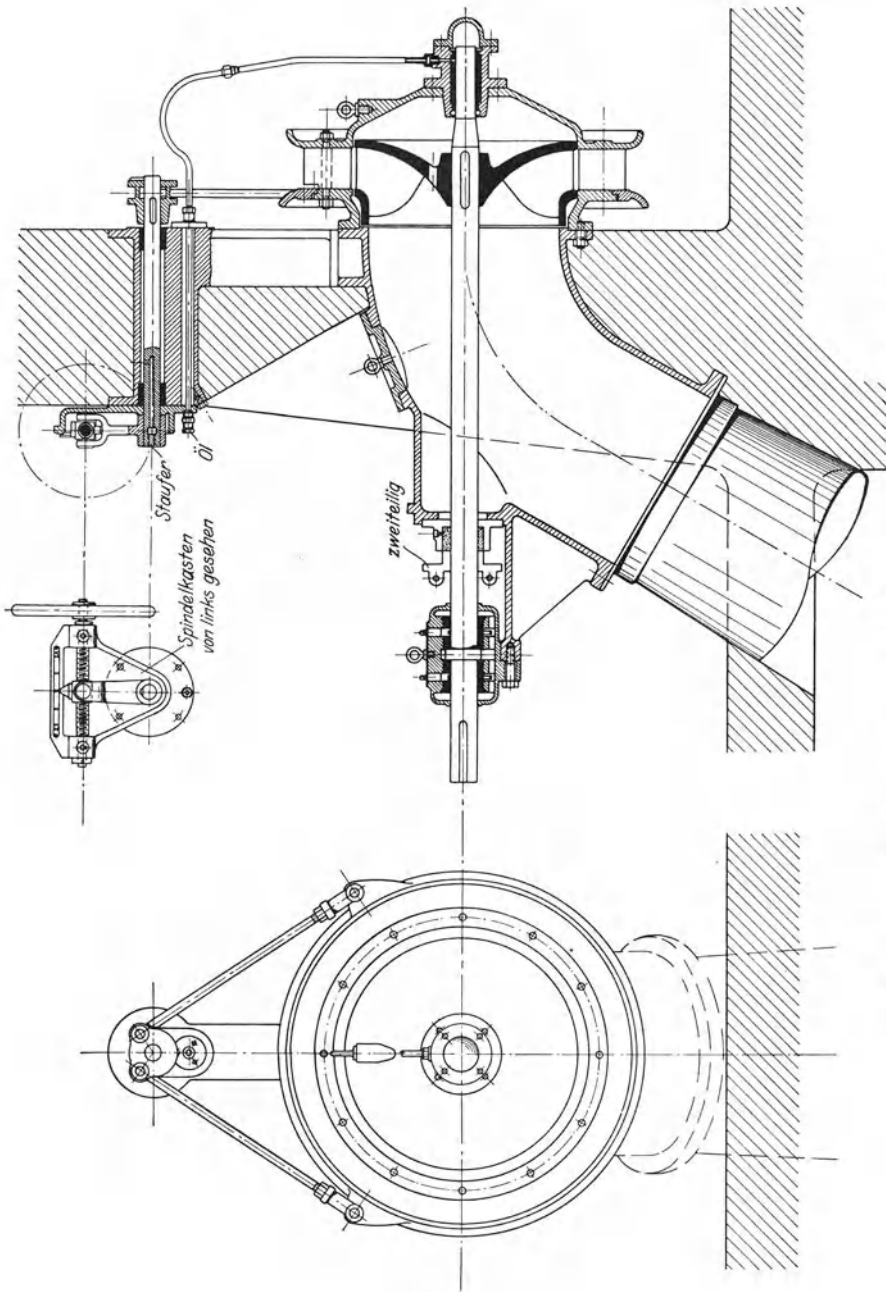


Abb. 155. Liegende Francis-Turbine mit eingemauertem Saugrohrkrümmer.

Bauart. Der Krümmer ist schräg abgeschnitten und das Saugrohr hat eine dementsprechende Neigung, wodurch das Fundament der Mauer ungeschwächt bleibt und der Wasserabfluß günstiger wird. Das Hauptlager der Turbinenwelle, ein Kammlager mit Ringschmierung, sitzt auf einem konsolartigen Anbau des Saugrohrkrümmers. Am Ende rechts ist die Welle in einer Weißmetallbuchse gelagert, welcher Öl durch eine dünne Rohrleitung zugeführt wird. Das Leitrad mit seinem Deckel und dem Endlager ist an den eingemauerten Krümmer

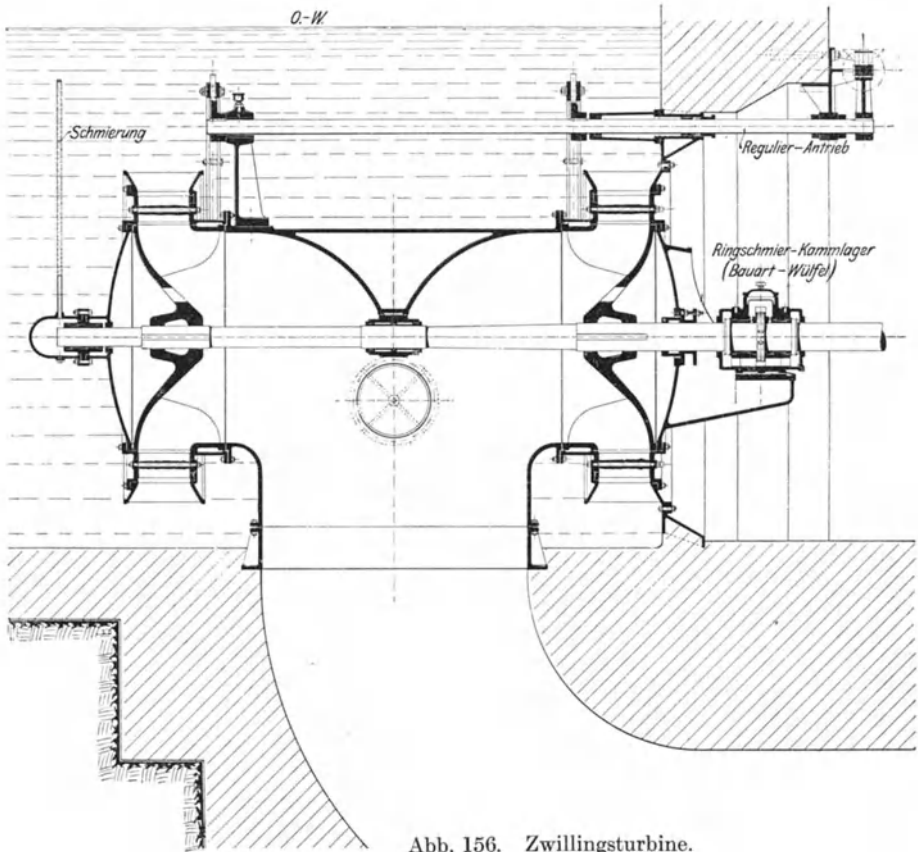


Abb. 156. Zwillingsturbine.

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

Zur Steigerung der Umdrehungszahl ist auch hier die Ausbildung als Zwillingsturbine üblich, wie sie z. B. in Abb. 156 dargestellt ist. Hierbei ist das Saugrohr gemeinsam und bildet als festes T-Stück gleichzeitig den Fuß zur Befestigung der Leiträder und des

hinteren Lagers. Die Welle ist im Sauggehäuse und am Leitraddeckel links in einfachen Buchsen gelagert, während das Hauptlager rechts als Ringschmier-Kammlager ausgebildet ist.

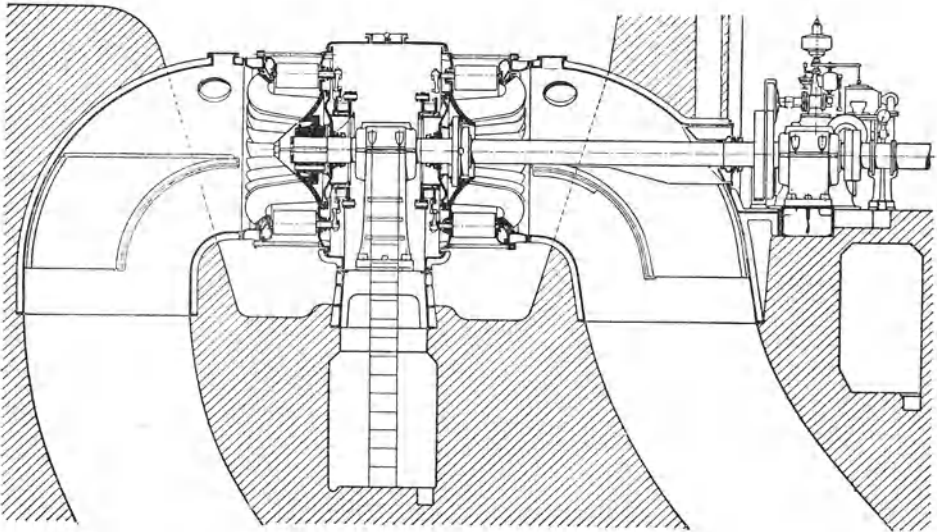


Abb. 157. Zwillingturbine von 7000 PS. ($H = 15$ m.)

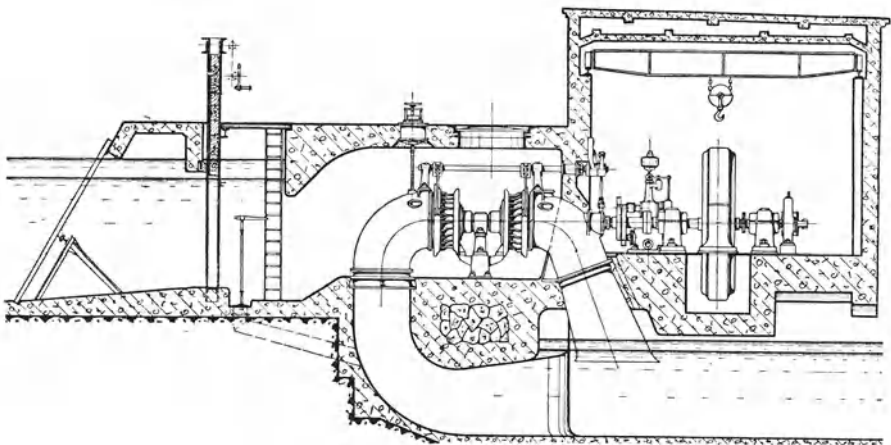


Abb. 158. Zwillingturbine im Heberschacht.

Bei größeren Abmessungen ist es heute üblich, die Saugrohre zu teilen, wodurch der Abfluß besonders bei kleinerer Beaufschlagung günstiger wird. Außerdem wird alsdann darauf gesehen, daß die Lager auch während des Betriebes zugänglich sind. Eine solche, von J. M. Voith für das Kraftwerk Meitingen am Lech gebaute Zwillingturbine

von 7000 PS. zeigt Abb. 157. Die Turbine ist, trotzdem das Gefälle 15 m beträgt, in eine offene Wasserkammer eingebaut, welche selbst etwa 10 m Tiefe hat. Die beiden Saugrohre sind, abgesehen von den ersten Krümmern, vollständig im Beton ausgeführt. Das zwischen den Lauf­rädern 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

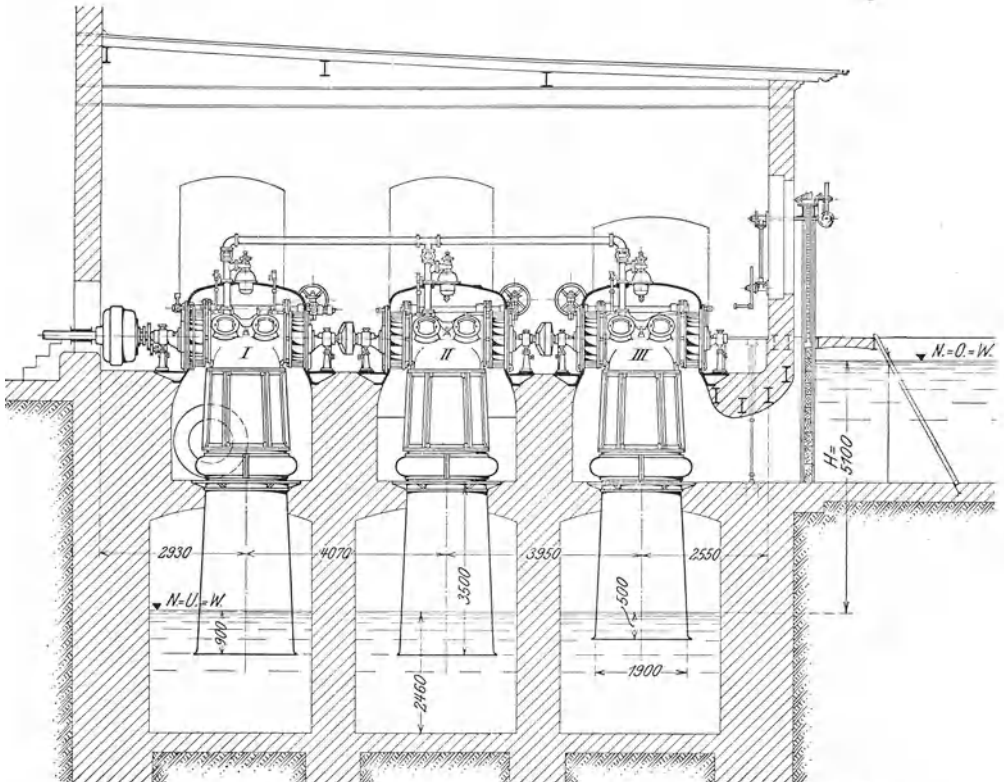


Abb. 159. Heberturbine von 500 PS. ($H = 5,1$ m, $Q = 9,9$ m³, $n = 237$ /Min.)

ist an der Turbine selbst nicht vorhanden, denn das links liegende Laufrad sitzt fliegend auf der Welle und rechts liegt das zweite Lager bereits außerhalb des Saugrohrkrümmers im Maschinenhaus.

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, aus dem durch Absaugen der Luft ein Heber entsteht. Eine derartige Zwillingsturbine im Heberschacht von J. M. Voith stellt Abb. 158 dar. Die Anordnung der Turbine ist ähnlich wie die der vorhergehenden Anlage, das Mittellager zugänglich, das Laufrad links fliegend auf der

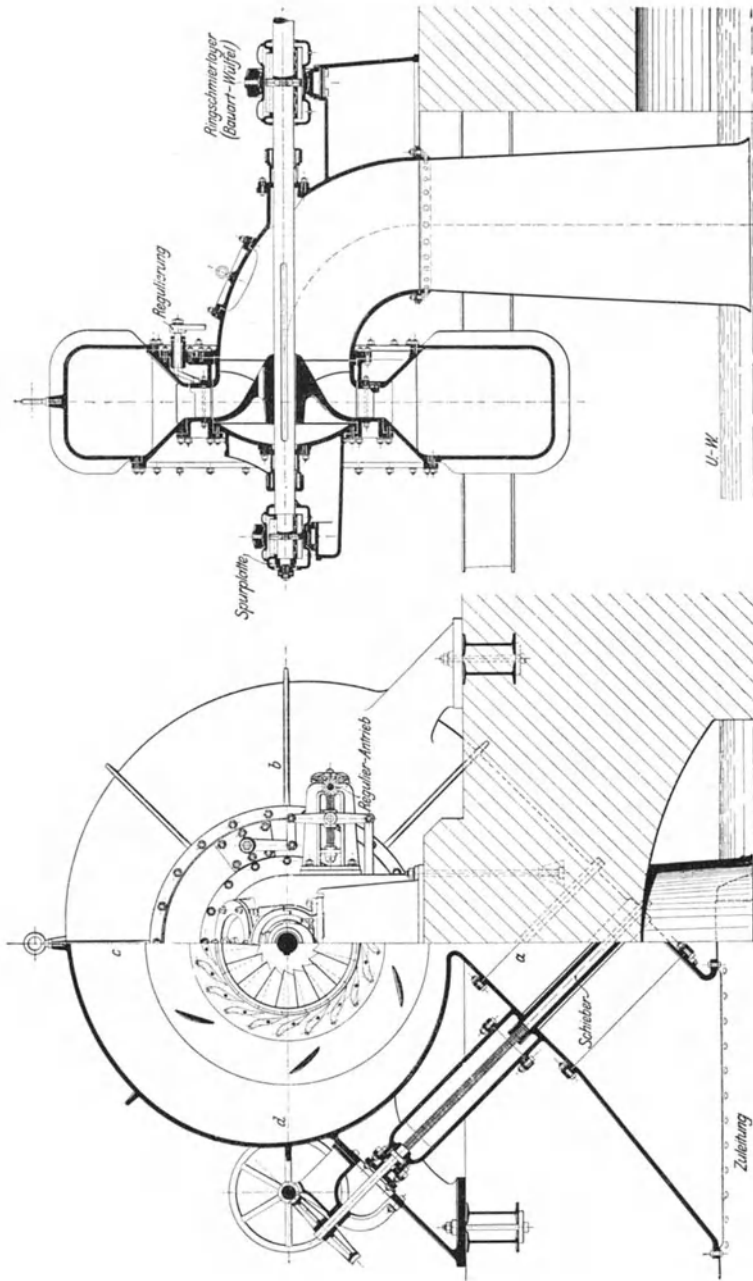


Abb. 160. Spiralturbine.

Welle sitzend. Die Luft wird dadurch abgesaugt, daß der Raum oberhalb des Wasserspiegels durch eine Umlaufleitung mit Absperrventil an das Saugrohr angeschlossen ist.

Eine Heberturbine mit sechs Laufrädern auf einer Welle, je zwei in einem Kessel sitzend, Abb. 159, wurde ausgeführt von Escher, Wyß & Co., Zürich. Die Luftabsaugevorrichtung, welche von dem obersten Punkt der Kessel nach den Saugrohren führt, ist aus der Abbildung zu erkennen.

C. Rohrleitung. — Gehäuseturbinen.

Eine hier gebräuchliche Anordnung ist in Abb. 160 dargestellt. Die Rohrleitung wird zur Raumersparnis zweckmäßig im Kellergewölbe des Maschinenhauses verlegt, der Anschluß befindet sich dann also unten.

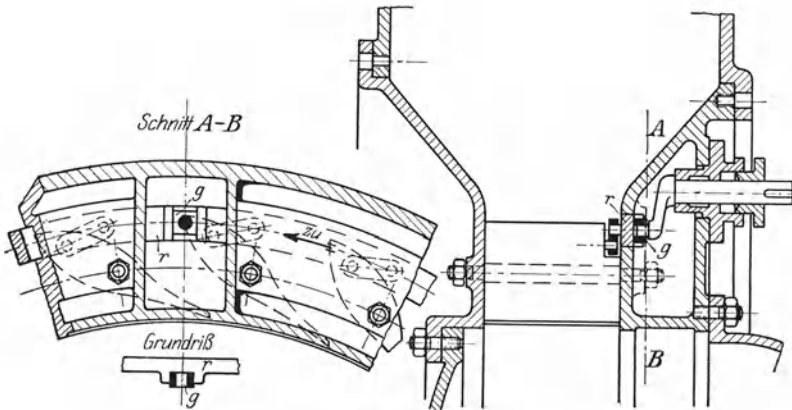


Abb. 161.

Die Turbine ist meist von einem spiralförmig ausgebildeten Gehäuse umgeben, weshalb diese ganze Turbinenart auch als „Spiralturbine“ bezeichnet wird. Die Spiralförmigkeit bildet den Vorteil der gleichmäßigen und stetigen Wasserführung, indem die Querschnitte so bemessen werden, daß unter Einhaltung einer bestimmten Geschwindigkeit zwischen $2 \div 4$ m/sec bei a die volle Wassermenge, bei b nur noch $\frac{3}{4}$, bei c $\frac{1}{2}$ und bei d $\frac{1}{4}$ derselben durchfließt. Das Gehäuse selbst kann durch einen Schieber oder eine Drosselklappe abgesperrt werden. Zur Regelung dienen jedoch wieder die früher erwähnten Arten. Die Ausbildung der Rohrleitung selbst wurde ebenfalls früher (Abschnitt 3) erläutert. Wie dort angegeben war, ist bei größerem Gefälle ein Freilaufventil am Rohrende erforderlich, welches sich bei plötzlichem Abstellen der Turbine selbsttätig öffnet. Der Antrieb der Leitschaukeln ist in Abb. 161 vergrößert dargestellt. Sämtliche Lenker der Schaukeln greifen an dem Reguliererring r an, welcher seinerseits durch den Gleitstein g und die daran angreifende Kurbel bewegt wird. Die Kurbel sitzt, wasserdicht abgeschlossen, in einem kastenartigen Anbau des Gehäuses.

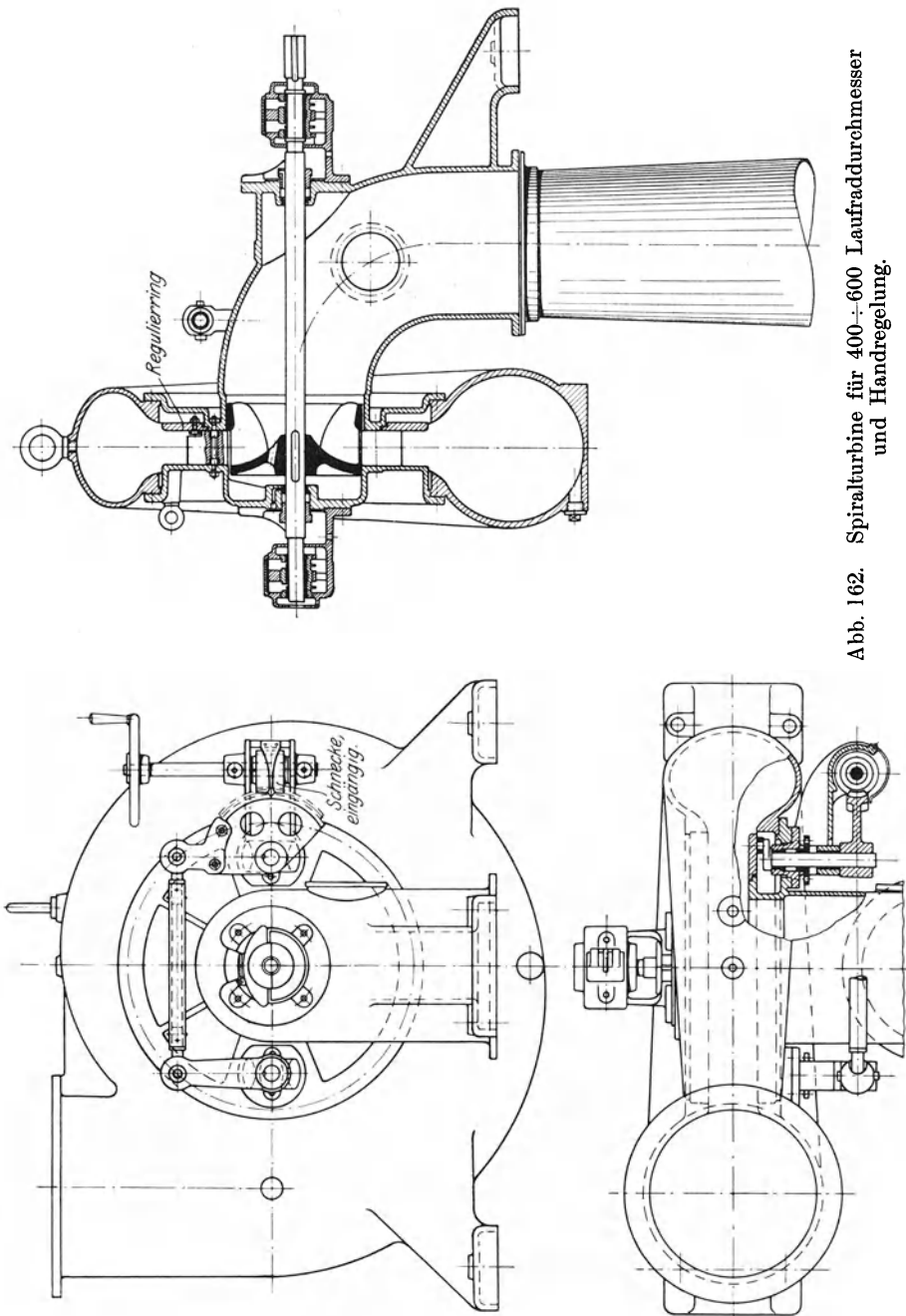


Abb. 162. Spiralturbine für 400--600 Laufdurchmesser und Handregelung.

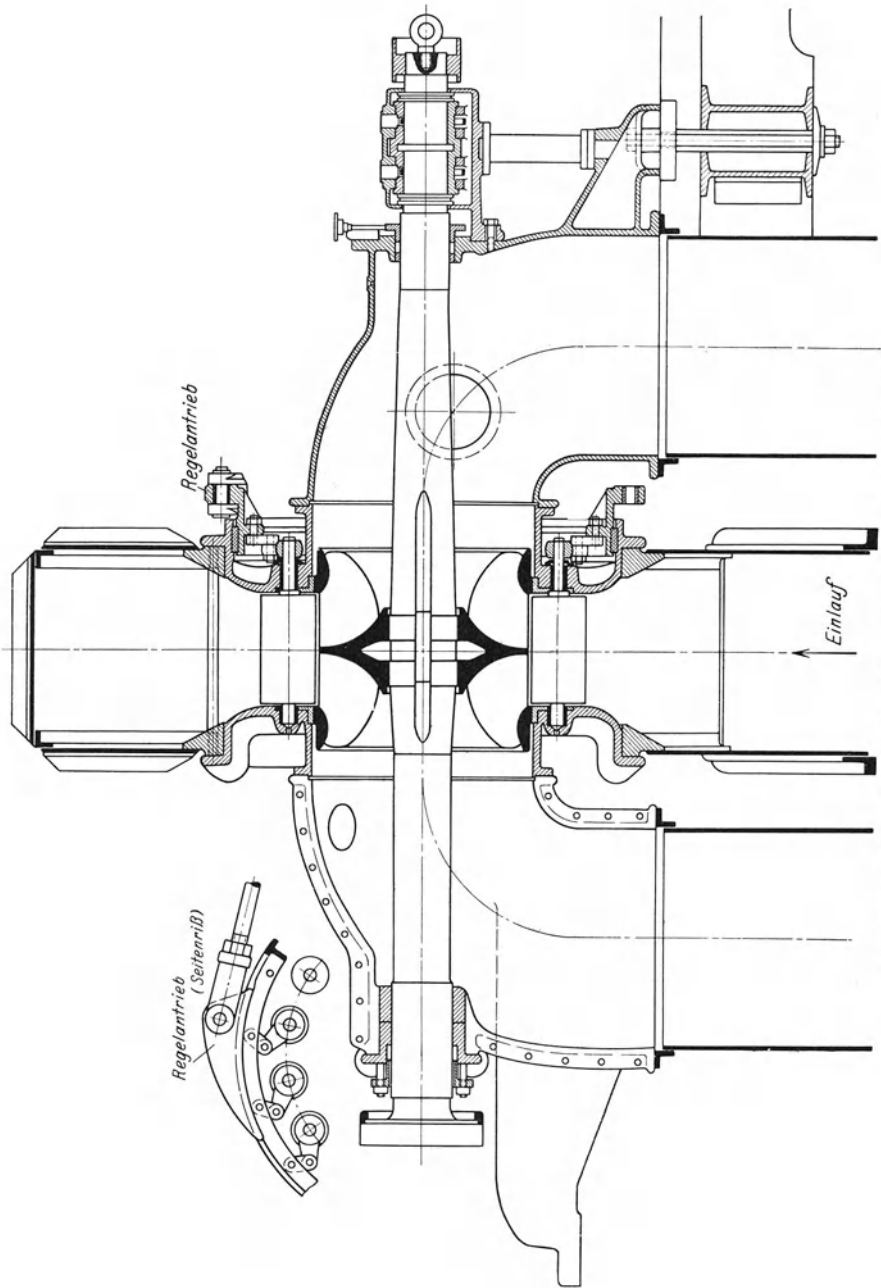


Abb. 163. Spiral-Doppelturbine von 3750 PS. bei $H = 40$ m.

Abb. 162 stellt eine kleinere Spiralturbine für 400–600 mm Laufraddurchmesser dar. Der Einlauf in das Spiralgehäuse befindet sich hier oben, kann aber natürlich auch unter beliebigem Winkel angeordnet werden. Im Gegensatz zu der Turbine Abb. 160 hat das Spiralrohr runden Querschnitt, wodurch der Anschluß an die Rohrleitung einfacher wird. Der Antrieb des Regulierendes erfolgt in ähnlicher Weise wie dies in Abb. 161 dargestellt war, jedoch ist der äußere Antrieb hier einfacher und erfolgt durch Schnecke und Zahnsegment.

Sind größere Wassermengen bei großen Gefällhöhen zu verarbeiten, so führt dies in bestimmten Fällen zur Ausführung von Doppelläufern

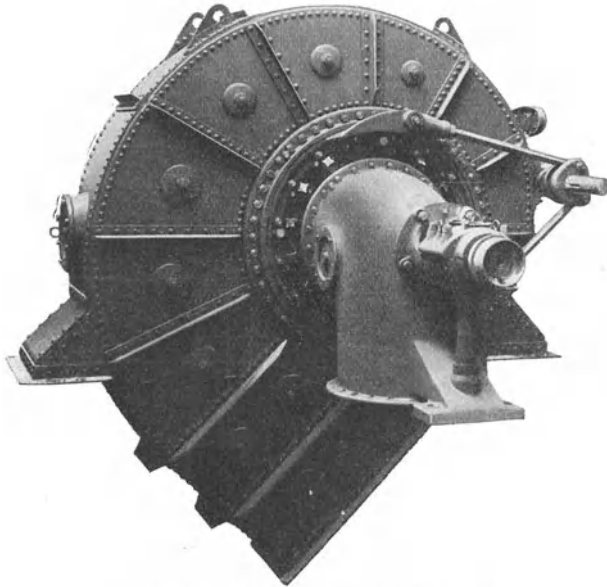


Abb. 164. Spiral-Doppelturbine.

in einem Spiralgehäuse aber mit zwei Saugrohren, wie die Abb. 163 und 164 zeigen. Die Turbinen wurden von Amme, Giesecke und Konegen, Braunschweig für das Kraftwerk Hemfurth (Eder-Talsperre) ausgeführt. Je nach dem vorhandenen Gefälle, welches zwischen 20–40 m beträgt, liegt die Leistung der Turbinen zwischen 1520 und 3750 PS. bei $n = 300/\text{min}$. Das Leitrad hat die bekannte Außenregelung, deren Antrieb in Abb. 163 noch seitlich herausgezeichnet ist. Das Doppelläufer hat ungefähr Normalläuferform. Da ein Gußstück sehr schwer geworden wäre, ist das Spiralgehäuse aus Blechkonstruktion mit angeordneten Verstärkungen ausgebildet, wie Abb. 164 deutlich erkennen läßt.

Um bei großen Turbinen die Spiralgehäuse zu ersparen, welche dann sehr teuer werden, baut man zwei Leit- und Laufräder gemeinsam in einen zylindrischen Kessel ein, an welchem das Zuleitungsrohr unmittelbar angeietet wird. Der Kessel wird so groß gehalten, daß das

Wasser darin sich gleichmäßig auf die Leiträder verteilt, also eine ungleichmäßige Beaufschlagung nicht zu befürchten ist. Führt man die Rohrleitung seitlich an den Kessel heran, so bezeichnet man die Turbine als „Querkesselturbine“.

Die Schwierigkeit aber, welche der seitliche Anschluß großer Rohrleitungen an den Kessel verursacht, hat dazu geführt, daß man neuerdings das Rohr am Stirnende an den Kessel anschließt, wodurch sich noch der weitere Vorteil ergibt, daß die Rohrleitungen ohne Krümmer an

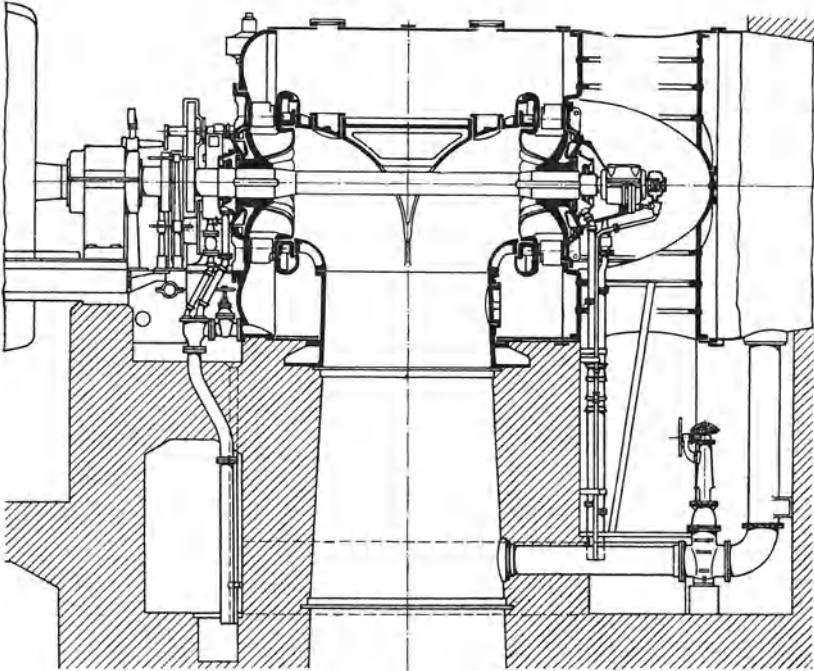


Abb. 165. Stirnkessel-Turbine von 10000 PS. bei $H = 61$ m.

den Kessel herangeführt werden können. Man bezeichnet diese Anordnung als „Stirnkessel-Turbine“, wie sie beispielsweise in der Abb. 165 dargestellt ist. Die Turbine 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 eingietet, 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. 166. Durch die Öffnung der herausgebrochenen Seitenwand sind die doppelten Saugrohrkrümmer und der Einsteigeschacht zu erkennen.

Wegen der verschiedenen Vorzüge, die die stehende Welle gegenüber der liegenden bietet (vgl. S. 105), hat sich auch bei Gehäuse-turbinen mit einem Rade (Einrad-Turbinen) die stehende Anordnung mehr und mehr eingebürgert. Die Turbinen werden dann stets als Spiralturbinen ausgeführt und unmittelbar mit dem Stromerzeuger (Schirm-Dynamo) gekuppelt. Man führt diese Anordnung sowohl bei kleinen Einheiten, z. B. bei $H = 3,8$ m, $Q = 0,2$ m³/sek und 8 PS. aus, wie auch für große Anlagen. Abb. 167 stellt die stehende

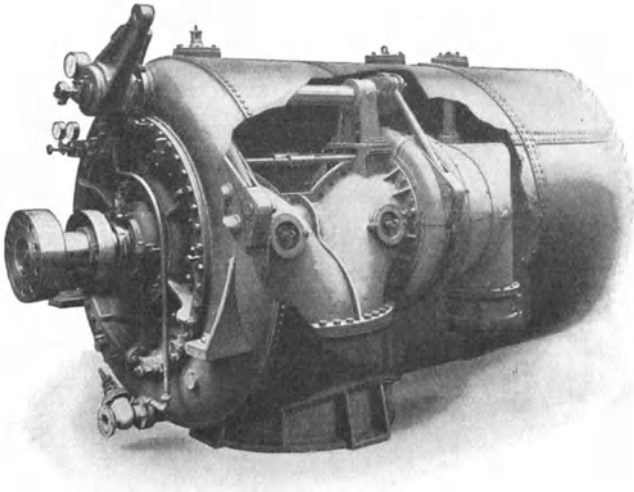


Abb. 166. Stirnkessel-Turbine von 7200 PS.

Spiralturbine für die Wasserkraftanlage Partenstein (Österreich), erbaut von J. M. Voith dar¹⁾. Es sind drei Turbinen von je 15400 PS. bei 179 m Gefälle aufgestellt, welche 600 Umläufe machen und Drehstromerzeuger antreiben. Das Spiralgehäuse von 4 m Durchmesser ist aus Stahlguß, die Laufräder, welche Langsamläuferform aufweisen, sind aus Bronze und haben $D_1 = 1300 \text{ } \Phi$. Als Spurlager dienen Segmentlager, welche die dreiteiligen Wellen von 17 m Länge tragen und je 60000 kg Belastung aufnehmen müssen. In der Abbildung ist der Schnitt durch das Spiralgehäuse so geführt, daß links der kleinste Querschnitt und gleichzeitig der Anfang der Spirale geschnitten sind. Dahinter steht der Absperrschieber, der hydraulisch betätigt wird. Auf der Abbildung ist außerdem oben ein kleines Tangentialrad zu er-

¹⁾ Vgl. v. Troeltsch, Z. d. V. D. I. 1925, S. 1485.

kennen, welches beim Stillsetzen der Turbine als Bremsturbine, also gegenläufig wirkt.

Schlußfolgerung: Die Francis-Turbine genügt den früher aufgestellten Forderungen der Neuzeit vollkommen, was ihre allgemeine

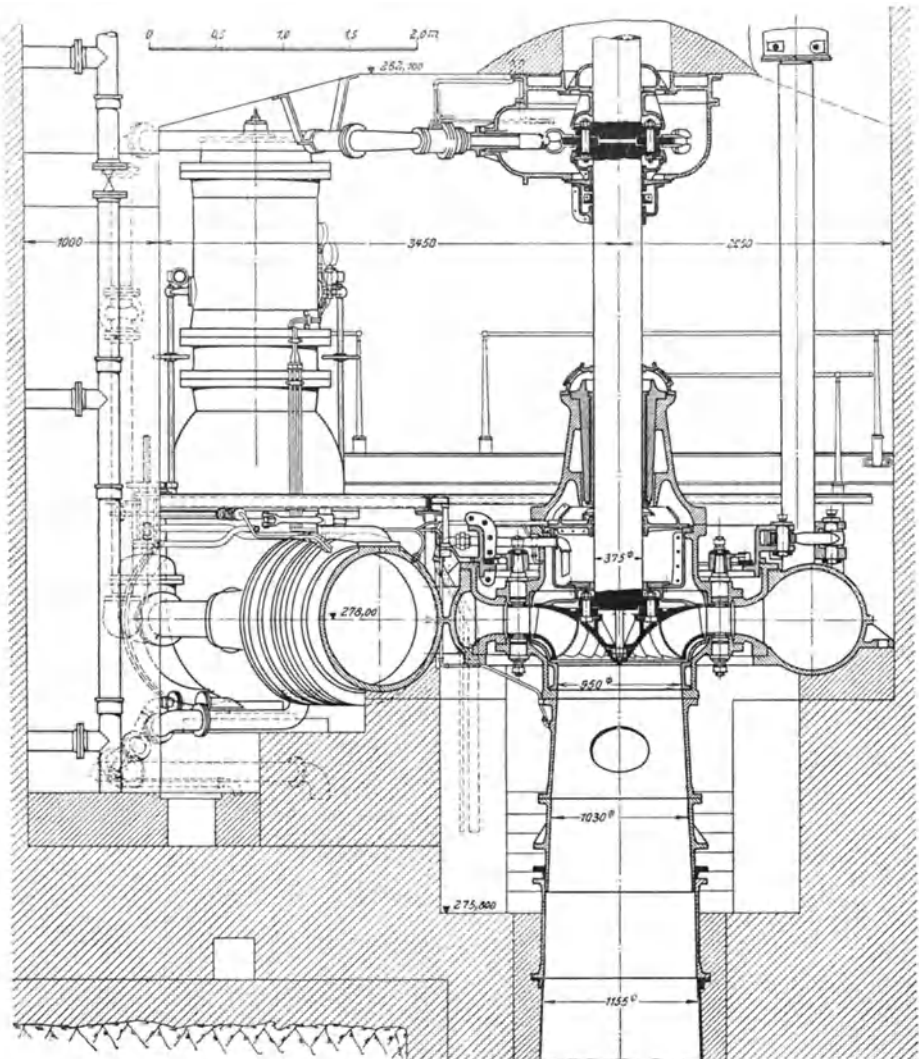


Abb. 167. Stehende Spiralturbine von 15400 PS. bei $H = 179$ m.

Anwendung für kleine und mittlere Gefälle erklärlich macht. Bei größerer Wassermenge verwendet man sie bis zu $H = 250$ m.

Was die angeführten Größen anbelangt, so findet man im allgemeinen Francis-Laufräder von 250 mm bis zu 5 m Durchmesser. Die

dabei erreichten Leistungen sind natürlich ganz und gar vom Gefälle abhängig. Zurzeit erreichte Höchstleistungen dürften die für eine Wasserkraftanlage am Niagara-fall 1925 aufgestellten drei Francis-Turbinen von je 70 000 PS. aufweisen, welche bei $H = 66$ m bis zu $100 \text{ m}^3/\text{sek}$ Wasser verarbeiten können.

IV. Propeller- und Kaplan-Turbinen.

18. Entwicklung, Wirkungsweise und Ausführung.

Das Bestreben, die Schnellläufigkeit der Francis-Turbinen bei kleineren Gefällhöhen immer mehr zu erhöhen, hat dazu geführt, daß man von der Anschauung allmählich abkam, alle Wasserfäden innerhalb der Turbine müßten eine sichere Führung erhalten. So wurden etwa vor 12 Jahren zum erstenmal Turbinen gebaut, bei welchen der Spalt zwischen Leit- und Laufrad bedeutend vergrößert wurde, was zu den Formen führte, die in den Abb. 84 und 85 angedeutet waren. Das Wasser besitzt hier vor dem Eintritt in das Laufrad keine genaue Führung und man sah, daß dies ohne ungünstigen Einfluß auf Wasserbewegung und Wirkungsgrad der Turbine war. Durch die gleichzeitige

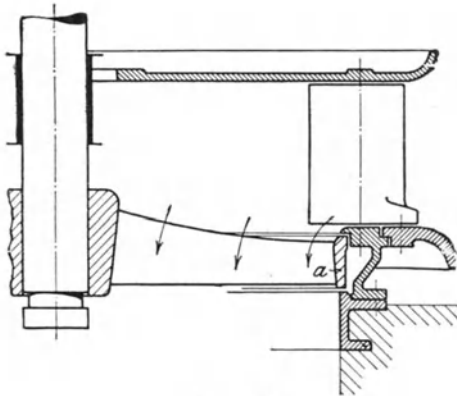


Abb. 168.

Verkürzung der Schaufeln erzielte man im Gegenteil eine Verminderung der Reibungsverluste und die immer mehr nach innen verlegte Schaufel-eintrittskante brachte die gewünschte Erhöhung der Umlaufzahl. Versuche, die bei J. M. Voith mit verschiedenen Schaufelformen gemacht wurden, brachten ferner die Gewißheit, daß auch die parallelen Schaufelwände am Laufradaustritt nicht erforderlich sind, sondern daß bessere Wirkungsgrade bei Hoch-Schnellläufern

erzielt werden, wenn man nur die Schaufelflächen kurz gestaltet und dabei den Austrittsquerschnitt konvergieren läßt. Jedenfalls wurde durch den Bau der neueren Schnellläufer erwiesen, daß unsere Turbinentheorie hinsichtlich Wasserführung und Energieübertragung an das Laufrad auf sehr unsicheren Füßen ruht.

Professor Dr. Kaplan in Brünn ging nun auf dem angegebenen Wege noch weiter, indem er 1912 eine Turbine (Abb. 168) 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 geheim gehalten und erst 1920 an die Öffentlichkeit gebracht 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 Leit-schaufeln 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 (4 bis 6) 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 verschiedene 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 Berechnung solcher Laufräder mit wenigen Flügeln und axialem Durchfluß ist natürlich auf ganz andere Grundlagen zu stellen als die Berechnung

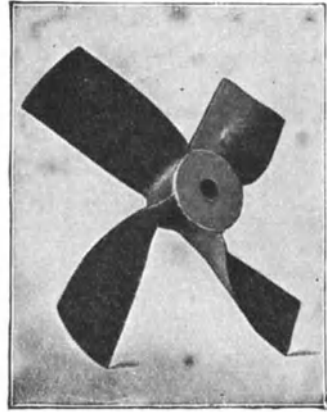


Abb. 169.

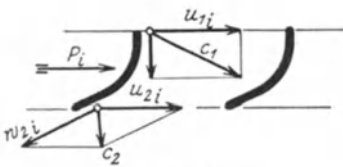


Abb. 170.

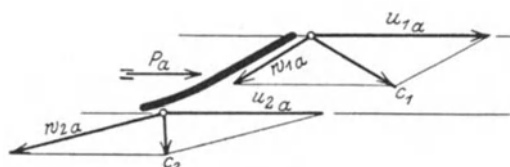


Abb. 171.

der Laufräder normaler Francis-Turbinen. Solche Grundlagen, welche von der „Auftriebskraft“ ausgehen, sind wohl zuerst von Bauersfeld²⁾ veröffentlicht worden.

Die weitere Entwicklung brachte den Fortfall des Laufradaußenkranzes, und das Laufrad bekam die Form eines Schiffspropellers, wie dies Abb. 169³⁾ zeigt. Man erkennt aus der Abbildung deutlich die

¹⁾ Vgl. Thoma, Z. d. V. d. I. 1921, S. 683.

²⁾ Vgl. Bauersfeld, Z. d. V. d. I. 1922, S. 461.

³⁾ Vgl. Reindl, Z. d. V. d. I. 1921, S. 1037. Hieraus sind auch die Abb. 172 und 175 entnommen.

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. 170 zeigt, ziemlich steil beginnen. Außen ist eine bedeutend größere Umfangsgeschwindigkeit u_a und die Schaufel erhält die flache Richtung Abb. 171, da auch hier annähernd stoßfreier Eintritt herrschen soll. Beim Austritt ergeben sich die in den Abbildungen gezeichneten „Austrittsparallelogramme“ und Schaufelrichtungen unter Annahme gleicher Abfluggeschwindigkeit c_2 .

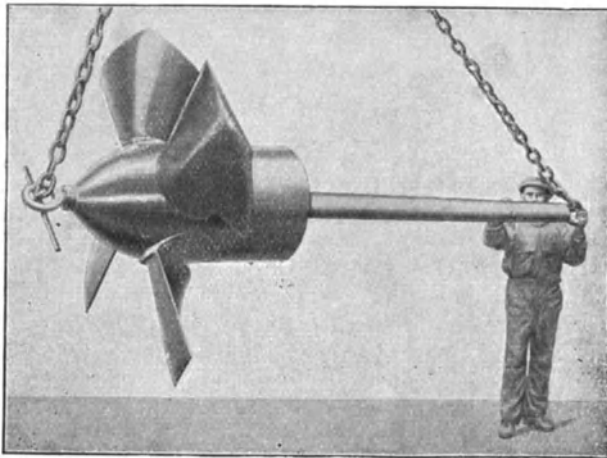


Abb. 172.

Die neueste Ausführung des Laufrades einer Kaplan-Turbine zeigt schließlich die Abb. 172. Die Nabe ist wesentlich verstärkt, was für die Wasserströmung günstiger wird, weil in der Nähe der Achse leicht Wirbelungen durch die kreisende Wasserbewegung entstehen, welche nun wegfallen. Auch diese Schaufel zeigt die verschiedenen Krümmungen außen und innen. Die wesentlichste Neuerung liegt aber darin, daß die Schaufeln zur Regelung drehbar angebracht sind, wodurch bedeutende Verbesserungen erzielt werden konnten. Über die Art und den Einfluß der Schaufelverstellung auf die Wasserbewegung soll im Abschnitt 19 Näheres gesagt werden.

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.

Eine Kaplan-Turbine in der Ausführung von 1921 zeigt

Abb. 173. Man sieht daraus, daß die Laufradnabe über $\frac{1}{3}$ des ganzen Saugrohrdurchmessers einnimmt, unten kegelförmig ausläuft und oben die Vorrichtungen zur Verstellung der Laufradschaufeln trägt, die in

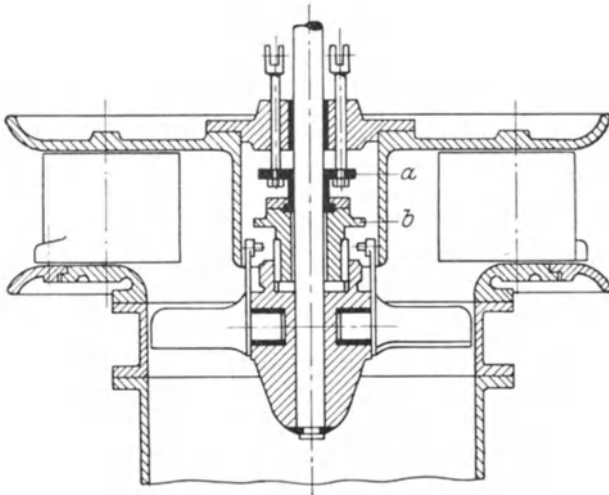


Abb. 173.

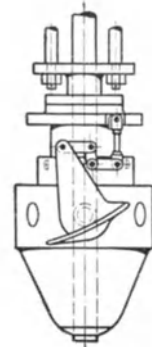


Abb. 174.

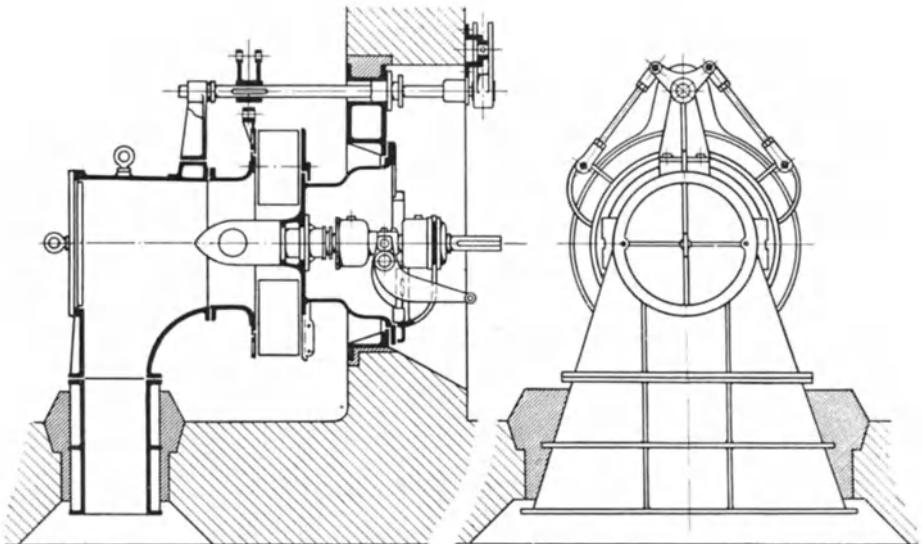


Abb. 175. Kaplan turbine mit liegender Welle.

Abb. 174 noch besonders herausgezeichnet sind. Zwei Stangen gehen durch einen Deckel hindurch und greifen an einem Flansch *a* an, der wiederum mit der drehbaren Muffe *b* in Verbindung steht. Die Muffe *b* bewirkt durch Zugstangen und Doppelhebel die Verstellung der Laufrad-

schaufeln, welche sich um kräftige Bolzen in Rotgußbuchsen drehen. Die Leitschaufeln, in der Regel 8 Stück, ragen weit in den Raum oberhalb des Laufrades hinein. Sie werden, wie bei der Francis-Turbine, durch Reguliering und Lenker verstellt. Der obere Kranz des Leitrades geht in Winkelform bis zur Nabe des Laufrades herunter, wodurch ein Raum für die Regulierung geschaffen ist, der nicht unmittelbar vom Wasser berührt wird.

Den gesamten Einbau einer Kaplan-Turbine mit liegender Welle gibt Abb. 175 im Mittelschnitt und Seitenriß wieder. Ein Saugrohrkrümmer, wie er bei der Francis-Turbine üblich war, ist nicht vorhanden, sondern das Wasser läuft durch ein wagerechtes Rohrstück, welches durch einen ebenen Mannlochdeckel verschlossen ist, recht-

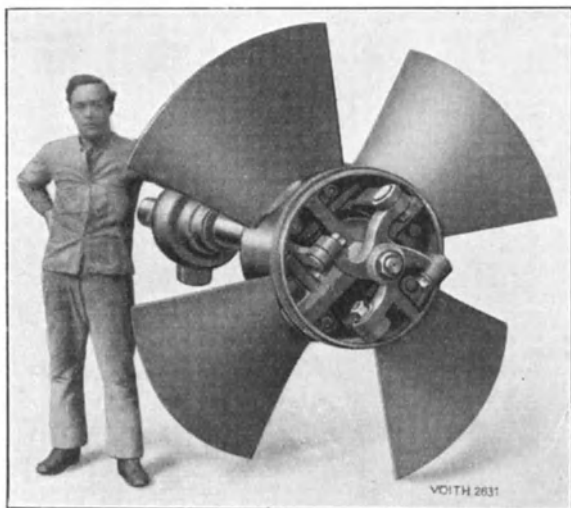


Abb. 176.

winklig nach dem vierkantigen Abflusstutzen. Letzterer hat nach einer Richtung parallele Wände, ist aber nach den Seiten zu stark trichterförmig erweitert. Der eine Leitradkranzlinks ist an dem wagerechten Saugrohr befestigt, während der andere, rechts, in ein Rohr ausmündet, welches an einem gußeisernen Rahmen angeschraubt ist. Der Rahmen ist in die Trennungswand zwischen Wasser-

mer und Maschinenhaus eingemauert. In dem zuletzt genannten Rohre bewegen sich die Vorrichtungen zum Verstellen der Laufradschaufeln. An dem Rohre ist schließlich ein Schild angeschraubt, wie es bei Elektromotoren zu finden ist und welches das äußere Hauptlager für die Welle trägt. Eine zweite Lagerung befindet sich in einem Halslager dicht an der Laufradnabe, woselbst auch eine Stopfbuchse angeordnet werden muß. Der in der Welle vorhandene, nicht unbeträchtliche Axialschub wird durch ein kräftiges Kugelspurlager am äußeren Hauptlager aufgenommen. Die Verstellung der Leitschaufeln erfolgt durch die gezeichnete Regulierwelle und durch Spindel und Hebel, wie es bei Francis-Turbinen üblich ist. Bei Handregelung werden beide Verstellungen, d. h. die der Leitschaufeln sowohl wie die der Laufschaufeln, miteinander verbunden, also gleichzeitig vorgenommen. Bei selbsttätiger Regelung findet man auch besondere Doppelregler, auf deren Wirkung aber hier nicht näher eingegangen werden kann.

Die Firma J. M. Voith, welche mit einigen anderen Turbinenfabriken dem „Kaplan-Konzern“ angehört, hat die Schaufelverstellung

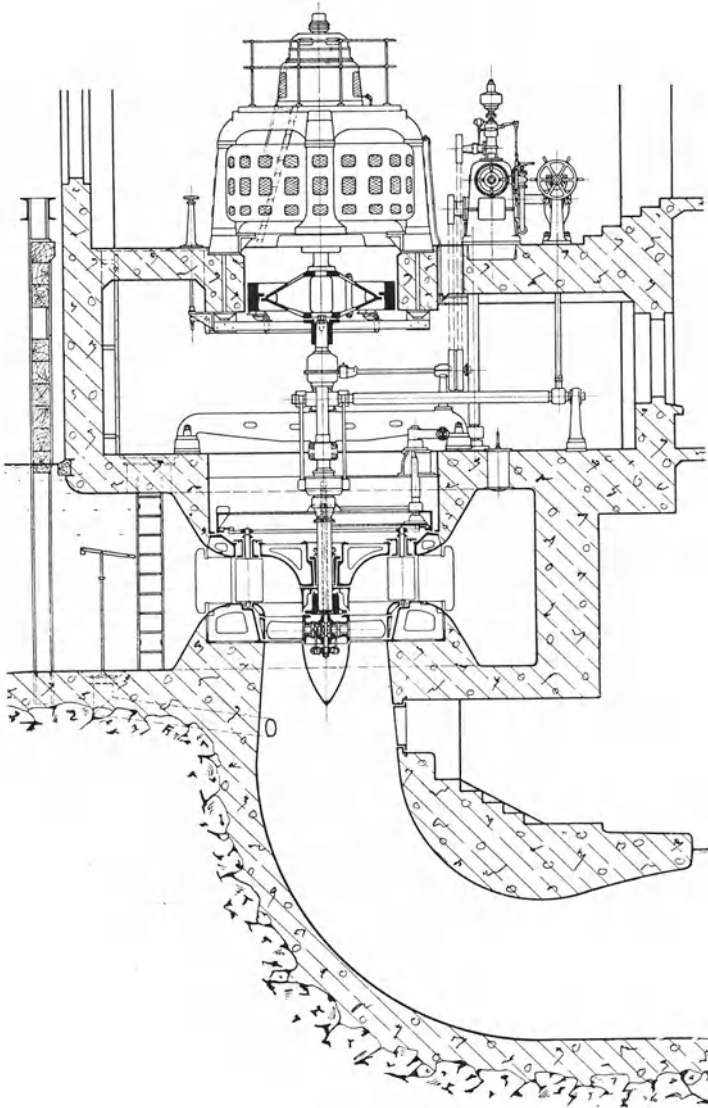


Abb. 177. Stehende Kaplanturbine von $N = 925$ PS. und $n = 250/\text{min}$ bei $H = 5,4$ m.

ganz nach dem Inneren der Laufradnabe verlegt, wie aus Abb. 176 zu erkennen ist. Jeder Schaufelzapfen trägt eine Kurbel, an der ein Lenker angreift. Die Lenker werden von dem unten sichtbaren Mit-

nehmerkreuz erfaßt, welches am Ende einer Regulierstange sitzt, die in der hohlen Welle aufsteigt. Dadurch kommen keinerlei Regelteile mit dem Wasser in Berührung und eine dauernde Schmierung ist gut möglich. Die Nabe wird unten durch eine Spitzkappe verschlossen, während oben die Welle durch einen kräftigen Flansch angeschraubt wird.

Eine vollständige, von Voith für das Kraftwerk Siebenbrunn in Oberösterreich ausgeführte Anlage zeigt Abb. 177. Es sind zwei Kaplan-Turbinen für je $16,4 \text{ m}^3$ Wasser aufgestellt, die bei $H = 5,4 \text{ m}$ eine Leistung von 925 PS. und eine Drehzahl von 250/min. haben. Leitrad mit Außenregelung und Beton-Spiralkammer sind ähnlich wie bei großen Francis-Turbinen. Das Laufrad von $1,9 \text{ m}$ \varnothing hat vier drehbare Schaufeln aus Bronze von hoher Festigkeit und den schon besprochenen inneren Regelantrieb. Die in der hohlen Welle aufsteigende Regulierstange wird von einem Querkeil erfaßt, der sich in einem Wellenschlitz führt. An dem Querkeil greifen außen zwei Stangen an, die von

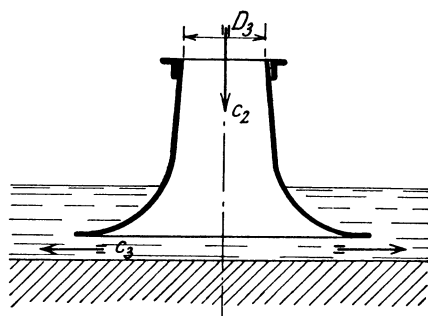


Abb. 178.

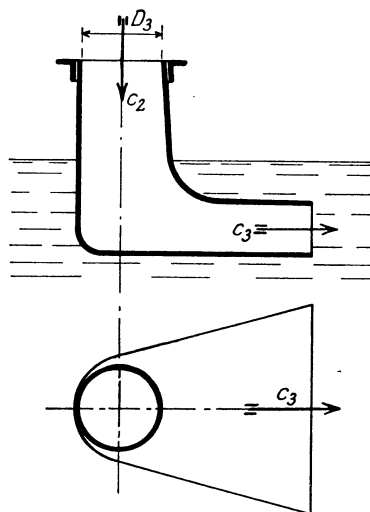


Abb. 179.

zwei Hebeln einer wagerechten Regulierwelle auf und abbewegt werden. Diese Regulierwelle sowohl wie eine dahinter befindliche lotrechte für die Leitschaufelverstellung werden von zwei Arbeitskolben eines hydraulischen Reglers angetrieben. Durch eine besondere Steuereinrichtung wird bewirkt, daß der Regler die zusammengehörigen Stellungen selbsttätig einstellt. Wie ersichtlich, treibt die Turbine unmittelbar den oben aufgestellten Drehstromerzeuger an, der bei der erwähnten Drehzahl verhältnismäßig kleine Abmessungen hat.

Von Wichtigkeit bei der Kaplan-Turbine ist nun noch das Saugrohr, welches eine besondere Ausbildung erfährt, damit ein Teil der Abflußenergie wieder zurückgewonnen werden kann. (Vgl. früher Abschnitt 11.) Auch diese Saugrohrformen sind patentamtlich geschützt. Für stehende Turbinen, also runden Rohranfang, erhält das Saugrohr z. B. die Formen Abb. 178 und 179 je nach Art der Wasserabführung. Bei einer liegenden Turbine erfolgt der Abfluß nach Abb. 175, d. h.

zunächst in einem Gußgehäuse mit rechtwinkliger Ablenkung und dann weiter im Mauerwerk, woselbst sich die trichterförmige Erweiterung des vierkantigen Gehäuseteils fortsetzt. In jedem Falle wird das Wasser außerordentlich stark verzögert, und zwar in einem Maße wie man es früher für unmöglich gehalten hatte. Besonders auffallend ist dies bei der Trichterform Abb. 178. Es ist durch die Saugrohrformen möglich, die Austrittsgeschwindigkeit c_2 verhältnismäßig groß, also den oberen Saugrohrdurchmesser D_3 klein zu wählen, und es wird ein großer Teil der sonst verlorenen Arbeit zurückgewonnen, da jetzt nur mit der geringen Abflußgeschwindigkeit c_3 zu rechnen ist.

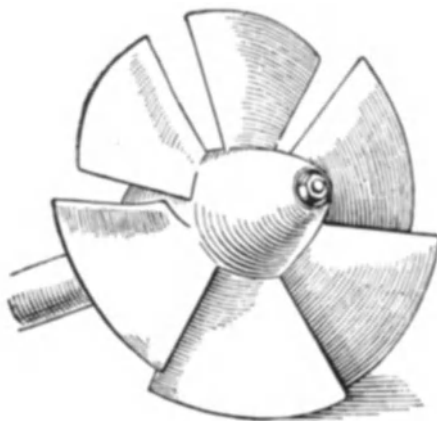


Abb. 180.

Die Kaplan-Turbine erreicht bei Anwendung drehbarer Leit- und Laufschaufeln einen Wirkungsgrad bis zu 87 vH. und ist bereits in Einheiten bis 11200 PS.¹⁾ ausgeführt worden. Die Schnellläufigkeit ist sehr groß, und ihre sogenannte „spezifische Drehzahl“ beträgt $n_s = 700 \div 800$ gegen etwa 250 des normalen Francis-Schnellläufers, was bedeutet, daß eine Turbine von gleicher Leistung und bei gleichem Gefälle etwa 3 mal so rasch laufen würde, wenn sie als Kaplan-Turbine ausgebildet wird. (Hierüber vgl. Abschnitt 24.) Es sei hier aber nochmals darauf hingewiesen, daß die Turbine sowohl wie ihre meisten Einzelheiten durch eine

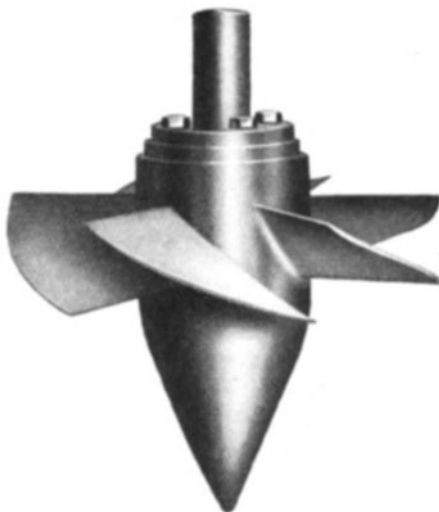


Abb. 181.

Anzahl Patente geschützt ist und daher zur Zeit nur von dem sogenannten „Kaplan-Konzern“ gebaut werden darf. —

Auch Propellerturbinen (schlechtweg), also solche ohne drehbare Laufschaufeln sind in den letzten Jahren vervollkommenet und bereits in großen Abmessungen gebaut worden. Die Räder haben ähn-

¹⁾ Kraftwerk Lilla Edet, Schweden. (Z. d. V. d. I. 1924, S. 360.)

liche 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. Zwei derartige Räder, ausgeführt von I. M. Voith (Abb. 180) und Escher, Wyß & Co. (Abb. 181) mit je sechs festen Flügeln oder Schaufeln lassen erkennen, daß die Schaufeln eine etwas größere Länge in der Durchströmrichtung erhalten und sich dadurch etwas übergreifen, was bei den drehbaren Schaufeln nicht der Fall ist.

Eine große Anlage mit Propellerturbinen für das Donaukraftwerk Kachlet zeigt schließlich Abb. 182. Es sind acht stehende Turbinen

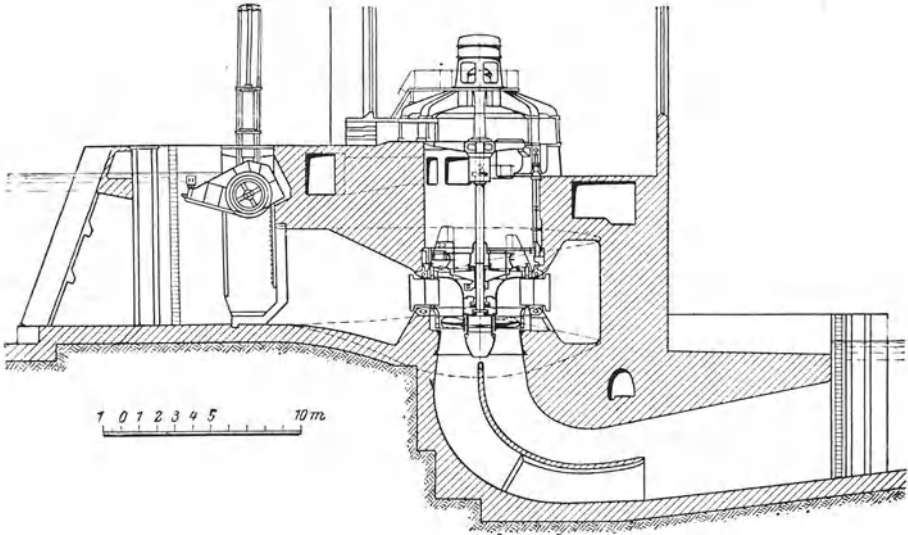


Abb. 182. Propellerturbine von 9000 PS. bei $H = 9$ m.

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/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 87 vH und mehr, jedoch fällt die Wirkungskurve bei geringerer Beaufschlagung stark ab, wie im folgenden Abschnitt näher erläutert werden soll. An Stelle der Einlaß-Schützen sind bei der dargestellten Anlage Rollklappen eingebaut, die sich schon mehrfach gut bewährt haben.

19. Regelung der Propellerturbinen.

Der konstruktive Teil der Regelung wurde bereits im vorigen Abschnitt behandelt. Hier soll nun noch der Einfluß der Schaufelverstellung auf die Wasserbewegung und den Wirkungsgrad untersucht werden, was selbstverständlich nur annähernd erfolgen kann, da die Strömungsverhältnisse infolge der freien Strömung des Wassers zwischen Leit- und Laufrad sehr verwickelt sind.

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 II 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 Laufradschaufeln 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 . 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. 183 erkennt man, daß der Wirkungsgrad einer Propellerturbine z. B. bei etwa 80 vH Beaufschlagung seinen Höchstwert erreicht und daß dieser den Höchstwert einer Francisturbine sogar noch übersteigt. Bei neueren Versuchen sind Wirkungsgrade von 90 vH und darüber beobachtet

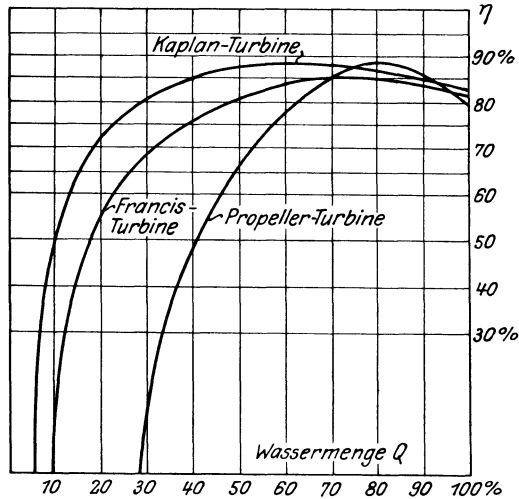


Abb. 183.

worden¹⁾. 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 vH Beaufschlagung den Wert 0 erreicht, so daß die Turbine dann keine Leistung mehr abgibt.

Bei der Kaplan-Turbine werden zur Regelung sowohl die Leitwie 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. 183 hervorgeht. Bei voller Wassermenge beginnt η mit etwa 83 vH, er geht dann auf den Höchstwert von 87 vH hinauf und beträgt selbst bei 30 vH Beaufschlagung noch etwa 80 vH. Diese Kurven sind bei der in Abb. 177 dargestellten Anlage in Siebenbrunn aufgenommen worden.

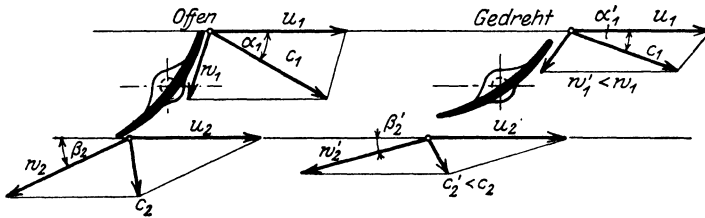


Abb. 184.

Abb. 185.

In welcher Weise nun durch Verstellung der Laufradschaufeln eine solche Verbesserung der Wirkungsgradkurve erreicht wird, soll an den Abb. 184 und 185 erläutert werden. Sie stellen einen Schaufelschnitt etwa an der Nabe schematisch dar, wobei die Umfangsgeschwindigkeiten nicht sehr hoch sind. Die Schaufelstellung, bei welcher η seinen Höchstwert erhalten soll, zeigt Abb. 184. 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. 185. Es ist hierbei die mit den tatsächlichen Verhältnissen übereinstimmende Annahme getroffen, daß die absolute Geschwindigkeit c_1 jetzt kleiner geworden ist 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

¹⁾ Vgl. Dubs, Z. d. V. d. I. 24, Heft 48.

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. Wie im Abschnitt 11 C erläutert wurde, lassen sich die Winkel und Geschwindigkeiten der Parallelogramme auch hier annähernd aus der allgemeinen Hauptgleichung ermitteln. Die Verbindung der Leitschaufel- und Laufradschaufelverstellung entspricht also den theoretischen Forderungen an eine zweckentsprechende Regelung.

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. Ob die verhältnismäßig empfindlichen Regelteile, die zur Betätigung der Laufschaufelverstellung dienen, und die an unzugänglicher, vom Wasser berührter Stelle liegen, sich auf die Dauer bewähren, muß erst die Zukunft lehren. Infolge dieser Doppelregelung wird auch die Kaplan-turbine gleicher Leistung stets teurer als eine Francisturbine.

V. Tangentialräder.

20. Allgemeines. — Aufbau und Regelung.

Die Tangential- oder Pelton-Räder, auch Becherturbinen genannt, sind, wie früher im Abschnitt 9 schon gesagt wurde, diejenigen Freistrahlturbinen, welche für große Gefällhöhen und geringe Wassermengen am geeignetsten sind. Man findet sie in Anwendung bei Gefällhöhen von 60–1500 m und sie erreichen dabei einen für Wasserkraftmaschinen recht hohen Nutzeffekt bis zu 90 vH.

Ein kleineres Tangentialrad mit Handregelung ist zunächst in Abb. 186 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 drei 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. 187 und später 198 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 Strahlablenkung 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 an einem Stück mit dem Rade, meist aber sind sie an einen Radkörper besonders angeschraubt. Wie Abb 186

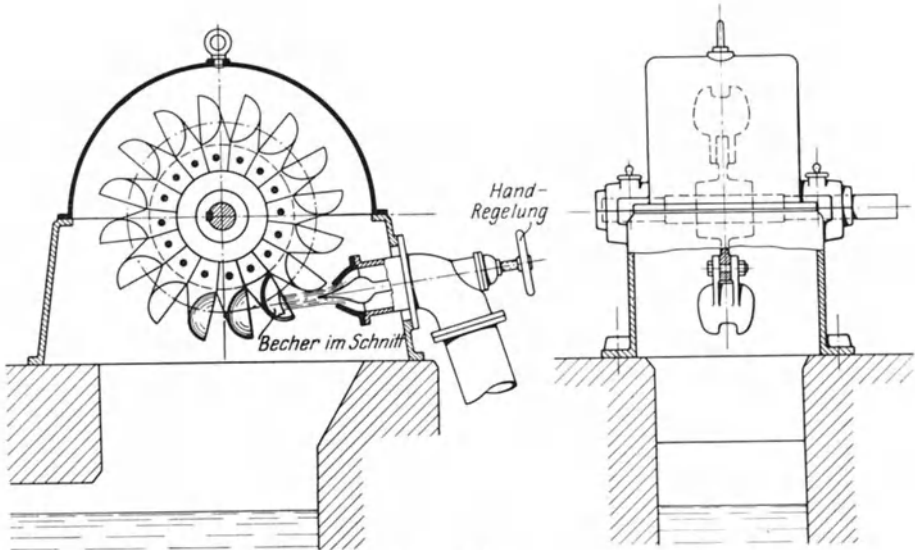


Abb. 186.

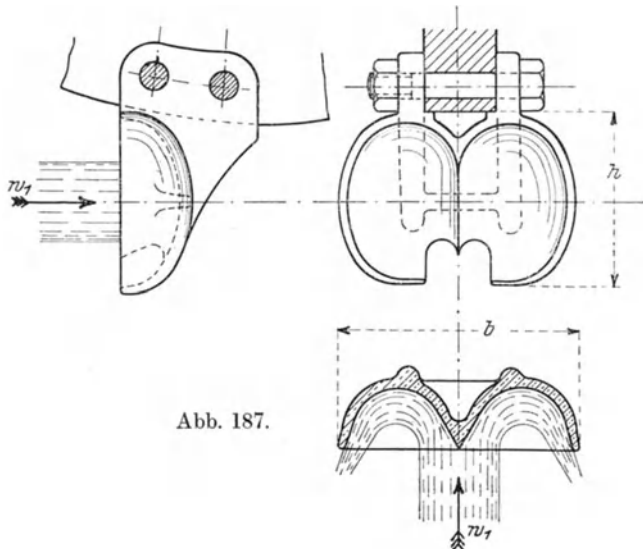


Abb. 187.

erkennen läßt, ist der ganze Aufbau eines Tangentialrades in einem 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. 188 wiedergegeben, während Abb. 189 den gesamten Aufbau mit Lagerung und Düse für Handregelung zeigt.

Die Veränderung der zugeführten Wassermenge erfolgt heute fast ausnahmslos durch eine Nadel von besonderer Form (Abschn. 21), 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 15 B.)



Abb. 188.

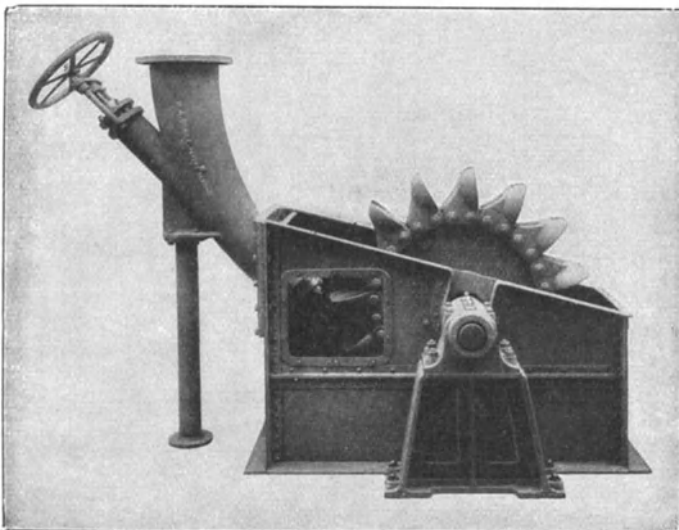


Abb. 189.

Die Abb. 190 zeigt 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

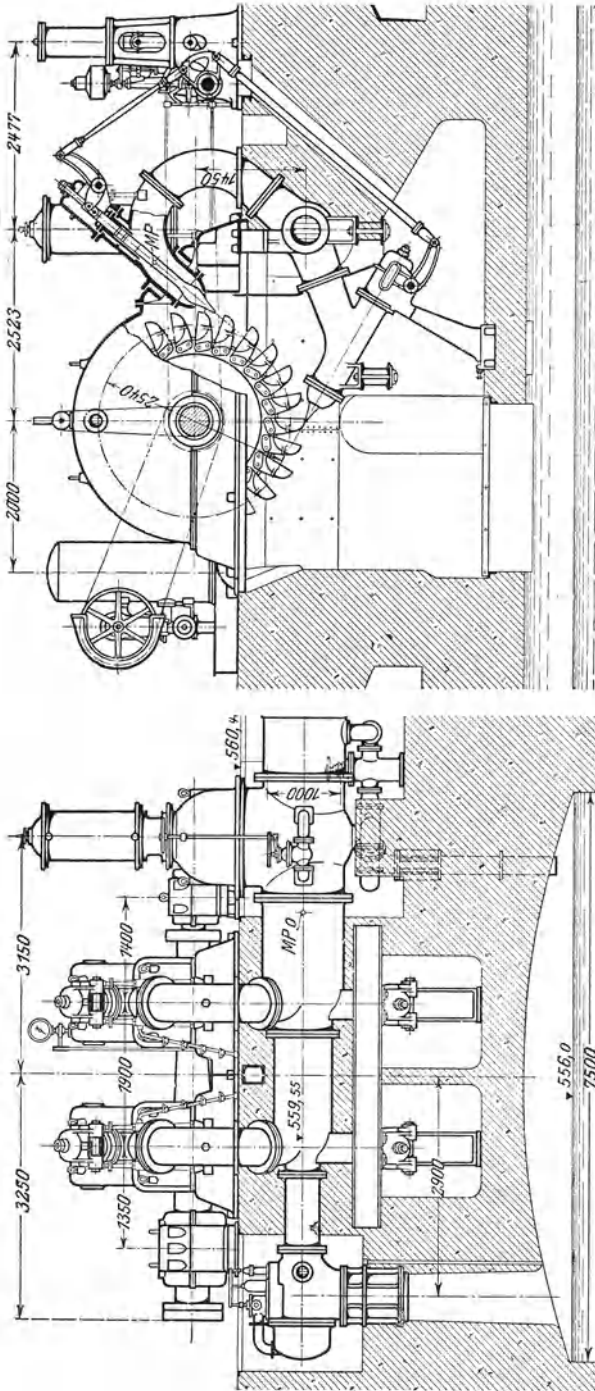


Abb. 190. Tangentialradanlage für $N = 13350$ PS. ($H = 276$ m, $n = 250$ /min.)

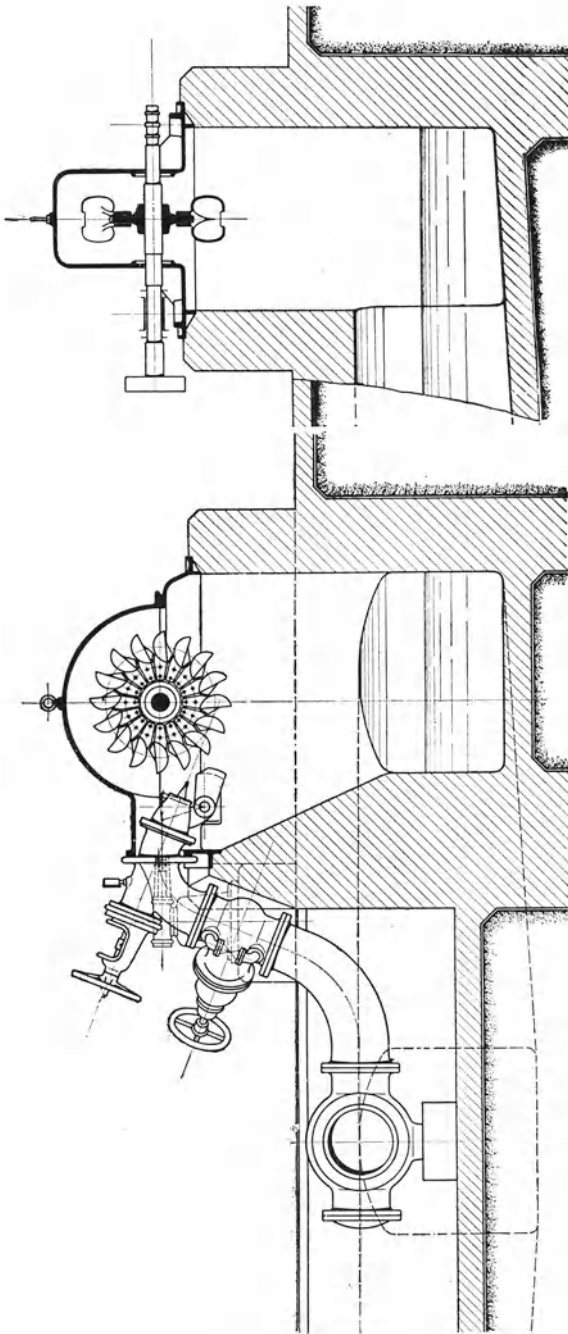


Abb. 19L. Tangentialrad mit Nadel und Strahlabweiser.

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 ge

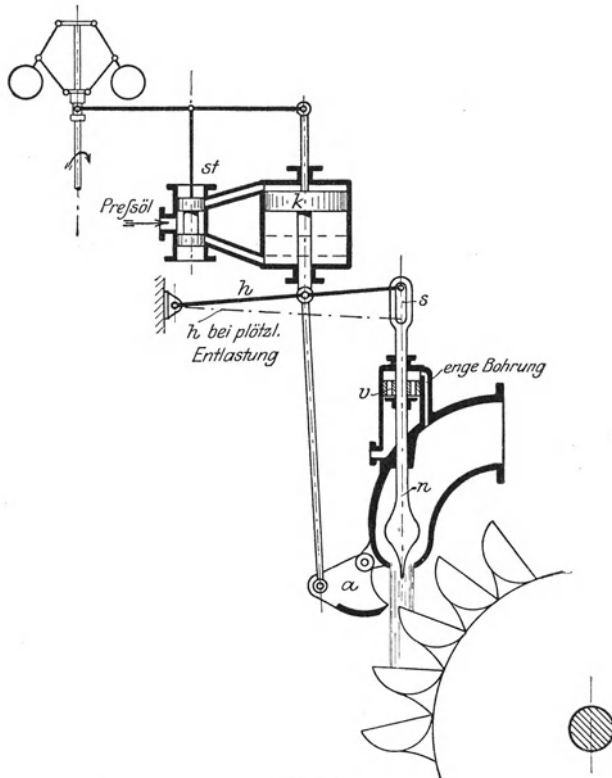


Abb. 192.

steuert wird, daß die Öffnung des Freilaufes der Schließbewegung der Nadeln entspricht. Damit aber bei zugeschobenen Nadeln nicht dauernd Wasser unbenutzt verloren geht, schließt sich das Freilaßventil nach einer gewissen Zeit wieder vermöge einer nachgiebigen Rückführung. Am linken Ende der Rohrleitung ist bei Abb. 190 das Freilaufventil zu sehen, während rechts vor dem Abzweig in die Turbinen der Absperrschieber zu erkennen ist.

Die Abb. 191 zeigt eine kleinere Strahltriebmaschine, welche von einer Düse beaufschlagt wird und ebenfalls mit Nadelregelung 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. 192 hervorgeht. Bei einer plötzlichen Entlastung wird der Regelkolben k (durch das Steuerventil st gesteuert) nach 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 Ablenkens. 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 15 B erläutert war.

Diese Doppelregelung durch Nadel und Strahlablenker wird heute von vielen Fabriken ausgeführt. So zeigt z. B. Abb. 193 eine Strahl-turbine der Firma Escher, Wyß & Co.¹⁾, Zürich, welche bei $H = 340$, von einer einzigen Düse beaufschlagt: $N = 8000$ PS. leistet und die soeben beschriebene automatische Doppelregelung aufweist. Der Strahl hat 200 mm Durchmesser. Die Befestigung der Becher ist hier außerordentlich sicher und kräftig ausgeführt, da die Tangentialkraft auf einen Becher bei festgebremstem Rade bis auf 38 000 kg, die Zentrifugalkraft beim Leerlauf (mit etwa 1,8 der normalen Umlaufzahl) auf etwa 100 000 kg steigen kann. Trotz der großen Abmessungen (das Rad hat 3,2 m äußeren Durchmesser) ist der Aufbau, abgesehen von dem etwas verwickelt erscheinenden Regulierungsantrieb, einfach und übersichtlich. Die beiden Lager von je 280 und 650 mm Länge haben Ringschmierung; das Öl wird aber dauernd mittels Kapselpumpen durch die in der Figur sichtbaren Kühlschlangen gepumpt, damit ein Warmlaufen der Lager vermieden wird.

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

¹⁾ Vgl. Wagenbach, Z. d. V. d. I. 1915, S. 914.

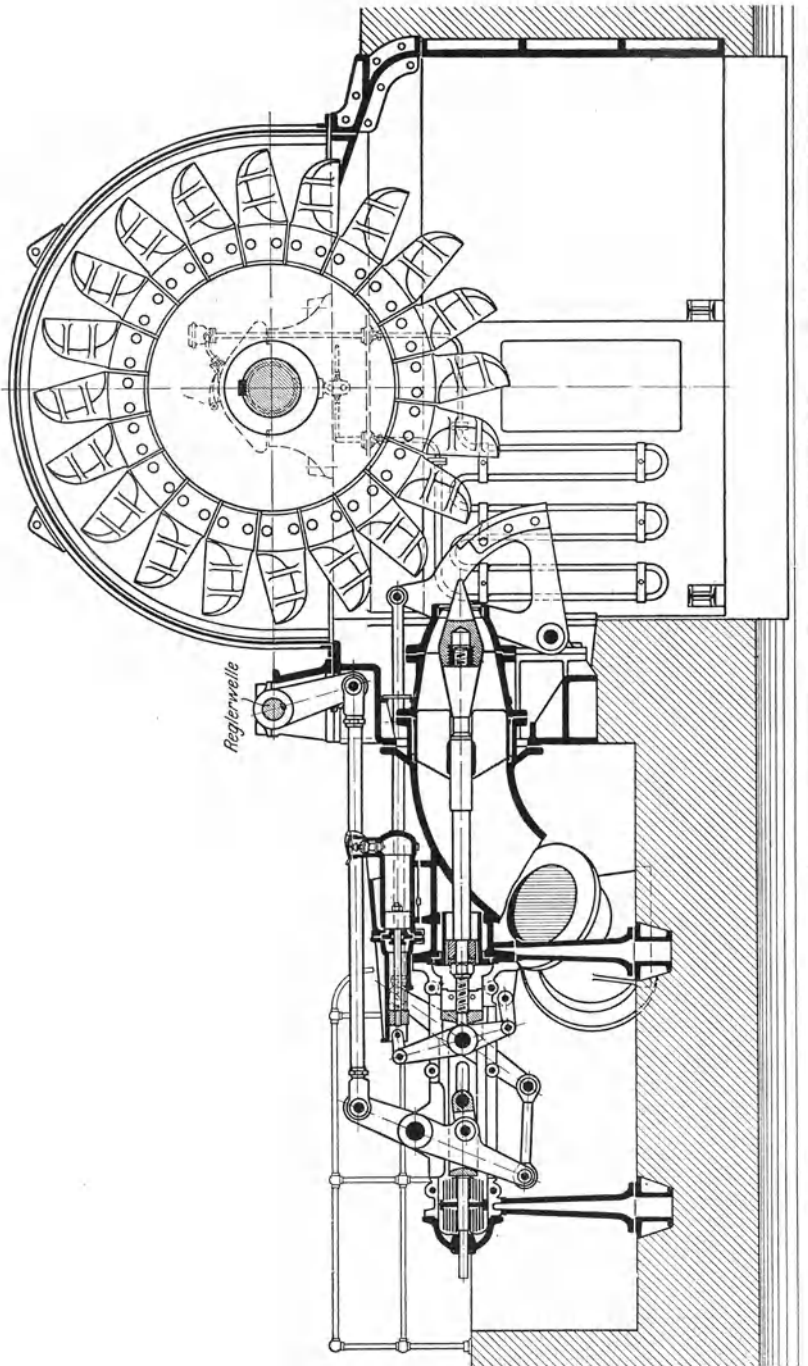


Abb. 193. Tangentialrad für $N = 8000$ PS. ($H = 340$ m, $n = 250$ /min.)

ausgenutzten Gefällhöhen sind hierbei neuerdings bis auf 1500 m und die Leistungen einer Turbine bis auf 30 000 PS. gestiegen.

21. Berechnungen und Konstruktionsannahmen.

Aus den Betrachtungen des Abschnittes 8 ergab sich die für alle Turbinenarten gültige Hauptgleichung:

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

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 Aus-trittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade oder der Düse eindeutig fest-gelegt, 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 drei wählen, bzw. es können auch mehrere Räder nebeneinander Auf-stellung finden. Als größter Strahldurchmesser ist bisher 200 mm ge-nommen worden, was aber sehr große Schaufeln erfordert.

Vergleicht man nun die beiden grundlegenden Gleichungen

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \varepsilon \cdot gH \quad \text{und} \quad c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gH_d}$$

miteinander, so läßt sich mit genügender Genauigkeit auch die letztere Gleichung schreiben $c_1^2 = \varepsilon \cdot 2g \cdot H$, da in ε 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. 50 früher.) Beim Tangentialrade wird, da der Winkel $\alpha_1 \cong 0$ ist wie Abb. 194 zeigt, d. h. c_1 und u_1 in die gleiche Richtung fallen:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}}{2} \quad .1)$$

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!

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. Wie im Abschnitt 6 erläutert war, kann w als konstant angesehen werden. Ebenso hat u für den Schaufelschnitt Abb. 194 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. 194 ersichtlichen Winkel und von Erfahrungswerten. Die Mulde hat bei den neueren Schaufeln oder Bechern die Form eines Ellipsoides, wie sie früher in Abb. 187 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. 187) oder sie wird auch etwas zurückverlegt wie die spätere Abb. 198 zeigt.

Die Schaufelabmessungen wählt man zweckmäßig als Vielfaches des Strahldurchmessers d . Die eingehenden Versuche von Reichel und Wagenbach¹⁾ haben ergeben, daß es sich nicht empfiehlt, zu kleine Becher zu wählen, und daß als günstigste Werte zurzeit anzusehen sind:

Die Schaufelabmessungen wählt man zweckmäßig als Vielfaches des Strahldurchmessers d . Die eingehenden Versuche von Reichel und Wagenbach¹⁾ haben ergeben, daß es sich nicht empfiehlt, zu kleine Becher zu wählen, und daß als günstigste Werte zurzeit anzusehen sind:

$$\begin{aligned} \text{Becherbreite } b &\cong 3,75 \cdot d (\cong 2 \cdot \sqrt{Q_I}) \\ \text{Becherhöhe } h &\cong 3,50 \cdot d (\cong 1,9 \cdot \sqrt{Q_I}) \\ \text{Bechertiefe } t &\cong 1,50 \cdot d (\cong 0,8 \cdot \sqrt{Q_I}). \end{aligned}$$

Q_I bedeutet hier die Wassermenge, bezogen auf $H = 1$ m (vgl. Abschnitt 24), 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 Prozente sinkt.

¹⁾ Vgl. Z. d. V. d. I. 1913, S. 441f. sowie 1918, S. 822f.

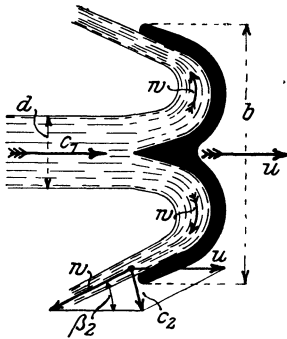


Abb. 194.

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. 195 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 Radkranze 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 $\frac{2}{5}$ der Becherhöhe h von innen aus gemessen, wie Abb. 195 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 hindurchspritzt. Dies ist zu untersuchen, wie es an Hand der Abb. 196 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:

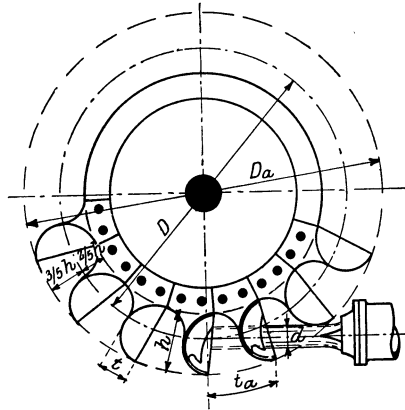


Abb. 195.

Abb. 196 zeigt ein Diagramm zur Analyse des Wasserfadenkontakts. Ein Wasserfaden verläuft von links nach rechts. Die Becherschneide A_1 befindet sich weiter rechts, die vorhergehende Schneide A_2 weiter links. Der Punkt B liegt zwischen A_1 und A_2 . Die Strecke $A_1 B$ ist mit c_1 beschriftet, die Strecke $A_2 B$ mit t_{max} . Die Winkelgeschwindigkeit des Rades ist mit ω und die Umfangsgeschwindigkeit der Becherschneide mit u_a bezeichnet.

Abb. 196.

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} = \frac{\widehat{A_2 B}}{u_a}$$

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 20) sehr sorgfältig zu geschehen!

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.

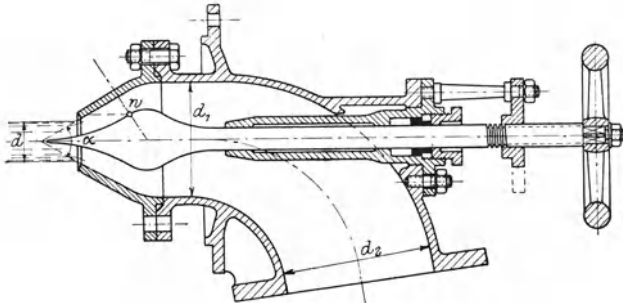


Abb. 197.

Es darf also, wie Abb. 197 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. 197 die konstruktive Ausbildung, falls die Nadel durch Handrad und Spindel bedient wird.

22. Berechnungsbeispiel.

Zur Ausnützung stehen $Q = 0,15 \text{ m}^3 = 150 \text{ l pro sek}$ 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 vH, 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 21 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: $H_d \cong 120$ m, so ergibt sich:

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2g \cdot 120} = 47 \text{ m/sek.}$$

Der Ausflußquerschnitt 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:

$$d = 64 \text{ mm } \textcircled{\text{O}}.$$

c) Laufraddurchmesser D und Umlaufszahl: 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:

$D = 800 \text{ } \textcircled{\text{O}}$, wobei nach Abb. 195 der Durchmesser für den die Strahlmitte tangierenden Kreis gilt.

Nach Abschnitt 21 ist nun $u = \frac{c_1}{2} = 23,5 \text{ m/sek}$, also wird hier:

$$n = \frac{60 \cdot 23,5}{0,8 \cdot \pi} = 560 \text{ pro Min.}$$

d) Abmessungen und Zahl der Becher: Nach Abschnitt 21 kann gesetzt werden:

$$\begin{aligned} b &= 3,75 \cdot d = 3,75 \cdot 64 \cong 240 \text{ mm} \\ h &= 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 64 \cong 220 \text{ mm} \\ t &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 64 \cong 96 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Gemäß Abb. 195 sollen nun die Becher so angebracht werden, daß D in etwa $\frac{3}{5}$ 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:

$$z = \frac{D_a \cdot \pi}{t_a} = \frac{1064 \cdot \pi}{220} = 15,2.$$

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. 196 erläutert war.

(Es ergibt sich, worauf hier nur hingewiesen werden soll, bei genauer Aufzeichnung der Verhältnisse, daß die gewählte Becherzahl ausreichend ist.)

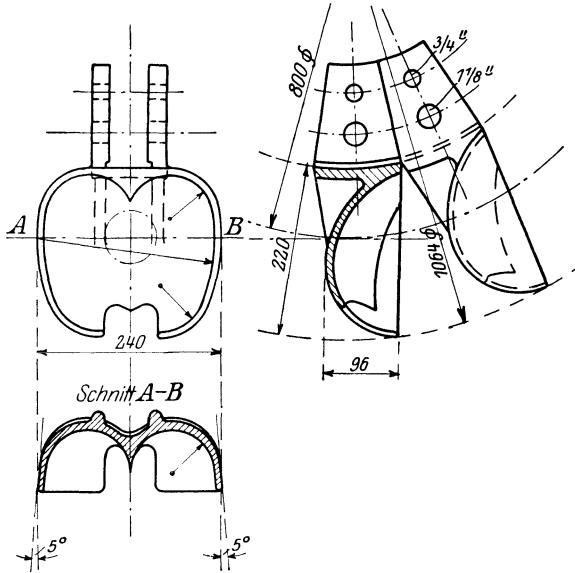


Abb. 198.

den vollen Strahl beaufschlagt wird, so erhält man gemäß der im Abschnitt 8B durchgeführten Ableitungen über den „Strahldruck“ eine Umfangskraft:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos 5^\circ - c_1 \cdot \cos 180^\circ)$$

$$= \frac{1000 \cdot 0,15}{9,81} \cdot 47 \cdot (0,996 + 1),$$

oder: $X = 1435 \text{ kg.}$

Diese gewaltige Kraft ist von einer Schaufel vorübergehend und womöglich stoßweise aufzunehmen!

VI. Verwendungsgebiet der Turbinen. „Spezifische“ Größen.

23. Verwendungsgebiet der Turbinen.

Aus den vorhergehenden gesamten Betrachtungen ist zu entnehmen, daß zur Zeit eigentlich nur drei Turbinenarten ausgeführt werden, und zwar:

1. die radiale Überdruckturbine oder Francis-Turbine;
2. die Kaplan- oder Propeller-Turbine;
3. das Tangentialrad.

Der Grund, weshalb gerade diese Turbinenarten zur Zeit allein das Feld behaupten, ist, wie schon früher erwähnt wurde, darin zu suchen, daß sie am besten den Forderungen der Neuzeit (vgl. S. 30) ge-

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. 198 hervorgeht. Die Befestigungsschrauben sind aus den früher angegebenen Gründen sehr kräftig auszuführen. Nimmt man an, daß das Laufrad einen Augenblick still steht und hierbei eine Schaufel durch

nügen. Hauptsächlich kommt in Betracht die einfache und gute Regulierungsfähigkeit dieser Turbinen; bei Tangentialrädern kommt hinzu die außerordentlich einfache Bauart, bei Francis- und Kaplan-Turbinen noch der Umstand, daß das Laufrad auch bei verhältnismäßig großer Wassermenge einen kleinen Durchmesser und eine große Umlaufzahl erhalten kann.

Was die Anwendung der drei Turbinenarten anbelangt, so ergibt sich nach den früheren Betrachtungen, daß die benutzt wird:

a) bei kleineren und mittleren Gefällhöhen sowie größeren Wassermengen. Die Verwendung erfolgt hier in der Form des „Normalläufers“, des „Schnellläufers“ oder des „Hoch-Schnellläufers“.

b) bei größeren Gefällhöhen, wenn die Wassermenge ziemlich groß ist, so daß Tangentialräder nicht gut verwendet werden können. In diesem Falle erhält das Laufrad auch die Form des „Langsamläufers“

Die Kaplan Turbine findet Anwendung bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen. Bei $H = 8$ m und darüber hat sich gezeigt, daß sich dann hinter den Drehschaufeln leicht Hohlräume¹⁾ bilden, in welchen sich Luftblasen ausscheiden, die zu starken Anfressungen führen können.

Das Anwendungsgebiet des Tangentialrades liegt hauptsächlich im Bereich großer Gefällhöhen und verhältnismäßig geringer Wassermengen.

Die Tatsache, daß Strahlturbinen den Überdruckturbinen bei kleineren und mittleren Gefällhöhen stets unterlegen sind, geht schon bei der „Einteilung der Turbinen“ (s. S. 32) hervor. Das Saugrohr der Überdruckturbinen gestattet die Ausnutzung des gesamten nutzbaren Gefälles, während dies bei der Strahl turbine wegen des Freihängens des Laufrades nicht möglich ist. Bei geringen Gefällhöhen würde sich daher bei Strahl turbinen ein großer prozentualer Verlust, d. h. ein geringer Wirkungsgrad der Anlage ergeben. Schwankt der Unterwasserspiegel gar noch sehr, was gerade bei kleineren Gefällhöhen häufig der Fall ist, so müßte das Laufrad einer Strahl turbine, damit es unter allen Umständen freihängt, in ziemlicher Entfernung über dem normalen Unterwasserspiegel anzubringen sein, was natürlich eine noch größere Verlusthöhe ergeben würde. Bei Anwendung eines Saugrohrs aber sind Schwankungen der Wasserspiegel ohne großen Einfluß auf den Wirkungsgrad der Turbine.

Die Anwendungsgebiete der drei Turbinenarten sind also zunächst gegenseitig abgegrenzt nach den vorhandenen Gefällhöhen und in bestimmtem Maße auch nach der vorhandenen Wassermenge. Sie werden aber auch ferner begrenzt durch Anforderungen, welche der praktische Betrieb mit sich bringt, und die sich neben Regulierfähigkeit hauptsächlich auf die Forderung nach einer bestimmten Umlaufzahl erstrecken.

¹⁾ Über Hohlraumbildung (Kavitation) und die hierbei beobachteten Anfressungen (Korrosionen) vgl. z. B. Z. d. V. d. I. 1925, S. 911.

Läßt sich bei einem Wasserkraft-Elektrizitätswerk eine Turbine ermitteln, welche genau die Umlaufzahl der anzutreibenden Dynamomaschine besitzt, so daß beide direkt gekuppelt werden können, so wird man diese natürlich einer anderen Turbine vorziehen, bei welcher zum Antrieb der Dynamomaschine erst Riemen- oder Räderübersetzungen eingeschaltet werden müssen. So würde sich z. B. bei einem vorhandenen Gefälle von $H = 40$ m und einer Wassermenge von $Q = 0,3$ m³ pro sek eine Umlaufzahl ergeben von: $n = 1000/\text{min}$, falls zur Ausnutzung dieser Wasserkraft eine normale Francis-Turbine verwendet wird, dagegen eine Umlaufzahl von $n = 550/\text{min}$ bei Verwendung eines Francis-Langsamläufers und schließlich nur $n = 150/\text{min}$ bei Anwendung eines Tangentialrades.

Bei einem Gefälle von $H = 10$ m und einer Wassermenge von $Q = 3,0$ m³/sek, also einer Leistung von etwa 320 PS. würde man erhalten: $n = 450/\text{min}$ bei einem Francis-Hochschnellläufer, $n = 300/\text{min}$ bei einem einfachen Francis-Schnellläufer und schließlich nur $n = 150/\text{min}$ bei einem Francis-Normallauftrader. Für unmittelbaren Antrieb einer Dynamomaschine kommen also wohl nur die beiden ersten Turbinenarten hier in Frage.

Bei einer Gefällhöhe $H = 5$ m und einer Wassermenge von $Q = 30$ m³/sek, also einer Leistung von etwa 1700 PS. würde man erhalten: $n = 135/\text{min}$ bei einer Kaplan-Turbine oder einem Propeller-rad, $n = 80/\text{min}$ bei einem Francis-Extremläufer und $n = 46/\text{min}$ bei einem Francis-Schnellläufer. Hier müßte zum Antrieb eines Stromerzeugers eine Stirnrad- oder Kegelradübersetzung gewählt werden, wenn man nicht gerade einen besonders angefertigten Generator mit kleiner Drehzahl verwenden will.

Beim Antrieb von Stromerzeugern spielt die Regelfähigkeit der Turbine stets eine wichtige Rolle und zwar in Verbindung mit der jeweiligen Belastung. Aus den Wirkungsgradkurven (Abb. 102 u. 183 früher) ergab sich je nach der Schnellläufigkeit ein ganz verschiedenes Verhalten der Turbinen bei Änderung der Beaufschlagung. Bei kleinem Gefälle wird man also eine Francis-Turbine oder eine Kaplan-Turbine vorziehen, wenn die Belastung, also auch die Beaufschlagung stark schwankt, dagegen wird eine Propellerturbine Verwendung finden können, wenn die Belastung nahezu konstant bleibt und sich mit dem Höchstwert des Wirkungsgrades deckt.

Schließlich wird die Anwendung der Turbinenarten natürlich auch beeinflußt durch die Fragen nach Wirtschaftlichkeit sowie auch schließlich nach Übersichtlichkeit und Einfachheit der Anlage. Es wird im allgemeinen die Turbinenart vorgezogen werden, welche am billigsten herzustellen ist, da sich der Betrieb der Turbine nachher bei allen drei Arten gleich günstig stellt und die Lebensdauer auch annähernd dieselbe ist. Man wird also darauf zu sehen haben, daß gewisse Normalien möglichst eingehalten werden können, wodurch sich bekanntlich die Herstellungskosten stets verringern lassen (vgl. Abschnitt 24 F). Was die Einfachheit und Übersichtlichkeit anbelangt, so wird im allgemeinen ein Tangentialrad, wenn seine Anwendung

überhaupt möglich ist, allen anderen Turbinen überlegen sein infolge des übersichtlichen Aufbaues einer solchen Anlage und durch die verhältnismäßig einfache Regelvorrichtung. Bei Anwendung einer Francis-Turbine aber spielen wieder die Art der Aufstellung und des Einbaues eine Rolle. Francis- und Propellerturbinen werden stets billiger als eine Kaplan-Turbine.

Alle diese die Verwendbarkeit der verschiedenen Turbinenarten beeinflussenden Punkte müssen selbstverständlich bei dem Entwurf einer Anlage berücksichtigt werden.

24. „Spezifische“ Größen.

Zu diesen „spezifischen Größen“ kommt man, wenn man die Turbinen in ihrem Verhalten bei anderen Betriebsverhältnissen (also z. B. bei anderen H , Q usw.) untersucht und auch das Verhalten ähnlicher Turbinen miteinander vergleicht. Die Größen haben sich im praktischen Betriebe überall eingebürgert, weil sie Aufschluß geben über die Verwendbarkeit bekannter Turbinenformen und weil sie zur Einführung von sogenannten „Normaltypen“ führen. Für den Entwurf von Neuanlagen sind sie heute unentbehrlich geworden.

A. Umlaufszahl n_I .

Denkt man sich ein bestimmtes Turbinenlaufrad (z. B. einen Francis-Normalläufer), so wird dasselbe bei einer bestimmten Gefällhöhe H eine bestimmte Umlaufszahl n pro Minute besitzen, die durch die betreffende Konstruktionsform, Stellung der Schaufeln usw. bedingt ist. Wird dasselbe Laufrad nun bei einer kleineren Gefällhöhe H_1 verwendet, so wird sich eine neue Umlaufszahl n_1 herausstellen, die sich nach den früheren Betrachtungen aus der Proportion ergibt:

$$\frac{n_1}{n} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}.$$

Es besagt dies: Für ein und dasselbe Laufrad verhalten sich die Umlaufszahlen wie die Quadratwurzeln aus den Gefällhöhen.

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

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

B. Wassermenge Q_I .

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 $v = \sqrt{2gh}$ 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. Leistung N_I .

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

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

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:

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

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. unter F).

Trägt man alle diese Werte für ein bestimmtes Laufrad graphisch auf, so erhält man die Abb. 199. Es sind hieraus die Umlaufzahlen n /min, die Wassermengen Q l/sek und die Leistungen N eines kleinen „Normal-Laufrades“ von A. Wetzig, Wittenberg, zu entnehmen, wenn dieses Rad unter den Gefällhöhen $H = 0$ bis $H = 10$ m arbeitet. Die spezifischen, also auf $H = 1$ m bezogenen Werte n_I usw. sind in der Figur besonders eingetragen. Das Laufrad hat einen

Außendurchmesser $D_1 = 350$ mm und einen Saugrohrdurchmesser $D_3 = 315$ mm.

D. „Spezifische Drehzahl“ n_s .

In Folgendem soll nun noch das Verhalten ähnlicher Turbinen unter sich untersucht werden.

Denkt man sich zwei gleich gebaute 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:

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

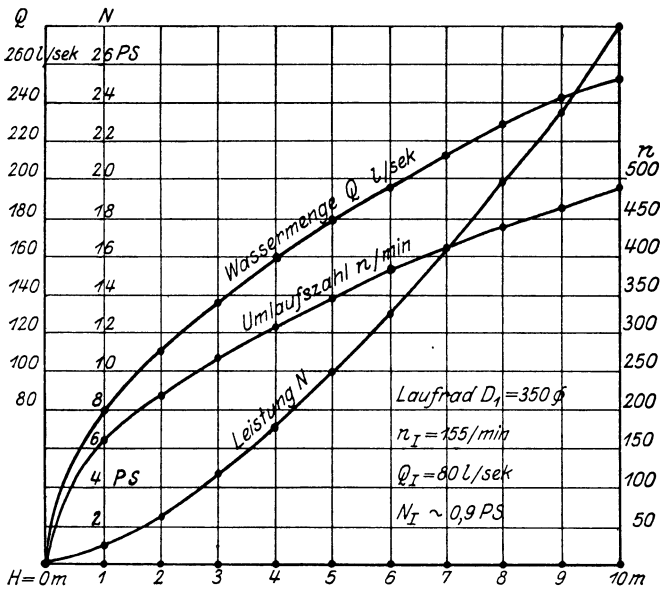


Abb. 199.

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 Quadratwurzel 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 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:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^3}} \text{ oder}$$

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

Bei den praktisch angewandten neueren Turbinenarten erzielt man nun durchschnittlich die in folgender Tabelle zusammengefaßten spezifischen Drehzahlen n_s :

n_s	Turbinenart
12÷30	Tangentialrad mit einer Düse
30÷50	Tangentialrad mit mehreren Düsen
50÷100	Francis-Langsamläufer (Abb. 90)
100÷200	Francis-Normalläufer (Abb. 80)
200÷300	Francis-Schnelläufer (Abb. 82)
300÷500	Zwillings-Schnelläufer, System Francis (z. B. Abb. 157) oder Hoch-Schnelläufer (Abb. 85)
500÷800	Kaplan-Turbine oder Propellerturbine

Aus der Tabelle ergibt sich z. B., daß das normale Francis-Laufrad (Abb. 80 früher) für eine Drehzahl 100÷200 gebaut werden kann. Den kleineren Werten von n_s würde hierbei ein etwas größerer Durchmesser im Vergleich zum Saugrohr und normale Schaufelstellung ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$, s. S. 60) entsprechen; die größeren Werte von n_s können nur erzielt werden durch möglichste Begrenzung des Laufraddurchmessers sowie durch Wahl eines kleineren $\sphericalangle \beta_1$.

Durch Anwendung der spezifischen Drehzahlen ist nun eine gewisse „Normalisierung“ im Turbinenbau möglich, wie unter F noch näher gezeigt wird.

E. Benutzung der „spezifischen Drehzahl“ n_s bei der „Projektierung“ von Wasserkraftanlagen.

Die spezifische Drehzahl gibt einen guten Anhalt zur Ermittlung geeigneter Turbinen beim erstmaligen Entwurf einer Turbinenanlage. Es ist vor allen Dingen möglich, durch die Drehzahl die Anpassungsfähigkeit der Turbinen an bestimmte Betriebsforderungen zu erkennen. Daß natürlich bei der Projektierung auch der zu erzielende Wirkungsgrad, die Einfachheit der Anlage und die Regulierfähigkeit, sowie schließlich die Herstellungskosten in Rücksicht zu ziehen sind, ist selbstverständlich. 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.

Nach Gl. 5 ergibt sich:

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{8 \cdot \sqrt[4]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{13,6} = 11 \cdot \sqrt{N}.$$

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-Schnellläufer 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 Zwillings-Schnellläufer oder Hoch-Schnellläufer anzuwenden. Alle beide Turbinenarten können aber dann mit der gewünschten Umlaufzahl $n = 150$ /Minute laufen.

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:

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 0,09 \cdot n.$$

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

- $n = 100/\text{min}$ gäbe: $n_s = 9$, was unausführbar ist,
 $n = 200/\text{min}$ 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 natürlich 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:

$$n = n_s \cdot \frac{H \sqrt[4]{H}}{\sqrt{N}} = n_s \cdot \frac{17,8}{17,8} = n_s.$$

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) Francis-Hoch-Schnelläufer bei $n_s = 450$ $n = 450/\text{min}$.

Letztere Turbine würde also die höchste Umlaufszahl und infolge dessen auch kleinste Bauart ergeben, da bei $H = 10$ m von einer Kaplan-Turbine abgesehen werden muß.

Zu beachten ist hier noch, daß die Turbinenformen der verschiedenen n_s nun nicht gleich gute Wirkungsgrade haben, da jedes Laufrad bei einer ganz bestimmten Kranz- und Schaufelform seinen besten Wirkungsgrad erhält. So werden z. B. die Francis-Normalläufer durchschnittlich einen besten Wirkungsgrad haben bei $n_s = 120$ bis 160, während die größeren und kleineren spezifischen Drehzahlen in der Regel wegen ungünstigerer Formen kleinere Wirkungsgrade ergeben (vgl. hierzu die η -Kurven Abb. 102 und 183 früher).

F. Kennlinien und Laufradserien.

Wie schon erwähnt, haben die spezifischen Größen die Grundlage abgegeben zu einer Normalisierung im Turbinenbau. Es werden bestimmte Laufradformen, „Normaltypen“, entworfen und in Versuchsstationen auf ihren Wirkungsgrad und ihre Anpassungsfähigkeit an bestimmte Betriebsverhältnisse hin untersucht. Bei dieser Untersuchung werden die sogenannten „Kennlinien“ aufgestellt, welche bei dem zu prüfenden Laufrad erkennen lassen, wie sich Q , n und N bei verschiedenen Leitschaufelöffnungen verhalten und in welchen Grenzen alsdann das Laufrad verwendet werden kann, ohne daß der Wirkungsgrad zu sehr dabei heruntergeht. So zeigt z. B.

Abb. 200 die Kennlinien eines Normal-Laufrades von $D_1 = 350 \text{ } \phi$ der Firma A. Wetzig in Wittenberg, aufgenommen durch den Verfasser bei der Versuchsanlage der höheren Maschinenbauschule, Stettin.

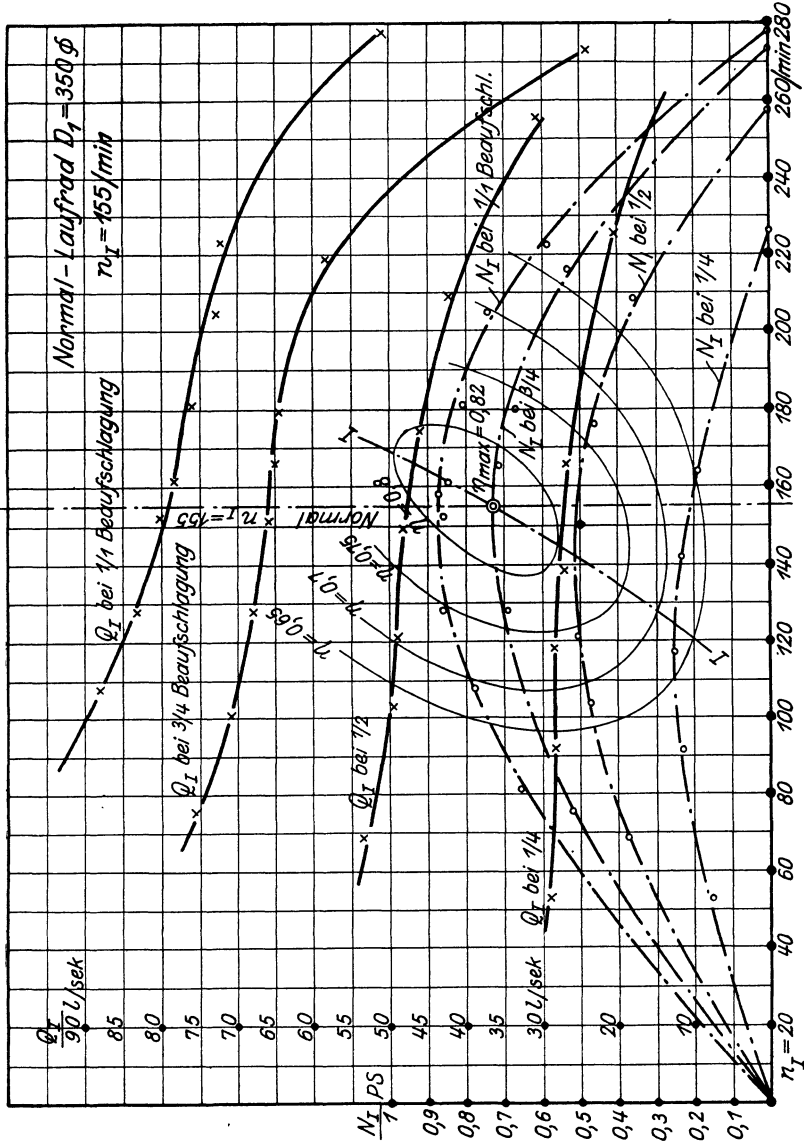


Abb. 200.

Alle Werte sind bezogen auf die Gefälleinheit $H = 1 \text{ m}$. 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 allmäh-

lich, d. h. die Wassermenge sinkt also bei gleichbleibendem Gefälle mit wachsender Umlaufszahl. Die Kurven der gleichen Wirkungsgrade $\eta = 0,8$ bis $0,65$ verlaufen ellipsenähnlich. Der beste Wirkungsgrad $\eta_{\max.} = 0,82$ liegt auf der Linie der normalen Umlaufszahl $n_I = 155/\text{min}$ und der N_I -Kurve für $3/4$ Beaufschlagung, wofür das Laufrad konstruiert ist. Der jeweils beste Wirkungsgrad verläuft auf der Linie II .

Weitere Prüfungsergebnisse, aufgenommen in der Turbinenversuchsanstalt von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha zeigt die Tabelle auf S. 155, allerdings auf bestimmte Konstanten umgerechnet wie noch erläutert wird. Erweisen sich die untersuchten Laufräder als brauchbar, so werden hiernach wieder ganze „Serien“ entworfen, die alle ähnliche Bauart aber verschiedene Durchmesser erhalten. Dem Aufbau dieser Serien werden von manchen Turbinenfabriken heute neben der Umlaufszahl n_I und der spezifischen Drehzahl n_s , vor allem auch die sogenannte „Schluckfähigkeit“, d. h. die von der betreffenden Laufradform aufnehmbare Wassermenge Q_I zugrunde gelegt. Da, wie gesagt, die einzelnen Laufräder einer Serie sich nur im Durchmesser, nicht aber in der Form unterscheiden, so werden sowohl Q_I wie n_I zum Aufbau des Seriensystems auf den Laufraddurchmesser D_1 bezogen. Man schreibt also:

$$\begin{aligned} Q_I &= k_Q \cdot D_1^2 \\ \text{und:} \quad n_I &= k_n \cdot \frac{1}{D_1}. \end{aligned}$$

(Man hat hier zu setzen: D_1^2 , da sich die Wassermengen wie die Querschnitte, also wie die Quadrate der Durchmesser verhalten. Ferner: $\frac{1}{D_1}$, da sich die Umlaufszahlen umgekehrt verhalten wie die Durchmesser.) — D_1 ist dabei in m einzusetzen.

k_Q und k_n sind dann neben n die Kennziffern einer Serie, die aber um bestimmte Prozentsätze über- und unterschritten werden können, ohne daß der Wirkungsgrad dadurch sehr abnimmt. (Vgl. Tabelle.) Man findet in praktischen Ausführungen: $k_Q = 0,01$ bis $1,6$ und $k_n = 37$ bis 76 , wobei die kleinsten Werte nur für Tangentialräder, die größten nur für Francis-Schnellläufer gelten.

Wie solche Seriensysteme in der Praxis aufgestellt werden, möge schließlich folgende Tabelle zeigen, welche für eine bestimmte Laufradserie von Normalläuferform gilt und sowohl über n_s wie auch über Umlaufszahl, Schluckfähigkeit und Wirkungsgrad bei verschiedener Beaufschlagung Aufschluß gibt. Man sieht daraus, daß diese Serie durchschnittlich bestes η abgibt bei $n_s = 155$, bzw. $Q_I = 0,633 D_1^2$, daß aber dieselbe Laufradform auch noch benutzt werden kann bis herunter auf ungefähr $n_s = 130$ und herauf auf 170 , wenn der Nutzeffekt nicht zu sehr sinken soll. Die nächsthöhere Serie könnte sich also vielleicht anschließen mit: $n_s = 170$ bis 200 , die vorhergehende Serie könnte dagegen $n_s = 100$ bis 130 umfassen usw. Natürlich können aber auch die Grenzen enger gesteckt werden, damit die η überhaupt höher bleiben.

$n_I = \frac{k_n}{D_1}$	$Q_I = k_Q \cdot D_1^2$	n_s	Wirkungsgrad η bei:			
			voller	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$
$46/D_1$	$0,662 \cdot D_1^2$	122	79,5	79,0	78,5	73,5 vH
$50/D_1$	$0,653 \cdot D_1^2$	133	82,0	82,0	80,0	73,5 "
$54/D_1$	$0,644 \cdot D_1^2$	145	83,5	84,0	80,5	71,5 "
$58/D_1$	$0,633 \cdot D_1^2$	155	85,0	85,5	79,5	69,0 "
$62/D_1$	$0,62 \cdot D_1^2$	164	85,0	84,5	78,5	66,5 "
$66/D_1$	$0,608 \cdot D_1^2$	173	84,0	83,0	75,5	63,5 "
$70/D_1$	$0,587 \cdot D_1^2$	176	81,0	81,0	71,0	57,5 "

Diese Kennziffern lassen sich schließlich noch erweitern und geben dann die Berechnungsgrundlagen¹⁾ für normale Laufräder, worauf aber hier nicht näher eingegangen werden kann.

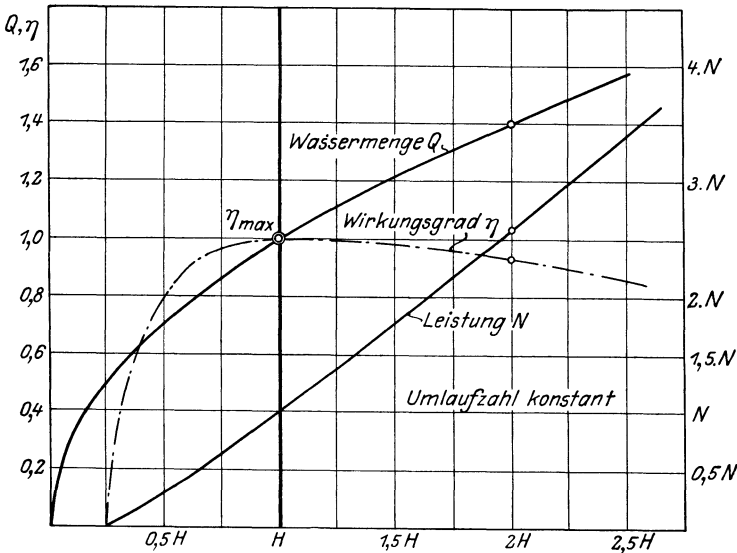


Abb. 201.

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 Umlaufzahl verhält. Konstante Umlaufzahl muß aber bei unmittelbarem Antrieb eines Stromerzeugers gefordert werden und wird ja bekanntlich durch den Regler auch praktisch erreicht. Das Diagramm Abb. 201 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-Normalläufer²⁾. Man ersieht,

¹⁾ Vgl. Karrass, Z. d. V. d. I. 1923, S. 346: „Einheitsgrößen der Francis-Turbinen unter wechselnden Bedingungen.“

²⁾ Vgl. Dubs, Z. d. V. d. I. 1924, S. 873.

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.

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 Turbinenbremsung¹⁾ 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 Propeller-turbinen erhält man ähnliche Diagramme wie Abb. 201 für einen Normalläufer zeigte. Bei Propellerturbinen wurde sogar noch ein geringeres Abfallen der η -Kurve bei Steigerung der Gefällhöhe beobachtet.

VII. Wasserräder.

25. Beschreibung der Arten. — Grundlegende Rechnungsgrößen.

Die Wasserräder unterscheiden sich in der Hauptsache von den Turbinen durch die andere Wirkungsweise des Wassers in denselben. In der Regel leistet hier das Wasser Arbeit nur durch sein Gewicht, indem sich die gefüllten Schaufelkammern nach abwärts bewegen und dadurch das Rad in Drehung versetzen.

Ein weiterer Unterschied liegt darin, daß das Wasser die Schaufelkammern eines Wasserrades an derselben Seite verläßt, an der es in dieselben eintrat, während bei Turbinen ein stetiges Durchströmen der Schaufeln stattfindet. Schließlich besteht natürlich auch ein wesentlicher Unterschied hinsichtlich der Bauart, der Umdrehungszahl usw., wie aus den folgenden Erörterungen ersichtlich werden wird.

Je nach Art der Beaufschlagung unterscheidet man nun in der Hauptsache:

- oberschlächlige Wasserräder,
- mittelschlächlige Wasserräder und
- unterschlächlige Wasserräder.

A. Oberschlächlige Wasserräder.

Ein derartiges Rad ist in Abb. 202 dargestellt. Vermöge seiner Bauart wäre dasselbe für Gefälle von $4 \div 10$ m, jedoch nur für geringe Wassermengen geeignet.

Wie ersichtlich, tritt das Wasser annähernd im Scheitelpunkt des Rades ein. Die langsam vorbeistreichenden Schaufelkammern füllen sich teilweise mit Wasser, welches durch sein Gewicht das Rad in Drehung erhält. Man wird nun darauf sehen müssen, den in Richtung der Schwerkraft zurückzulegenden Weg möglichst groß zu erhalten, damit die erzielte Arbeitsleistung des Wassers einen großen Wert erhält. Das Rad wird man infolgedessen so bauen, daß die Schaufeln möglichst nahe am Oberwasserspiegel gefüllt werden und erst dicht über dem Unterwasser auszufließen beginnen.

Der Durchmesser des oberflächigen Rades richtet sich also, wie auch Abb. 202 zeigt, nach der nutzbaren Gefällhöhe H . Im sogenannten

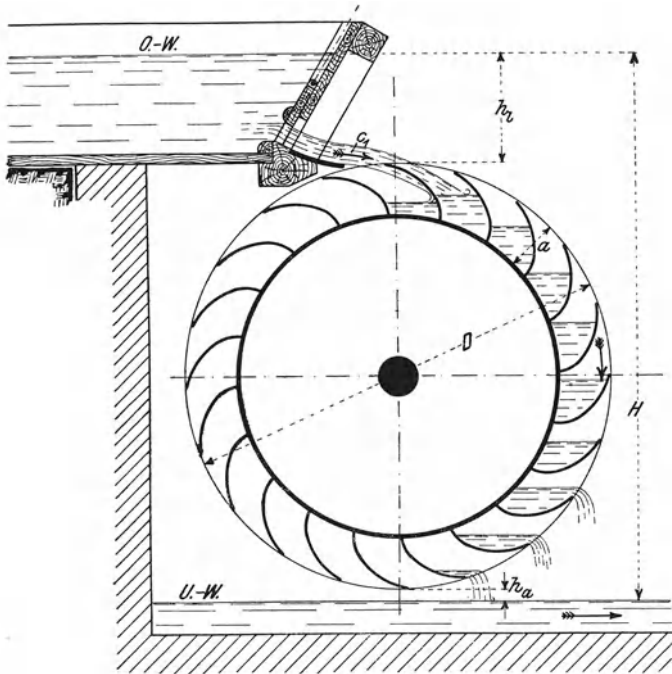


Abb. 202.

Gerinne, d. h. der oberen Zuleitung des Wassers ist allerdings eine geringe Aufstauung nötig, damit die erforderliche Zuflußgeschwindigkeit c_1 erreicht wird. Unter dem Rade ist ferner ein von den Rückstauverhältnissen abhängiger Betrag für das Freihängen nötig, so daß der Raddurchmesser sich zu

$$D = H - (h_1 + h_2)$$

ergeben würde.

Die zum Entwerfe eines oberflächigen Wasserrades erforderlichen Werte werden größtenteils nach Faustformeln bzw. als Erfahrungszahlen bestimmt.

Als Umfangsgeschwindigkeit wird in der Regel gewählt:

$$u = 1,5 \div 2,5 \text{ m/sek,}$$

nicht größer, weil sonst infolge der Zentrifugalwirkung die Schaufeln zu früh ausgießen würden. Man erhält daraus die sehr geringe Umdrehungszahl des Rades von $n = 4 \div 8$ pro Minute.

Die Radbreite b ergibt sich aus der Wassermenge Q . Man wählt in der Regel die Schaufeltiefe a nach der Erfahrungsformel:

$$a = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \cdot \sqrt[3]{H}.$$

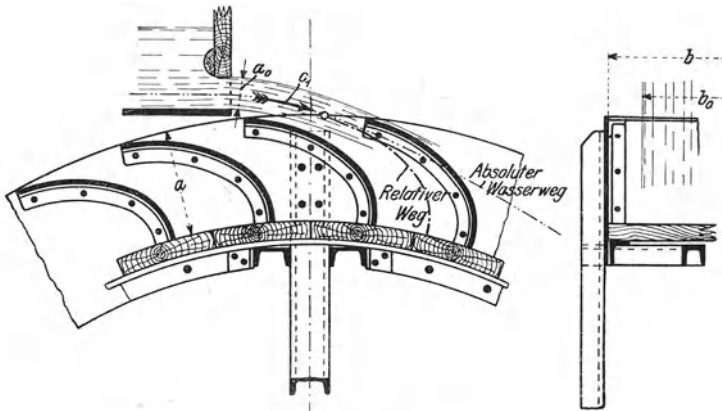


Abb. 203.

Nimmt man dann an, daß die Schaufelkammern zu ein Viertel bis zur Hälfte mit Wasser gefüllt werden sollen, so würde eine Gleichung bestehen:

$$Q = \left(\frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{2} \right) \cdot a \cdot b \cdot u.$$

Die Strahlbreite b_0 (s. Abb. 203) ist, damit die Radkammern gut „schlucken“, 200 ÷ 400 mm schmaler zu halten als die Radbreite. Die Strahldicke a_0 würde schließlich aus der Gleichung $Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$ zu berechnen sein, wobei man in der Regel $c_1 = u \div (0,5 \text{ bis } 1 \text{ m})$ annimmt. Der Wasserspiegel im Gerinne wäre dementsprechend anzustauen.

Das Wichtigste beim Rade ist wie bei den Turbinen wiederum die Konstruktion der Schaufel. Die Schaufel soll oben den Strahl richtig fassen, unten jedoch möglichst spät ausgießen. Man konstruiert nun derart, daß man sich den relativen Weg des Strahles aufzeichnet und diesem entsprechend die Schaufelkrümmung ausbildet, wie dies in Abb. 203 angedeutet ist. Der (zum Rade) relative Weg ergibt sich aus dem absoluten Weg des Wasserstrahls, welcher eine Parabel darstellt.

Die konstruktive Ausbildung der überschlächtigen Wasserräder ist verschieden. Billige Konstruktionen werden ganz aus Holz ausgeführt. Diese haben aber dann einen schlechten Nutzeffekt, da

sie keine besonders sachgemäße Herstellung ermöglichen. Gute Konstruktionen sind, abgesehen vom Schaufelboden, aus Eisen auszuführen. Die Schaufeln werden aus Blech hergestellt und in der Weise in den Kranz eingebaut, wie Abb. 203 angibt. Das Rad wird zweckmäßig aus den beiden Blechkranzen mit einem hölzernen Boden (zur Verminderung des Geräusches) und dem Armsystem mit der Nabe zusammengesetzt. Die Arme sind dabei meist aus \square -Eisen, die, wie die spätere Abb. 207 ähnlich zeigt, an gußeisernen Nabenscheiben angeschraubt sind. Man rechnet dabei vielfach auf je 1,5 m Breite ein Armsystem.

Bei guten Ausführungen, welche jedoch große Kosten verursachen, erreicht man dann einen Wirkungsgrad von 80 vH. In der Regel beträgt dieser aber nur 70 vH und weniger.

B. Mittelschlächtige Wasserräder.

Ein derartiges Rad stellt Abb. 204 dar. Wie ersichtlich, tritt das Wasser nahezu in Höhe der Achse in das Rad ein, füllt wiederum die

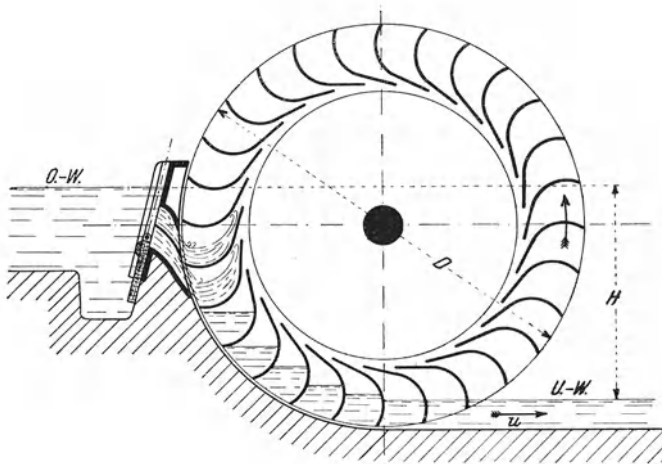


Abb. 204.

Schaufelkammern teilweise an und kommt hauptsächlich durch sein Gewicht zur Wirkung. Die Zuführung des Wassers erfolgt hier am besten durch einen Leitapparat, den sogenannten Kulisseneinlauf, bei dessen Anwendung der Wirkungsgrad durch bessere Wasserführung und bessere Ausnutzung der Strahlgeschwindigkeit steigt.

Das Rad selbst wird vielfach von einem enganschließenden Mantel, dem sogenannten Kropf, umgeben. Dadurch hält sich das Wasser möglichst lange in den an allen Seiten sonst offenen Schaufelkammern.

Vermöge seiner Bauart würde sich dieses Rad am besten für kleine Gefälle zwischen 1,5 und 5 m, aber ebenfalls nur geringe Wassermengen eignen. Der Raddurchmesser ergibt sich wieder aus der Gefällhöhe.

Bezüglich der Umdrehungszahl, Radbreite usw. kann auf das unter A Gesagte, wie auch auf das spätere Beispiel verwiesen werden.

Zur Konstruktion der Schaufeln in Kulisse und Rad muß, ähnlich wie bei den Turbinen, zunächst ein Geschwindigkeitsparallelogramm aufgezeichnet werden, wodurch die Schaufelrichtungen festzulegen sind. Die Radschaufeln sind, wie Abbildung zeigt, möglichst bald stark nach oben zu krümmen, weil das Wasser durch seine Relativgeschwindigkeit beim Eintritt hochzusteigen beginnt, bevor es zur Ruhe kommt.

Bezüglich der Konstruktion des Rades gilt ebenfalls das unter A bzw. im späteren Beispiel Gesagte. Eine gute Ausführung wird, besonders infolge der Kulissenanordnung und infolge der trotz geringer Leistung außerordentlichen Größe und Schwere so teuer, daß eigentliche mittelschlächtige Wasserräder nur selten Anwendung gefunden

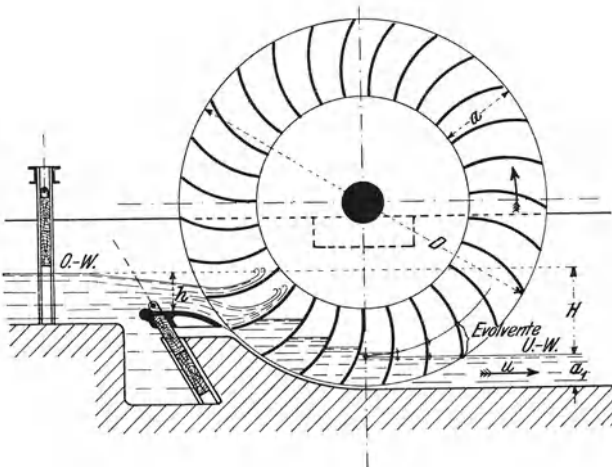


Abb. 205.

haben, geschweige denn heute finden, so daß sich ein näheres Eingehen auf ihre Ausbildung hier erübrigt.

Der Wirkungsgrad soll bei guten Ausführungen bis auf 85 vH steigen können. —

Zu B. sind nun folgende Abarten zu rechnen:

rückenschlächtige Räder (Einlauf oberhalb der Radmitte) und
tiefschlächtige Räder (Einlauf unterhalb der Radmitte).

Die letzteren bilden den Übergang zu den unterschlächtigen Wasserrädern. Sie werden vielfach wegen der üblichen Ausführung als „Überfall- oder Kropfräder“ bezeichnet (vgl. Abb. 205).

Da diese Räder unter Umständen zur Ausnutzung sehr kleiner Gefälle von 0,4 ÷ 1,5 m (für welche Turbinenanlagen verhältnismäßig teuer werden) geeignet sein können, soll im Abschnitt 26 kurz auf ihre Konstruktion und Berechnung noch eingegangen werden.

C. Unterschlächtige Wasserräder.

Das Wesen eines derartigen Rades ist in Abb. 206 schematisch dargestellt. Wie ersichtlich, kann hier von einer Wirkung des Wassers durch Gewicht natürlich keine Rede mehr sein. Es kommt lediglich der Stoß des Strahles gegen die Schaufel in Betracht.

Das Rad wird nun entweder in freifließendes Wasser direkt eingetaucht oder es kann auch eine sogenannte Spansschütze, wie Abbildung zeigt, verwendet werden.

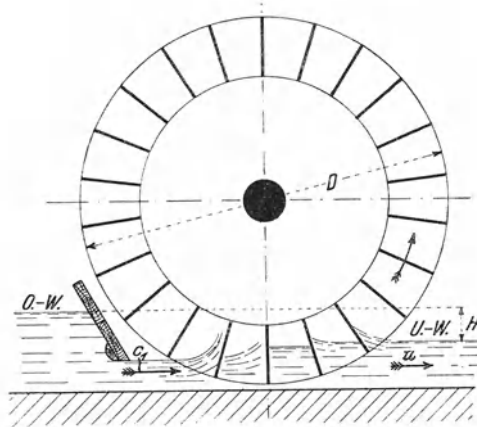


Abb. 206.

Eine Bestimmung der Abmessungen ist hier natürlich meist ausgeschlossen und eine Anwendung nur in seltenen Fällen geboten. Der Wirkungsgrad kann im besten Falle auch nur zu $30 \div 35 \sqrt{H}$ angenommen werden.

Das Anwendungsgebiet der Wasserräder ergibt sich am besten aus nachstehender kleiner Tabelle, in welcher gleichzeitig die erforderlichen Raddurchmesser, die zulässigen Umdrehungszahlen sowie die normalen Wirkungsgrade η angegeben sind und woraus ersichtlich ist, daß heute ein Wasserrad nur noch sehr selten am Platze sein wird:

Bezeichnung des Rades	H in m	Q m^3/sek	n pro Min.	D in m	η
Oberschlächtige Räder .	4÷10	bis 1 m ³	8÷4	3,5÷8,5	0,6÷0,75
Rückenschlächtige Räder	2,5÷6	„ 1 „	8÷4	4,5÷8,5	0,6÷0,75
Mittelschlächtige Räder .	1,5÷5	„ 2 „	7÷3	5÷8,5	0,6÷0,75
Überfallräder	0,4÷1,5	„ 3 „	7÷3	2÷6	0,5÷0,65
Unterschlächtige Räder .	0,1÷0,5	—	—	—	0,3÷0,35

26. Berechnung und Konstruktion der „Überfall- oder Kropfräder“.

Ein solches Rad war zunächst schematisch in Abb. 205 dargestellt. Der sogenannte Kropf, welcher wieder das Rad am benetzten Umfange umhüllt, endigt hier in einen einstellbaren Überfall. Der Kropf selbst wird mittels einer Schablone ausbetoniert, welche um die vorher montierten Lager pendelt. Er umschließt das Rad unten und an den Seiten mit höchstens 5÷10 mm Spielraum. Der Wirkungsgrad dieser Räder beträgt in der Regel nicht mehr als 60÷65 vH. Sie können dann jedoch recht einfach und daher billig hergestellt werden, so daß ihre Anwendung, wie schon erwähnt, auch heute noch in bestimmten Fällen zweckmäßig sein kann. Ein derartiger Fall soll durch das folgende Beispiel klargelegt werden.

Beispiel: Ein industrielles Werk verlangt eine billige Pumpenanlage, welche aus einem nahegelegenen kleineren Flusse das für seinen Betrieb erforderliche Wasser ständig zuführt. Dem Flusse können 0,5 m³ Wasser pro Sekunde zum Antrieb entnommen werden. Außerdem läßt sich durch geringe Aufstauung und kurze Ableitung ein durchschnittliches Gefälle von 0,75 m erzielen.

Da eine Turbinenanlage dem Werke zu teuer würde, so soll auf einen guten Wirkungsgrad verzichtet und ein möglichst einfaches „Überfallrad“ zum Antriebe der Pumpe entworfen werden.

Es wäre hierbei folgendermaßen vorzugehen: Rechnet man mit einem Wirkungsgrad von 60 vH, der einer einfachen Ausführung nach Abb. 207 entsprechen würde, so beträgt die effektive Leistung des Rades

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,6}{75} = 3 \text{ PS.}$$

Die Radabmessungen ergeben sich wie folgt: Der Durchmesser wird meist zu $D = (3 \text{ bis } 4) \cdot H$ angenommen, so daß hier gesetzt werden könnte:

$$D = 4 \cdot 0,75 = 3 \text{ m } \textcircled{1}.$$

Die Breite sei ferner zu $b = 2 \text{ m}$ gewählt.

Die Umfangsgeschwindigkeit ist nun bei einem derartigen Rade möglichst klein zu wählen, da das abfließende Wasser dieselbe Geschwindigkeit besitzt und daher als Verlust anzusehen ist. Es sei daher gesetzt: $u = 0,8 \text{ m/sek}$, so daß sich die Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{0,8 \cdot 60}{3 \cdot \pi} \cong 5 \text{ pro Minute}$$

ergibt.

Aus der Wassermenge Q und der Geschwindigkeit u ermittelt man nun die Eintauchtiefe a_1 (Abb. 205). Es ist $Q = a_1 \cdot b \cdot u$ und demnach

$$a_1 = \frac{0,5}{2 \cdot 0,8} = 0,31 \text{ m,}$$

so daß die ganze Schaufeltiefe a zu ungefähr: $a = 700 \text{ mm}$ angenommen werden kann.

Als letzte Größe ist noch die mittlere Wasserhöhe h über dem Überfall zu bestimmen. Es ist $Q = \mu \cdot b_0 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, wobei $\mu \cong 0,45$ gesetzt werden

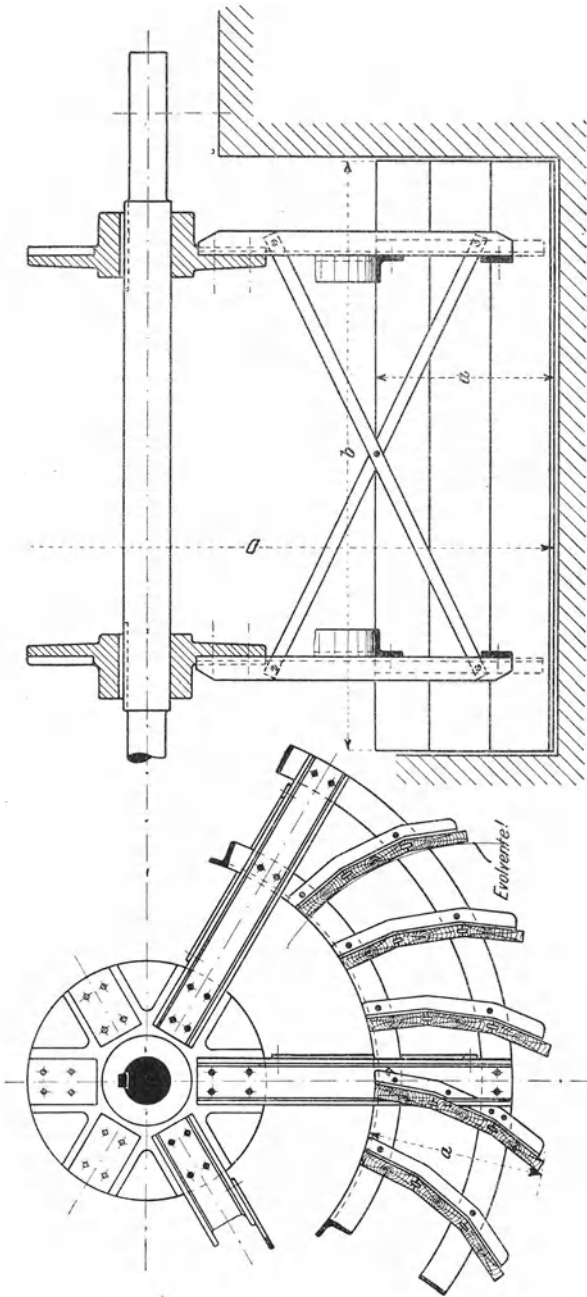


Abb. 207. Entwurf eines Überfallrades.

kann und b_0 die Strahlbreite bedeutet, welche wieder um 20÷40 cm schmaler als die Radbreite b zu nehmen ist. Es wäre also hier, falls $b_0 = 1,7$ m:

$$h \cdot \sqrt{h} = \frac{0,5}{0,45 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} = 0,15$$

und daraus:

$$h \approx 0,28 \text{ m.}$$

Die konstruktive Ausbildung des Rades sowie der Schaufeln kann schließlich in der Weise, wie Abb. 207 zeigt, erfolgen. Die Schaufeln sind hier aus je drei Tannenholzbrettern zusammengesetzt, die zusammen annähernd eine Evolvente ergeben. Letztere Kurve ist aus der Überlegung heraus zu wählen, daß die Schaufeln senkrecht aus dem Unterwasser auftauchen. Es würde zu diesem Zwecke, wie Abb. 205 andeutet, eine Evolvente zu bilden sein, deren Grundkreis der an den Unterwasserspiegel tangierende Kreis ist.

Die Schaufeln werden alsdann mit Winkeleisen an dem Kranze befestigt. Letzterer besteht nur aus je einem herumlaufenden Winkeleisen sowie Flacheisen. Als Arme sind \square -Eisen gewählt, welche in zwei gußeiserne Nabenscheiben einmünden und dort fest verschraubt sind. Die nötige Querversteifung der Arme ist schließlich durch das sichtbare Flacheisenkreuz erzielt, so daß die Konstruktion ausreichende Stabilität erhält.

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Kreiselpumpen

Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung
von Kreisel- oder Zentrifugalpumpen

Von

Dipl.-Ing. **L. Quantz**

Stettin

Zweite, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 132 Textabbildungen. (120 S.) 1925. RM 4.80

Aus den Besprechungen:

Einleitend behandelt der Verfasser in klarer und einfacher Weise das Wesen und die Theorie der Kreiselpumpen unter Berücksichtigung der Vor- und Nachteile dieser Pumpenart. Besonders eingehend werden die Theorie und die Berechnung der Leit- und Laufräder erörtert. Der Ausgleich des Achsschubes, eine der wichtigsten Bedingungen für einen störungsfreien Gang dieser Pumpen, findet gebührende Berücksichtigung. Weiterhin wird das Verhalten der Kreiselpumpen im Betriebe und die Einwirkung der verschiedenen Betriebsverhältnisse auf diese Pumpenart an Hand von Kennlinien dargelegt. Dem Bau der Kreiselpumpe ist der größte Teil des Buches gewidmet, in dem der Verfasser unter Heranziehung zahlreicher Abbildungen die verschiedensten Ausführungsarten beschreibt und ihre konstruktiven Einzelheiten betrachtet.

Die große Verbreitung, die diese Pumpen als Wasserwerks-, Bergwerks- und Kesselspeisepumpen in den letzten 10 Jahren gefunden haben, lassen die Herausgabe des Buches als dankenswert erscheinen. Es gibt Technikern, Betriebsbeamten und Studierenden des Maschinenbau-faches an Hoch- und Fachschulen Gelegenheit, sich schnell über das Wesen, den Bau und die Anwendbarkeit solcher Pumpen zu unterrichten. (Glückauf)

Die Wasserkräfte, ihr Ausbau und ihre wirtschaftliche Ausnutzung. Ein technisch-wirtschaftliches Lehr- und Handbuch. Von Bauinspektor **Dr.-Ing. Adolf Ludin**. Zwei Bände. Mit 1087 Abbildungen im Text und auf 11 Tafeln. Preisgekrönt von der Akademie des Bauwesens in Berlin. (1424 S.) 1913. Unveränderter Neudruck. 1923. Gebunden RM 66.—

Über Wertberechnung von Wasserkraften. Von Dr.-Ing. **Adolf Ludin** und Dr.-Ing. Dr. rer. pol. **W. G. Waffenschmidt**, Karlsruhe i. B. (Sonderdruck aus „Der Bauingenieur“, Zeitschrift für das gesamte Bauwesen, 2. Jahrgang 1921, Heft 4.) (Auch als „Mitteilungen des Deutschen Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verbandes E. V.“ Nr. 3 erschienen.) 20 S. 1921. RM —.45

Energie-Umwandlungen in Flüssigkeiten. Von **Dónát Bánki**, Maschineningenieur, o. ö. Professor an der Technischen Hochschule, Mitglied der Akademie der Wissenschaften zu Budapest.

Erster Band: **Einleitung in die Konstruktionslehre der Wasserkraftmaschinen, Kompressoren, Dampfturbinen und Aeroplane**. Mit 591 Textabbildungen und 9 Tafeln. (520 S.) 1921. Gebunden RM 20.—

Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. Von **Lorenzo Alliévi**.

I. Teil: **Rohrleitungen**. Deutsche, erläuterte Ausgabe von **Robert Dubs** und **V. Bataillard**.

II. Teil: **Stollen und Wasserschloß**. Von **Robert Dubs**. Mit 35 Textfiguren. (308 S.) 1909. RM 10.—

Von der Bewegung des Wassers und dabei auftretenden Kräften.

Grundlagen zu einer praktischen Hydrodynamik für Bauingenieure. Nach Arbeiten von Staatsrat Professor Dr.-Ing. e. h. **Alexander Koch**, Darmstadt, herausgegeben von Dr.-Ing. e. h. **Max Carstanjen**. Nebst einer Auswahl von Versuchen Kochs im Wasserbau-Laboratorium der Darmstädter Technischen Hochschule zusammengestellt unter Mitwirkung von Dipl.-Ing. L. Hainz. Mit 331 Abbildungen im Text und 2 Tafeln sowie 1 Bildnis. (240 S.)
Erscheint im April 1926

Theorie der Durchströmturbine. Von Ingenieur **Erwin Sonnek**. Mit 24 Textfiguren. (62 S.) 1923. RM 2.—

Strömungsenergie und mechanische Arbeit. Beiträge zur abstrakten Dynamik und ihre Anwendung auf Schiffspropeller, schnelllaufende Pumpen und Turbinen, Schiffswiderstand, Schiffssegel, Windturbinen, Trag- und Schlagflügel und Luftwiderstand von Geschossen. Von Obergeringieur **Paul Wagner**, Berlin. Mit 151 Textfiguren. (263 S.) 1914. Gebunden RM 10.—

Lehrbuch der Hydraulik für Ingenieure und Physiker. Zum Gebrauch bei Vorlesungen und zum Selbststudium. Von Professor Dr.-Ing. **Theodor Pöschl**, Prag. Mit 148 Abbildungen. (198 S.) 1924. RM 8.40; geb. RM 9.30

Aufgaben aus dem Wasserbau. Angewandte Hydraulik. 40 vollkommen durchgerechnete Beispiele. Von Dr.-Ing. **Otto Streck**. Mit 133 Abbildungen, 35 Tabellen und 11 Tafeln. (371 S.) 1924. Geb. RM 11.40

Die hydraulischen Einrichtungen des Maschinen-Laboratoriums der Staatl. Württ. Höheren Maschinenbauschule in Eßlingen a. N. mit einem Anhang: Die Messung kleinster Wassergeschwindigkeiten mit dem hydrometrischen Flügel. Von Professor Dr.-Ing. **A. Staus**. Mit 46 Textabbildungen und 10 Zahlentafeln. (58 S.) 1925. RM 3.60

Theorie und Konstantenbestimmung des hydrometrischen Flügels. Von Dr.-Ing. **L. A. Ott**. Mit 25 Abbildungen im Text. (49 S.) 1925. RM 4.50

Kolben- und Turbo-Kompressoren. Theorie und Konstruktion. Von Professor Dr.-Ing. **P. Ostertag**, Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 358 Textabbildungen. (308 S.) 1923. Gebunden RM 20.—

Dynamik der Leistungsregelung von Kolbenkompressoren und -pumpen (einschl. Selbstregelung und Parallelbetrieb). Von Dr.-Ing. **Leo Walther**, Nürnberg. Mit 44 Textabbildungen, 23 Diagrammen und 85 Zahlenbeispielen. (156 S.) 1921. RM 4.60