

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

6251

Wasserkraftmaschinen

von

L. Quantz

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299285

Wasserkraftmaschinen.

Eine Einführung in Wesen,
Bau und Berechnung moderner Wasserkraft-
Maschinen und -Anlagen.

Von

Dipl.-Ing. L. Quantz,

Oberlehrer an der Kgl. höheren Maschinenbauschule zu Stettin.

Zweite, erweiterte und verbesserte Auflage.

Mit 159 Textfiguren.

dem Selbststudium wurde besonders dadurch
beim Entwurfe von Wasserkraftmaschinen
en und deren Ableitungen, jedoch



Berlin.

Verlag von Julius Springer.

1911.



II 6251

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

Pierersche Hofbuchdruckerei Stephan Geibel & Co., Altenburg.

Akc. Nr. 1168/51

Vorwort zur ersten Auflage.

Der Mangel an einem kleinen, lediglich der Neuzeit Rechnung tragenden Buche auf dem heute so wichtigen Gebiete der Wasserkraftmaschinen hat Verfasser zur Herausgabe vorliegenden Leitfadens veranlaßt.

Derselbe soll einerseits zum Unterrichte an höheren Maschinenbau-schulen und Techniken geeignet sein. Andererseits aber auch zum Selbststudium für Studierende technischer Hochschulen sowie bereits in der Praxis stehende Ingenieure, welche sich in besagtes Gebiet einzuarbeiten wünschen, ohne sich jedoch mit hohen Theorien befassen zu wollen.

Diesen verschiedenen Aufgaben soll das Werkchen dadurch gerecht werden, daß es das Wesentlichste über: Bau und Berechnung von modernen Wasserkraftmaschinen, von ihren Einzelheiten und Regulierungen sowie auch von ganzen Wasserkraftanlagen mit deren notwendigen Vorarbeiten vor Augen führt.

Um das Werk preiswert zu gestalten, habe ich mich darauf beschränkt, lediglich neuzeitliche Konstruktionen eingehender zu behandeln. Alle übrigen, welche heutzutage nur seltene oder gar keine Anwendung finden, wurden nur in historischem Sinne erwähnt. Dabei habe ich mich bemüht, soweit es die Kürze der Abhandlung erlaubte, alle diese Konstruktionen auf ihre Zweckmäßigkeit hin zu untersuchen, um den Leser hierzu weiter anzuregen.

Dem Unterrichte sowie dem Selbststudium wurde besonders dadurch Rechnung getragen, daß die beim Entwerfe von Wasserkraftmaschinen auftretenden Berechnungen und deren Ableitungen, jedoch in ganz elementarer Behandlung, aufgenommen wurden; ebenso dadurch, daß die für Turbinen so überaus wichtigen Schaufelkonstruktionen vorhanden sind. Ein klares Verständnis des Vorganges beim Berechnen und konstruktiven Ausbilden der wichtigsten Turbinenarten (Francis-Turbine, Schwamkrug-Turbine und Tangentialrad) geben schließlich die Zahlenbeispiele, welche den betreffenden Abschnitten angefügt sind.

So möge denn das Werkchen seinen Zweck erfüllen! — Einen Anspruch auf Vollständigkeit kann es natürlich in seiner Kürze nicht machen, denn es konnten nur stets einige wenige Konstruktionsbeispiele Aufnahme finden. — Es wird trotzdem vielen willkommen sein!

Den geschätzten Firmen, welche mir in liebenswürdigster Weise Material zur Verfügung stellten, sei auch an dieser Stelle verbindlichster Dank ausgesprochen.

Stettin, im Oktober 1906.

L. Quantz.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Der Neudruck des Werkchens, knapp vier Jahre nach dem Erscheinen der ersten Auflage, scheint mir ein Beweis dafür, daß ich mit meiner Abhandlung auf dem richtigen Wege war.

Im wesentlichen konnte daher, abgesehen von kleineren Ergänzungen und Verbesserungen in allen Kapiteln, der Umfang der ersten Auflage beibehalten werden. Nennenswerte Erweiterungen traten nur da auf, wo es nach den mehrfach an mich herangetretenen Wünschen aus der Praxis sowie aus Kreisen von Studierenden geboten erschien.

So wurden z. B. die theoretischen Erörterungen erweitert, indem ein Abschnitt über: Hydrodynamik sowie ein solcher über die Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen (Reaktion, Aktion) hinzutrat. Einem weiteren Wunsch entsprechend wurde der Abschnitt über Schaufelkonstruktionen weiter ausgebaut und mehrere in der Praxis gebräuchliche Fälle neu aufgenommen.

Schließlich trat, einer mehrfachen Anregung aus Ingenieurkreisen zufolge, ein Abschnitt über das Anwendungsgebiet der Turbinen sowie ein solcher über: „Spezifische Größen“ und ihre Anwendung bei Projektierung von Turbinenanlagen und bei Aufstellung von Turbinenserien hinzu. Hierdurch dürfte besonders den in der Praxis stehenden Ingenieuren, z. B. Bauingenieuren und Elektrotechnikern, welche sich mit neuzeitlichen Wasserkraftmaschinen vertraut machen müssen, wesentlich genützt werden, da diese Abschnitte auf die Gepflogenheiten des modernen praktischen Turbinenbaues überleiten.

So übergebe ich auch die zweite Auflage mit Vertrauen auf eine günstige Aufnahme der Öffentlichkeit und will es nicht unterlassen, den Firmen, welche mich in entgegkommender Weise mit Material unterstützten, erneut meinen Dank auszusprechen!

Stettin, im Oktober 1910.

L. Quantz.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
Erstes Kapitel. Wasserkraftanlagen.	
1. Allgemeines über Wasserkraftanlagen. — Vorarbeiten. — Bewertung einer Wasserkraft	5
2. Wassermessung	8
A. Durch Überfall	9
B. Mittels des Woltmannschen Flügels	10
C. Durch die Schirmmessung	11
3. Wehre und Zuleitungen zu Kraftanlagen	12
A. Wehre	12
B. Zuleitung zu Kraftanlagen. — Berechnung des Sohlengefälles	14
4. Schützen und Rechen.	19
A. Schützen, ihre Konstruktion und Berechnung	19
B. Rechen	23
Zweites Kapitel. Allgemeines über Turbinen.	
5. Forderungen der Neuzeit und Einteilung der Turbinen	27
6. Die Bewegung des Wassers in den Turbinen	30
7. Die Arbeitsleistung des Wassers in den Turbinen.	32
A. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydrodynamik	32
B. Die Turbinenhauptgleichung	36
C. Begriff von „Reaktion“ und „Aktion“ des Wassers in Turbinen	40
Drittes Kapitel. Überdruckturbinen. — Allgemeines.	
8. Wahl der Schaufelwinkel, Geschwindigkeiten usw. bei Überdruckturbinen.	44
9. Arten der Überdruckturbinen.	48
Viertes Kapitel. Francis-Turbinen.	
10. Entwicklung der Konstruktionsformen	51
11. Berechnung einer Francis-Turbine. — Beispiel.	54
12. Konstruktion der Leitrad-schaukel	59
13. Konstruktion der Laufrad-schaukel.	61
A. Schichtlinien und Schaufelform	61
B. Modellschnitte und Schaufelklotz, sowie Einbau der Schaufeln	66
C. Besonderheiten in den Schaufelkonstruktionen	67
14. Regulierung der Francisturbinen	71
A. Drehbare Leitschaukel oder Finksche Regulierung.	72
B. Regulierung durch Spaltschieber	74
Antrieb der Regulierung und Anmerkung, betreffend die Be- rechnung von Regulierturbinen	75

	Seite
15. Zapfenkonstruktionen	76
A. Fontainezapfen (volle Spurzapfen)	76
B. Ringspurzapfen	78
Berechnung der Spurzapfen	80
Zwischenlager	81
16. Aufstellungsarten von Francisturbinen	82
A. Bei geringem Gefälle von 0,5 bis 4 m.	82
B. Bei mittlerem Gefälle von 3 bis 10 m.	84
C. Bei hohem Gefälle von 10 bis 80 (bis 120) m	89
Fünftes Kapitel. Strahlтурbinen.	
17. Allgemeines. Berechnungen und Annahmen	96
A. Bewegung des Wassers in Strahlтурbinen	97
B. Berechnungen sowie Wahl der Schaufelwinkel usw.	98
18. Die Girard-Turbine und die Grenzтурbine.	100
A. Die Girardтурbine	100
B. Die Grenzтурbine oder auch Kombinations- oder Hähnelturbine	102
19. Die Schwamkrug-Turbine und ihre Berechnung.	102
Berechnungsbeispiel	105
20. Das Tangentialrad und seine Berechnung	106
Berechnungsbeispiel	115
Sechstes Kapitel. Verwendungsgebiet der Turbinen. — „Spezifische“ Größen.	
21. Verwendungsgebiet der Turbinen	117
22. Spezifische Größen	119
A. Spezifische Umlaufzahl n_I	119
B. Spezifische Wassermenge Q_I	120
C. Spezifische Leistung N_I	120
D. Spezifische „Drehzahl“ n_S	121
E. Benutzung der spezifischen Drehzahl n_S bei der „Projektierung“ von Turbinen	123
F. Laufradserien	124
Siebentes Kapitel. Wasserräder.	
23. Beschreibung der Arten. — Grundlegende Rechnungsgrößen	126
A. Oberschlächtige Wasserräder	126
B. Mittelschlächtige Wasserräder	129
C. Unterschlächtige Wasserräder	131
24. Berechnung und Konstruktion der Überfall- oder Kropfräder (Beispiel)	131
25. Anwendungsgebiet der Wasserräder. — Vergleich derselben mit Turbinen	133

Einleitung.

Wasserkraftmaschinen dienen zur Ausnutzung von sogenannten „Wasserkraften“, deren Wert hauptsächlich durch die Entwicklung der elektrischen Fernübertragung in neuerer Zeit so außerordentlich gewachsen ist.

„Wasserkraften“, d. h. in Gewässern aufgespeicherte Energien, stehen uns schließlich 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 (s. Abschnitt 1) 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: ein von Turbinen betriebenes Elektrizitätswerk mit 660 P. S. Leistung an der Schwentine bei Kiel und einige pommersche Kraftwerke, wie z. B. in Rathsdamnitz an der Schottow und Varzin sowie Beßwitz an der Wipper, letzteres mit 500 P. S.; ferner: ein größeres Überlandkraftwerk in Straschin-Prangschin an der Radaune bei Danzig, welches mit 1400 P. S. Leistung den Kreis Danziger Höhe mit elektrischem Strom versorgt. Schließlich ist hier beachtenswert ein großes Wasserkraftelektrizitätswerk von ungefähr 9500 P. S. in Hemeelingen bei Bremen, welches in einer zur Weserkorrektur notwendigen Wehr- und Schleusenanlage errichtet wurde und dadurch Energien ausnützt, welche sonst verloren gegangen wären. Nach Professor Holz, Aachen, welcher 1898 und 1899 die Wasserkraft Pommerns im Auftrage der Regierung untersuchte, stehen östlich von der Oder, an der Drage, Rega, Wipper, Persante usw., noch ungefähr 50000 P. S. effektiv zur Verfügung. Nach einer Untersuchung der Wasserverhältnisse Ostpreußens im Jahre 1894 durch den verstorbenen Professor Intze waren dort noch ungefähr 40000 P. S. effektiv zum lohnenden Ausbau vorhanden, eine im Vergleich zur Größe des Landes allerdings bescheidene Leistung.

Gebirgige Gegenden sind natürlich (infolge größerer Gefällhöhen) 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. Die größten schweizerischen Unternehmungen der Neuzeit: Bau der Jungfraubahn sowie vor allem des Simplontunnels, verdanken ihre Entstehung größtenteils den Wasserkraften, welche Licht, Kraft und Druckluft für diese Werke liefern mußten und jetzt weiter dazu dienen, die Bahnen auf diesen Strecken zu betreiben. Südbayern verfügt noch, besonders im Isar- und Lechgebiet, über ungefähr 1900000 P. S. Rohwasserkraften; Österreich hat noch ungefähr 8500000 P. S. aufzuweisen. Die noch freien Kräfte in Schweden und Norwegen werden auf 14000000 P. S. 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. Fast unerschöpfliche Wasserkraften weist schließlich Nordamerika auf. Am Niagarafall allein sind zurzeit Anlagen bis zusammen 600000 P. S. ausgebaut, ohne daß vorläufig die Naturschönheit des Falles irgendwie beeinträchtigt sein soll.

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 wohl die obere Grenze für lohnenden Ausbau auf durchschnittlich 1000 Mk. 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. Im Durchschnitt wird man diese bei einer 1000 pferdigen Wasserkraftanlage zu $\frac{1}{4}$ Pf. pro P. S.-Stunde annehmen können, während die allerbeste Heißdampfverbundmaschine von 1000 P. S. bei normalen Kohlenpreisen allein für 1 Pf. Kohlen pro P. S.-Stunde verbraucht, so daß sich deren reine Betriebskosten infolge der Kesselbedienung auf mindestens 1,5 Pf. belaufen.

Die Kosten für ausgeführte Wasserkraftanlagen schwanken aber bedeutend. Während 1700 Mk. pro Pferdestärke (Werk bei Lyon) vielleicht als oberste Grenze zu gelten hat, 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.

Die heute verwendeten Wasserkraftmaschinen, in der Regel Turbinen, werden in allen Abmessungen ausgeführt. Man baut solche in Einheiten bis zu einer Leistung von 18000 P. S. — Auch

Gefälle und Wassermenge spielen keine Rolle. Ersteres kann $\frac{1}{2}$ m betragen und steigt z. B. bis auf 950 m bei einer Anlage in der Nähe des Genfer Sees.

Die Gründe, welche nun zu der in der Neuzeit so großen Wertschätzung der Wasserkräfte geführt haben, sind:

1. vor allem, wie schon gesagt, die Entwicklung der elektrischen Fernübertragung, durch welche man ganz unabhängig von der Lage der Energiequelle geworden ist;
2. aber auch die dadurch mögliche „Zentralisation“, d. h. die Schaffung großer Anlagen, wodurch eine restlose Ausnutzung der verfügbaren Wasserkräfte erst möglich wird;
3. die Entwicklung geeigneter Absatzgebiete für die erzeugte elektrische Energie.

Was den ersten und Hauptpunkt anbelangt, so ist man heute in der Lage, hochgespannten Wechselstrom ohne große Verluste auf weite Entfernungen zu leiten, Entfernungen, die nun schon bis zu **300 km** betragen. Man beabsichtigt sogar, darin noch weiter zu gehen, wie dies z. B. von einer englischen Gesellschaft bei einer Anlage für Südafrika in Aussicht genommen ist. Es sollen die Viktoriafälle des Sambesi zunächst bis zu 250 000 P. S. ausgenutzt werden und mit dem dort erzeugten elektrischen Strom die ganzen Minengebiete von Transvaal versorgt werden, wobei Entfernungen bis zu 1100 km zu überbrücken wären.

Der zweite Punkt: Zentralisation, ist hiermit auch schon berührt. Nur durch Schaffung tunlichst großer Anlagen, die ganze Industrie- und Wohngebiete umfassen, ist eine wirtschaftlich vollkommene Energieverwertung unter billigsten Erzeugungskosten möglich. Beachtenswert hierbei ist auch der Punkt, möglichst die gesamte Wassermenge eines bestimmten Niederschlagsgebietes für die Ausnutzung zu gewinnen, wie dies durch Schaffung von Sammelbehältern möglich ist. Solchen Behältern, die in der Natur als Gebirgsseen, künstlich durch die Talsperren gegeben sind, wird dann das gesamte Wasser des Niederschlagsgebietes zugeführt, und die Behälter selbst dienen zum Ausgleich, indem sie auch bei sehr schwankendem Zufluß nach der Kraftanlage hin konstante Wassermengen abführen. Ein großes Projekt dieser Art haben wir beispielsweise in dem am Walchensee geplanten Elektrizitätswerk des bayerischen Staates, bei welchem das Wasser der Isar in den Walchensee geleitet werden soll, der dann als Ausgleichbecken einen gleichmäßigen Abfluß von ungefähr 50 cbm pro Sekunde gewährleistet.

Was die letzte Frage anbelangt, die Schaffung geeigneter Absatzgebiete, so ist diese heute auch nicht mehr schwierig zu beantworten, vor allem da man in den neuzeitlichen großen Anlagen nur sehr geringe Energiekosten erzielt. Zunächst handelt es sich um die Versorgung ganzer Industrie- und Wohngebiete, sowie auch landwirtschaftlicher Bezirke mit elektrischem Strom, wobei zu

beachten ist, daß heute eine Menge Industrien bestehen, die Elektrizität nicht allein zu Antriebs- und Beleuchtungszwecken gebrauchen. Erwähnt seien hier z. B. die Aluminiumgewinnung und die Karbiderzeugung, zu welcher letzterer heute bereits 360 000 P.S. verbraucht werden. Weiteren Absatz erfordert die Herstellung des „Elektrostahles“, der wegen seiner ungewöhnlichen Zähigkeit sehr beliebt geworden ist, sowie die Gewinnung von Roheisen auf elektrischem Wege (z. B. in Schweden und Kanada), ein Verfahren, welches sich selbstverständlich nur bei sehr geringen Stromkosten lohnen kann. Ferner ist noch auf eine neue Industrie hinzuweisen, die zu großer Entwicklung berufen ist: die Herstellung von Salpeter zu Düngezwecken aus dem Stickstoff der Luft. Zurzeit sind z. B. in Norwegen drei große Wasserkraftwerke der norwegischen „Stickstoff-Gesellschaft“ gegründet; in Bayern sind an der unteren und mittleren Alz zwei derartige große Werke deutscher Gesellschaften im Entstehen. Alle zusammen lieferten schon 1908: 100 000 Tonnen Salpeter; die Werke der norwegischen Gesellschaft sollen aber allein für 230 000 Tonnen Jahresleistung ausgebaut werden.

Ein großes Absatzgebiet liegt schließlich noch im Betrieb der Bahnen, besonders der Staatsbahnen mit elektrischem Strom, und es steht wohl außer Zweifel, daß man, sofern nicht militärische Gründe einige Strecken dem Dampfbetriebe offen halten, mit der Zeit zum einfacheren und meist billigeren elektrischen Betrieb übergeht. Die Schweiz geht hierin voran, Bayern ist auf dem Wege zu folgen und beginnt mit der Elektrisierung einiger Strecken in der Nähe Münchens. Österreich, Oberitalien sowie Schweden und Norwegen haben ebenfalls mit der Umwandlung des Dampfbetriebes in elektrischen Betrieb begonnen und haben sich dazu die größten Wasserkräfte gesichert. —

Faßt man dies alles zusammen, so wird es erklärlich, daß heute allorts das Bestreben dahin gerichtet ist, die von der Natur in den Wasserkraften gelieferten Energien nutzbar zu verwerten. Es bleiben dadurch den betreffenden Ländern große Summen an Nationalvermögen erhalten, zumal der Wert der Wasserkräfte mit der stetigen Erhöhung der Kohlenpreise dauernd steigt. Der Ingenieurwelt harren somit noch große zu lösende Aufgaben auf dem Gebiete der Wasserkraftnutzung, einem Gebiete, in welchem Deutschland, besonders nach der maschinentechnischen Seite hin, eine führende Stellung einnimmt.

Erstes Kapitel.

Wasserkraftanlagen.

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

Um eine sogenannte 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

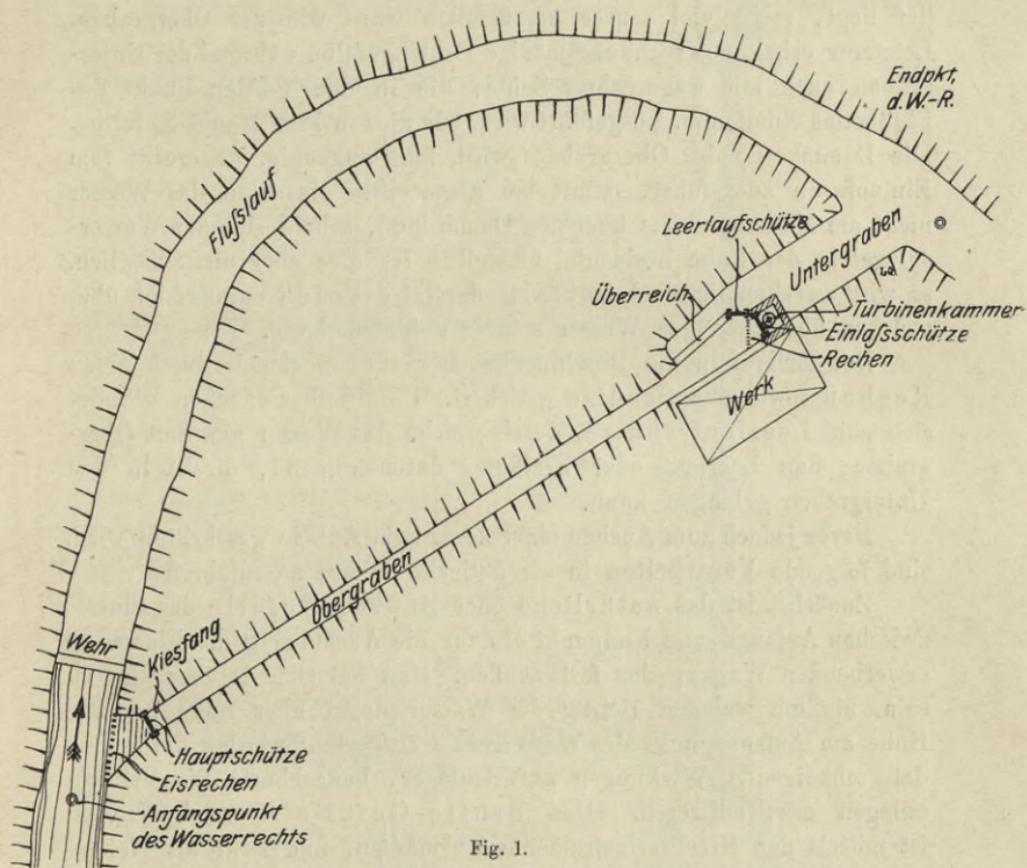


Fig. 1.

Wasser der Wasserkraftmaschine zu; der Untergraben leitet dasselbe weiter unterhalb wieder in das Flußbett zurück. Eine derartige Gesamtanlage in ideeller Gestaltung zeigt Fig. 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 abgezweigt, damit nicht Treibholz, Eis, Kies usw. direkt dem Graben zutreiben und diesen zusetzen oder gefährden. Auch wird aus diesem Grunde der Einlaufquerschnitt zwei- bis dreimal so groß als der eigentliche Grabenquerschnitt gemacht und am besten dem Flußlaufe parallel gelegt. Der Einlauf selbst ist durch 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. (Vgl. auch später Fig. 10.)

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 wäre wie der Obergraben. Letzterer erhält das rechnungsmäßige Sohlengefälle, während der Untergraben auch mit wagerechter Sohle, die in den tiefsten Punkt des Flußbettes einmündet, ausgeführt wird, wie dies in Fig. 2 angedeutet ist. Die Dammkrone des Obergrabens wird, falls angängig, 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 Überreich 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.

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

Zunächst ist das natürliche oder Brutto-Gefälle 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 Brutto-Gefälle H_b (vgl. Fig. 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, nicht allein wegen der davon abhängigen Wahl des Motors, sondern auch der davon abhängigen Ausführung der Kanalanlage in bezug auf Dimensionierung sowie Sicherheitsvorkehrungen usw.

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 gut 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. Damit die Gesamtleistung auf gleicher Höhe erhalten bleibt, 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!

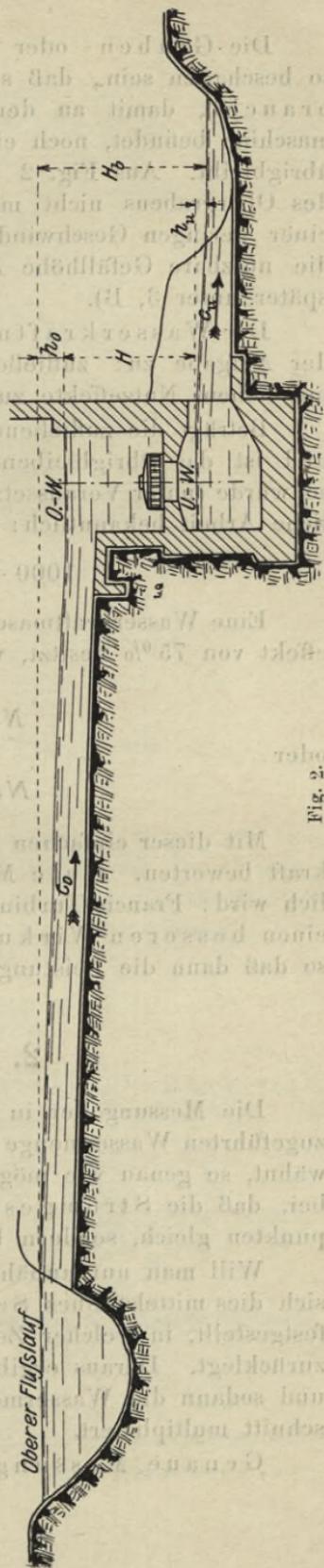


Fig. 2.

Die Graben- oder Kanalanlage (vgl. Fig. 1 u. 2) 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 Fig. 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 einen möglichst großen Wert! (vgl. auch später unter 3, B).

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

Beträgt die zufließende Wassermenge Q cbm in der Sekunde, und ist das übrigbleibende nutzbare Gefälle zu H m ermittelt, so würde (unter Voraussetzung, daß $c_0 \cong c_u$ ist) die verfügbare sekundliche Arbeit bekanntlich:

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

Eine Wasserkraftmaschine, welche einen Wirkungsgrad oder Nutzeffekt von 75 % besitzt, würde somit effektiv:

$$Ne = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,75}{75}$$

oder

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

Mit dieser einfachen Beziehung kann man jede vorhandene Wasserkraft bewerten. Gute Maschinen der Neuzeit (wie später ersichtlich wird: Francis-Turbinen sowie einige Strahlurbinen) geben jedoch einen besseren Wirkungsgrad ab, und zwar bis 85, ja bis 95 %, so daß dann die Leistung noch entsprechend höher wird.

2. Wassermessung.

Die Messung der in einer Sekunde von einem Bache oder Flusse zugeführten Wassermenge muß vor allen Dingen, wie schon früher erwähnt, so genau wie möglich erfolgen. Zu beachten ist auch hierbei, daß die Strömgeschwindigkeit nicht in allen Querschnittpunkten gleich, sondern bis zu 30 % verschieden ist.

Will man nur annähernd die verfügbare Menge schätzen, so läßt sich dies mittelst eines Schwimmers leicht bewerkstelligen. Es wird festgestellt, in welcher Zeit derselbe eine vorher abgemessene Strecke zurücklegt. Daraus ergibt sich die annähernde Wassergeschwindigkeit und sodann die Wassermenge, indem man erstere mit dem Bachquerschnitt multipliziert.

Genaue Messungen erzielt man:

A. Durch Überfall.

Diese Messung ist bei Bächen zu empfehlen. Es wird am zweckmäßigsten ein sogenannter „vollkommener“ Überfall nach Ausführung der Fig. 3 und 4 fest in das Bachbett eingebaut. Die Überfallkanten müssen scharf und daher am besten aus zugeschärften Flach-

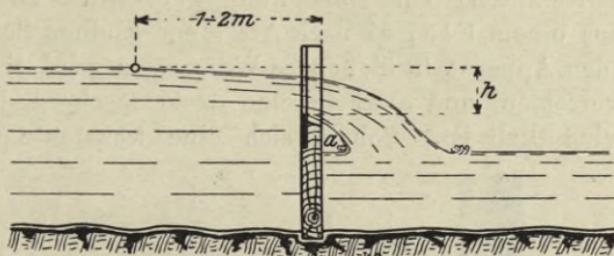


Fig. 3.

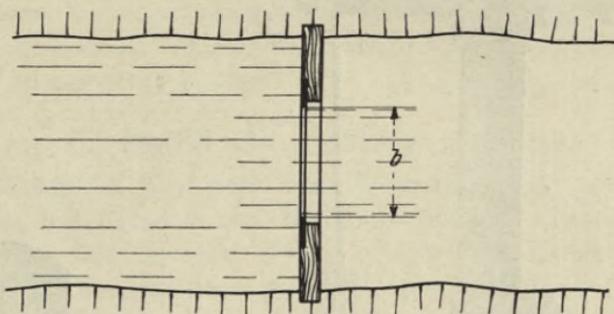


Fig. 4.

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

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

wobei die Ausflußziffer nach Freese durchschnittlich $\mu = 0,63$ gewählt werden kann. h ist jedoch stets vom ungesenkten Wasserspiegel aus zu messen, der etwa 2 m oberhalb des Überfalls liegt (s. Fig. 3).

Läßt sich ein vollkommener Überfall nicht einbauen, so würde z. B. auch die Messung mittelst sogenannten Grundblasen nach Fig. 5 erfolgen können.

Es ist hier

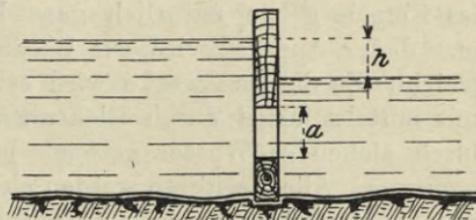


Fig. 5.

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

und $\mu = 0,8$ durchschnittlich nach Weisbach, falls die Öffnung sehr groß im Vergleich zum Bachprofil genommen wird. (Genauerer hier-

über siehe Taschenbuch „Hütte“ 1905, S. 241). Die Messung mittelst Grundablasses ist aber nicht empfehlenswert.

B. Mittelst des Woltmannschen Flügels.

Derselbe ist in der einfachsten Ausführungsform Fig. 6 (ausgeführt von A. Ott, Kempten) zur Darstellung gebracht. Er besteht zur Hauptsache aus einem Flügel nach 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 Umdrehungs-

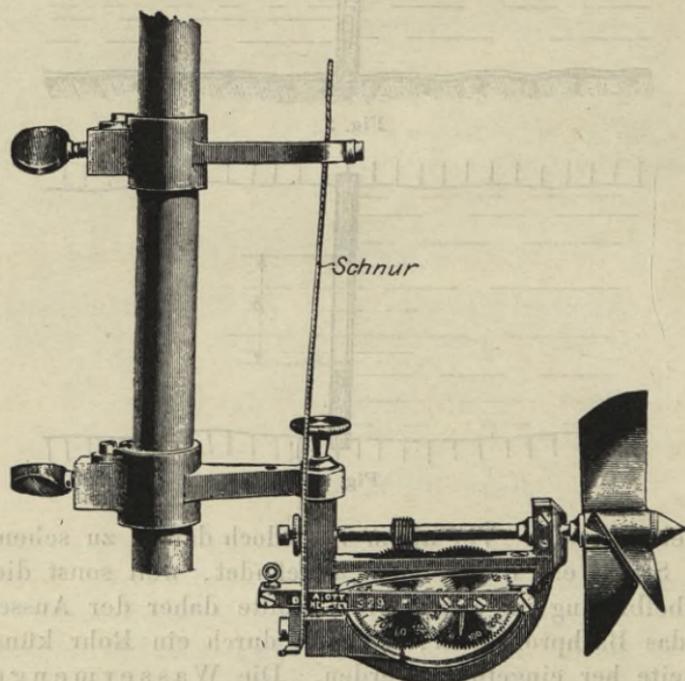


Fig. 6.

zahl herausgestellt hat, kuppelt man mittelst 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 Bestimmung dieser Abhängigkeit vorher geeicht. Zu diesem Zwecke wird er mit jeder bestimmten Geschwindigkeit mittelst 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 Kontrolle nötig.

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

Glockensignal gegeben, so daß sie nicht zu jeder Ablesung herausgenommen werden müssen, was die Arbeit sonst sehr zeitraubend macht.

Die Messung mittelst 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 Fig. 7 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. 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.

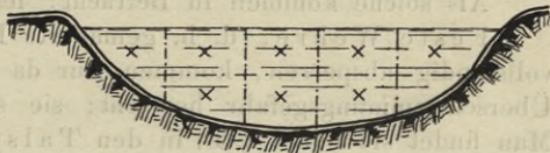


Fig. 7.

C. Durch die „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. Da bei größeren ausgeführten Anlagen stets Abnahme - Bremsversuche stattfinden, da außerdem heute an vielen Orten Turbinenversuchstationen bestehen, so sei hier noch die für solche Zwecke einfachste und genaueste Wassermessung, die Messung mittelst 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 leichte Tafel (Schirm), Fig. 8, 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 mittelst des Woltmannschen Flügel 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. Ing. 1907, S. 627.)

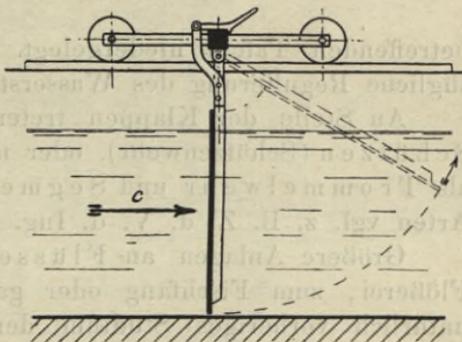


Fig. 8.

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 absperren, kommen nur da in Frage, wo durchaus keine Überschwemmungsgefahr herrscht; sie sind also selten anzuwenden. Man findet sie heute z. B. in den Talsperren, die aber ja vorläufig 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

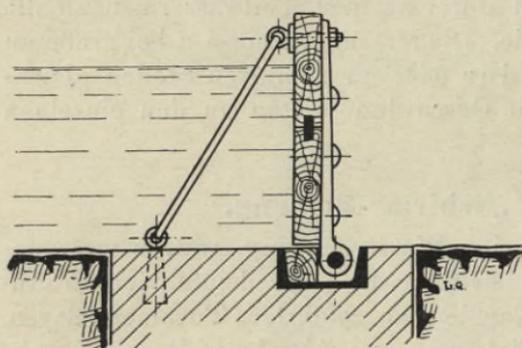


Fig. 9.

viel Arbeit unbenutzt verloren. Man baut deshalb heute fast durchweg: vollständig bewegliche Wehre, oder auch: feste Wehre mit beweglichem Aufsatz bzw. Zwischensatz.

Eine einfache Konstruktion eines beweglichen Wehres zeigt Fig. 9, ein sogenanntes Klappenwehr. Bei Hochwasser werden von einem Laufsteg aus einige Haken gelöst und die

betreffenden Tafeln niedergelegt. Hiermit läßt sich schon eine vorzügliche Regulierung des Wasserstandes erzielen.

An Stelle der Klappen treten bei anderen Anlagen aufziehbare Schützen (Schützenwehr), oder man findet schließlich die Ausbildung als Trommelwehr und Segmentwehr. (Über die letzten beiden Arten vgl. z. B. Z. d. V. d. Ing. 08 S. 1861 u. f.)

Größere Anlagen an Flüssen, besonders an solchen, die zur Flößerei, zum Fischfang oder gar zur Schifffahrt dienen, erfordern natürlich vorheriges Studium der betreffenden Verhältnisse! Verallgemeinern läßt sich eine Wehranlage hier nicht. Meist findet man: feste Wehre mit beweglichen Zwischensätzen. Derartige Zwischensätze bestehen dann in der Regel aus aufziehbaren Schützentafeln. Einige derselben dienen hierbei zur Regelung des Wasserstandes, andere sind vielleicht als Floßschleuse ausgebildet. — Ferner wird vielfach ein Überfall vorhanden sein, über welchen ständig eine bestimmte Wassermenge abfließt, damit das anliegende Gelände die nötige Bewässerung erhält. Schließlich sind meist Fischpässe nötig, damit die Fische vom Unterlauf des Flusses nach ihren Laichplätzen gelangen können.

Eine derartige Anlage ist im Grundriß durch Fig. 10¹⁾ dargestellt.

¹⁾ Nach Meyer, Z. d. V. d. Ing., 1903, S. 1033.

Es ist eine Anlage in Gersthofen am Lech. Das Wehr ist fest und mit Floßschleuse und Fischpaß versehen. Ferner zeigt der Grundriß eines großen neueren Elektrizitätswerkes bei Kykkelsrud a. Glommen (Norwegen) (Fig. 11)¹⁾ die Wehranlage, wie sie dort dem Gelände entsprechend ausgeführt werden mußte. In Fig. 11 unten befindet sich zur Absperrung der früheren Wasserfälle ein festes Überfallwehr, welches bis zu der im Flusse liegenden Insel reicht. Der zweite Fluß-

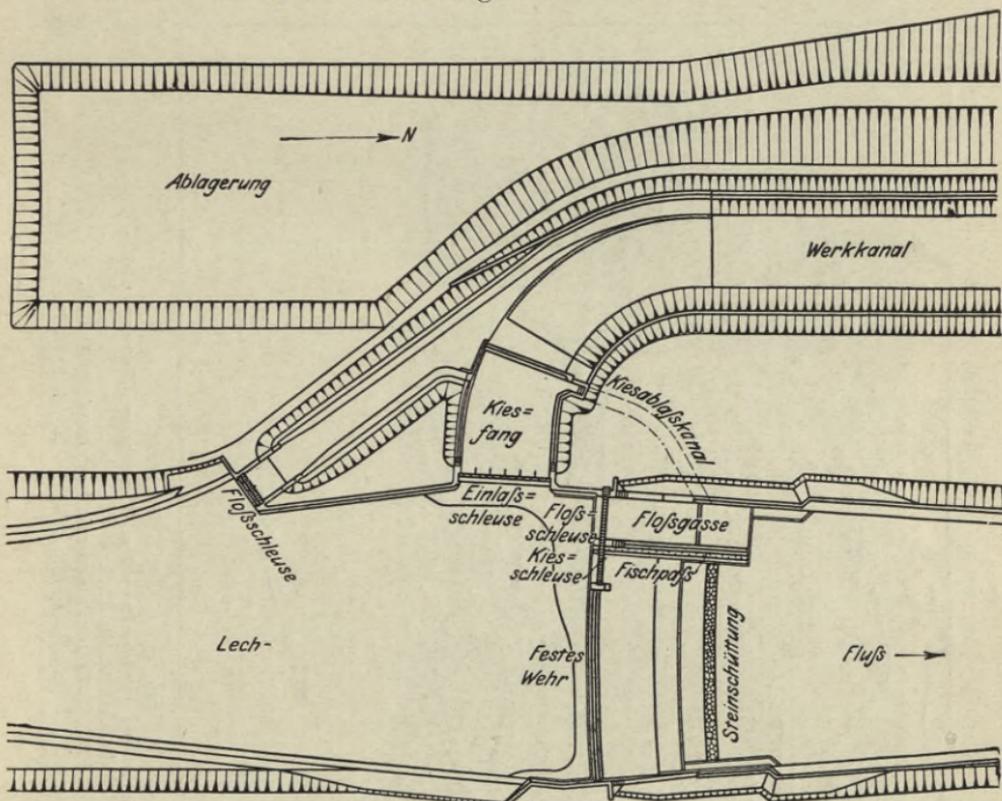


Fig. 10.

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 P. S.

lauf an der alten Mühle ist dagegen durch ein Wehr abgeschlossen, welches eine 15,5 m breite Floßgasse und einen Fischpaß besitzt.

Schließlich stellt Fig. 12 ein ganz aus Schützen gebildetes Wehr, System Pfarr, dar, welches von Gebr. Benckiser, Pforzheim, ausgeführt wurde. Es ist hier in der Mitte das eigentliche Wehr zu sehen, rechts eine Floßschleuse, links die Einlaßschütze für den Obergraben.

Solche Wehre vermehren natürlich die Gesamtanlagekosten, bieten jedoch die Möglichkeit der besten Ausnutzung der Wasserkraft und der genauesten Regelung des Wasserstandes.

¹⁾ Nach Kinbach, Z. d. V. d. Ing., 1904, S. 584.

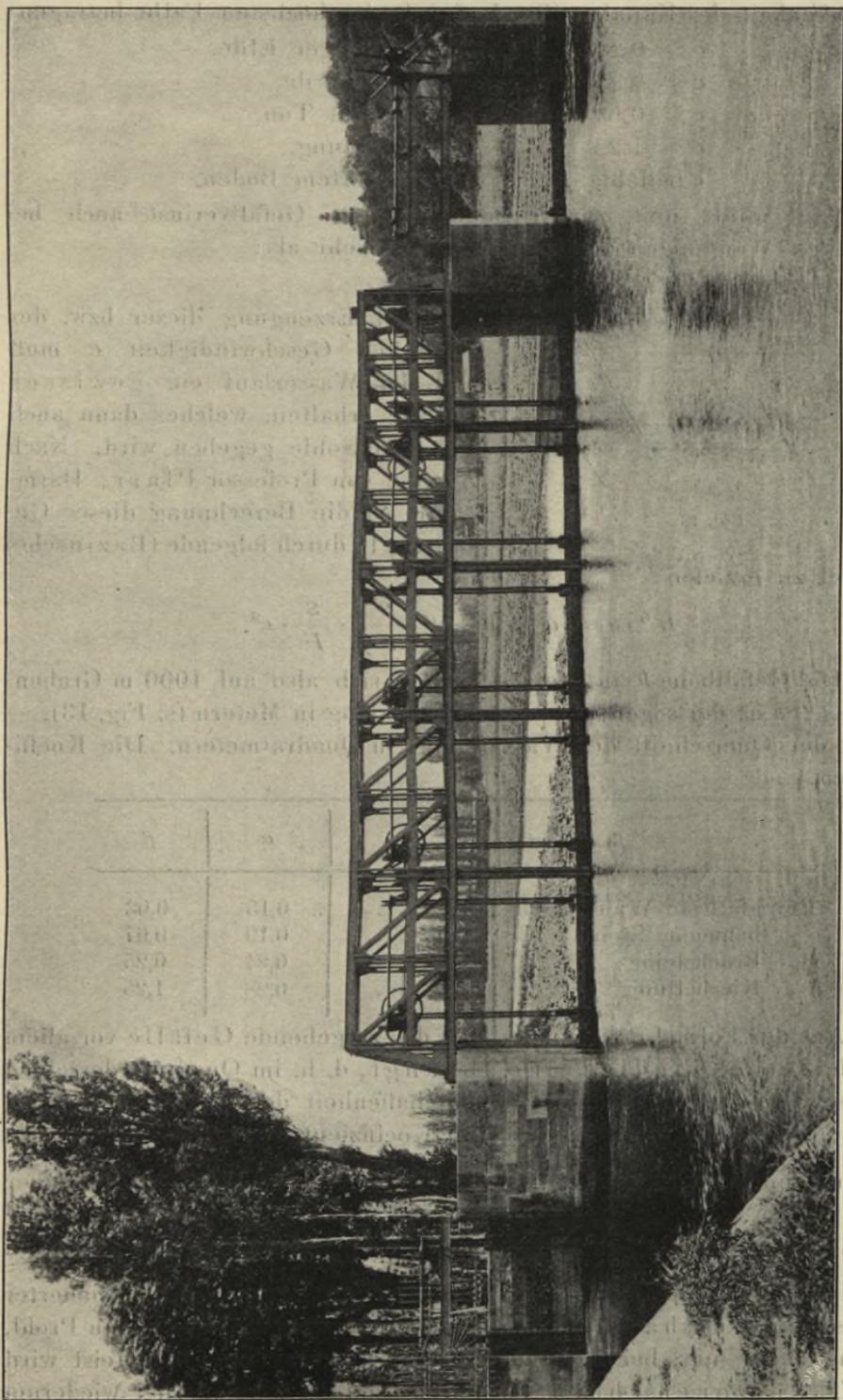


Fig. 12.

Schützenwehr, ausgeführt von Gebr. Benckiser (jetzt W. Luig, Illingen). 5 Tafeln zu 4 m Breite und 1,35 m mittlerer Stauhöhe.

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,
c beliebig	" " gemauertem Boden.

Man wählt nun zur Vermeidung von Gefällverlust auch bei glattesten Wandungen zweckmäßig nicht mehr als:

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

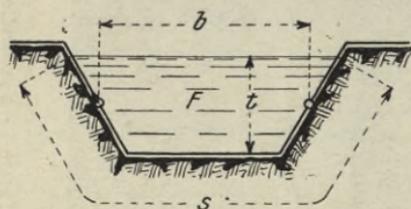


Fig. 13.

Formel zu erzielen:

$$h^{0/00} = a \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F}\right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

Die Gefällhöhe h in Metern bezieht sich also auf 1000 m Grabenlänge. — s ist der sogenannte benetzte Umfang in Metern (s. Fig. 13). — F ist der Querschnitt des Wasserlaufes in Quadratmetern. 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 ferner spielt das Verhältnis $\frac{s}{F}$ eine Rolle. Ein solcher

Kanal wäre also hier am günstigsten, 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 gleich der halben mittleren Breite b gewählt wird (s. Fig. 14 und 15), wie sich durch Rechnungsbeispiele leicht nachweisen läßt.

Das Verhältnis $\frac{s}{F}$ beträgt:

bei rechteckigem Querschnitt (Fig. 14) $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{2}{b}$,

„ trapezförmigem „ (Fig. 15) $\frac{s}{F} = \frac{1}{t} + \frac{1,82}{b}$.

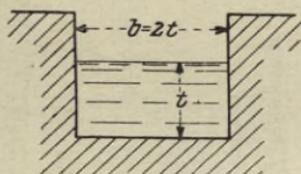


Fig. 14.

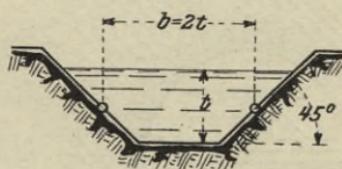


Fig. 15.

Beispiel: Es sind 6 cbm/sek Wasser in einem Obergraben von $2\frac{1}{2}$ km Länge zu führen. — Welche Gefällhöhe wird zu dieser Wasserführung verbraucht, wenn günstigster Trapezquerschnitt von $t = \frac{b}{2}$ 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 $t = \frac{b}{2}$ sein soll, so wird $F = t \cdot b = \frac{b^2}{2}$ (s. Fig. 15) und $b = \sqrt{2 \cdot F} = \sqrt{15} = 3,9$ m, somit $t = 1,95$ m.

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:

$$h^{0/00} = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,98) \cdot 0,98 \cdot 0,8^2 = 0,4 \text{ m.}$$

Auf die ganze Obergrabenlänge von $2\frac{1}{2}$ km gehen also 1 m an Gefälle verloren.

Vielfach ist jedoch das Grabenprofil allein vom Gelände abhängig. Die Fig. 16, 17 und 18¹⁾ zeigen z. B. verschiedene Schnitte durch den Obergraben einer Wasserkraftanlage in Jajce, Bosnien. Der 3 km lange Kanal ist teils als Tunnel (Fig. 16), teils in Felsen eingesprengt (Fig. 17) und teils als Holzgerinne, welches auf Mauerwerk oder Pfostenwerk ruht (Fig. 18), ausgeführt. (Benetzter Querschnitt 1,5 · 4 m.)

¹⁾ Nach Reichel, Z. d. V. d. Ing. 1900, S. 1350 (8 Turbinen zu je 1000 P. S.).

Ähnlich wie hier muß natürlich in allen Fällen, wo lange Gräben durch gebirgiges Gelände zu führen sind, das Profil sich ganz den Umständen anpassen. Bei der in Fig. 11 im Grundriß dargestellten norwegischen Anlage hat beispielsweise der Kanal größtenteils den in Fig. 19 dargestellten Querschnitt. Er ist in das abfallende Felsengelände vollkommen eingesprengt und erhielt daher die Gestalt eines stehenden Rechteckes, wobei zur Verringerung der Herstellungskosten

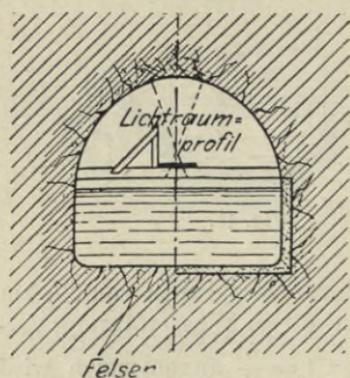


Fig. 16.

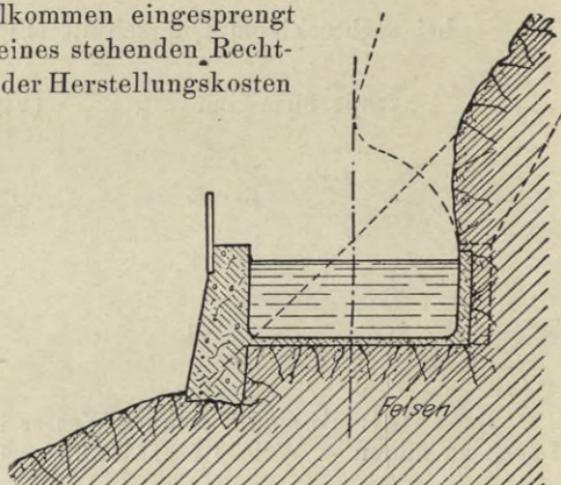


Fig. 17.

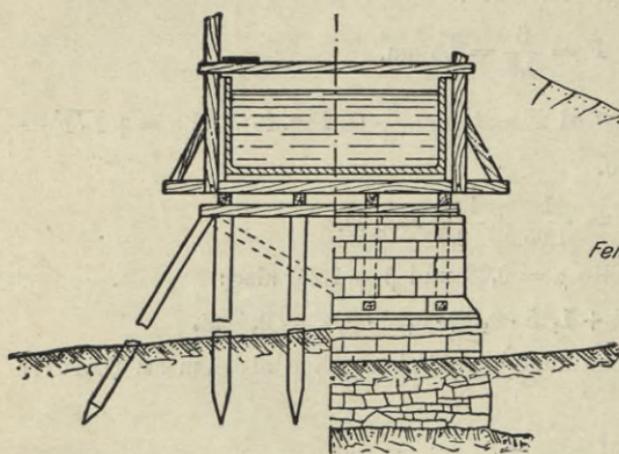


Fig. 18.

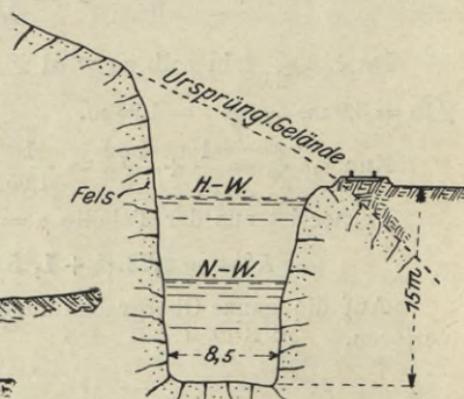


Fig. 19.

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.

Sind größere Gefälle ($H \geq 10 \div 12$ m) vorhanden, so muß an Stelle des offenen Kanals eine Rohrleitung treten. Eine solche ist in Fig. 20¹⁾ dargestellt. Das Rohr ist mit Kompensationsstück versehen und auf Rollen gelagert, damit Ausdehnungen möglich sind. Die

¹⁾ Nach Pfarr, Z. d. V. d. Ing. 1897, S. 798.

festen 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.

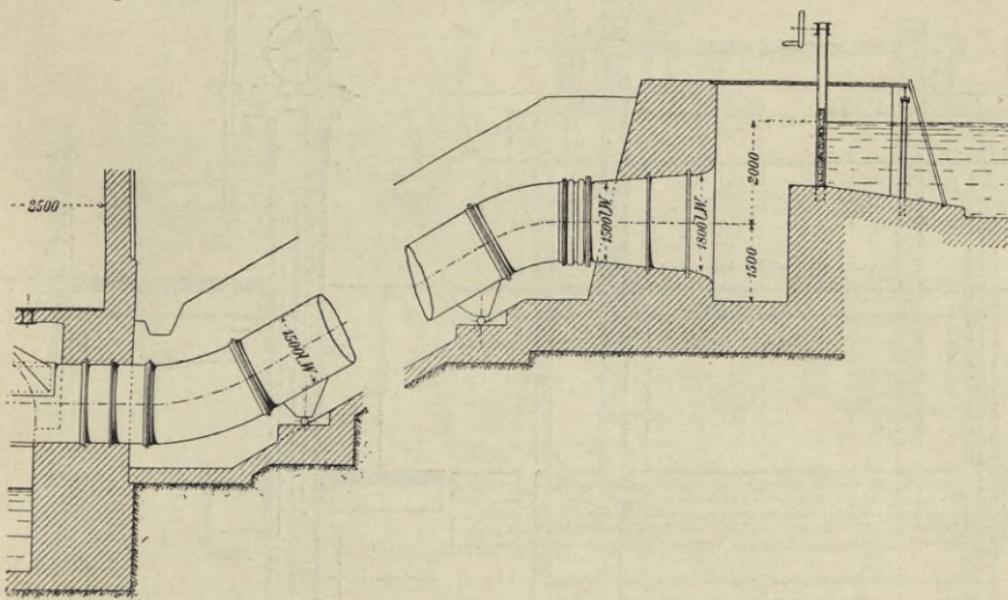


Fig. 20.
Anlage in Japan. $H = 27,5$ m, $N = 500$ P. S.

Am Ende des Rohres, unmittelbar an der Turbine, ist bei großen Gefällhöhen eine Art Sicherheitsventil erforderlich, welches bei plötzlichem Abstellen der Turbine das Wasser vorübergehend ausströmen läßt, damit nicht durch den plötzlich auftretenden Wasserstoß ein Rohrbruch entsteht.

4. Schützen und Rechen.

A. Schützen, ihre Konstruktion und Berechnung.

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 Fig. 21, 22, 23 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 2 Zahnstangen, die durch Zahnritzel und Schneckengetriebe angetrieben werden, wie Figur zeigt.

Vielfach wird der Antrieb auch durch 2 Schneckengetriebe nach Art der Fig. 24 bewirkt. Es heben sich bei dieser Anordnung die

Achsaldrucke infolge der links- bzw. rechtsgängigen Schnecken gegenseitig auf, so daß das sonst erforderliche Spurlager wegfällt. Die Zahnstange besteht in der Regel aus Flacheisen mit eingewinkelten

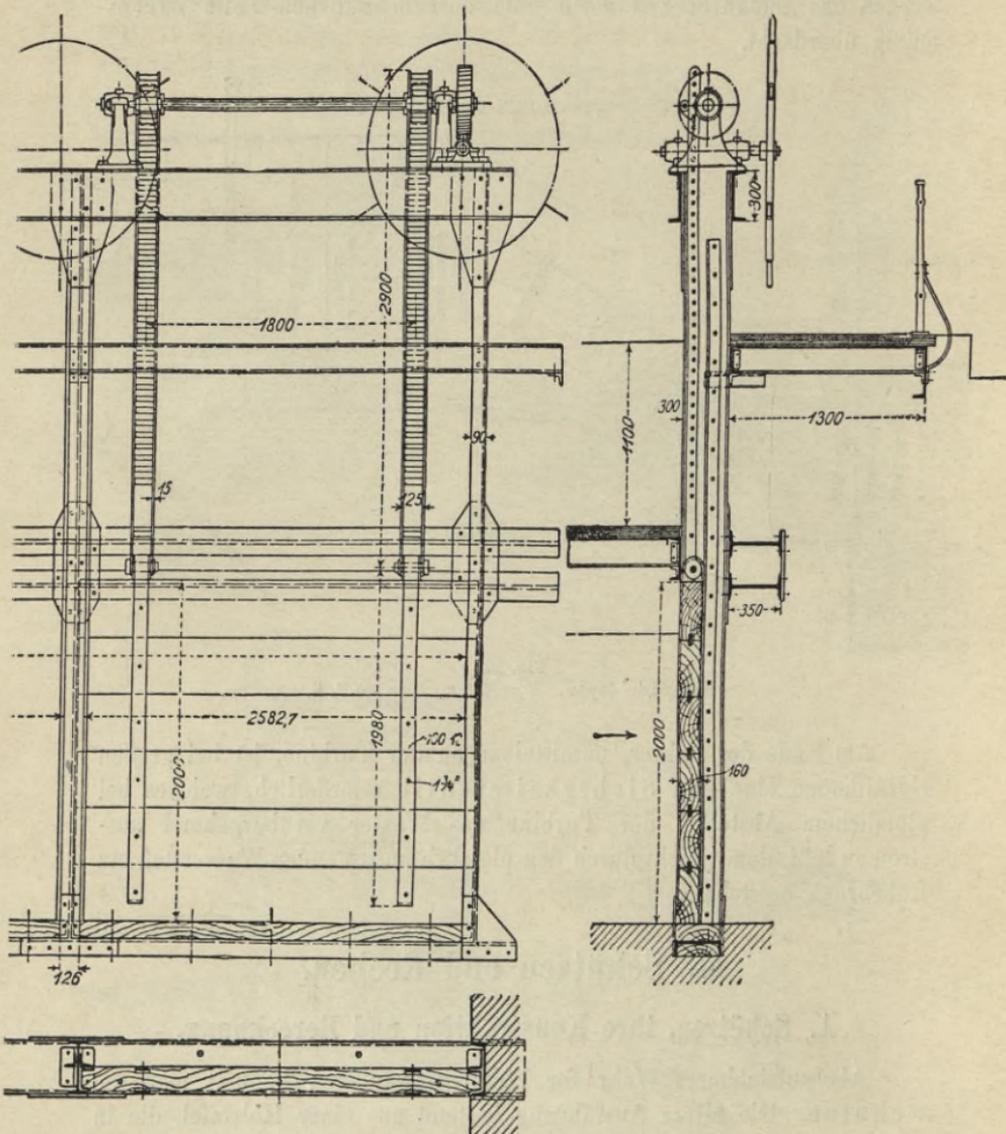


Fig. 21, 22 und 23.

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

Bolzen, wie Fig. 25 angibt. Die Verzahnung ist also als sogenannte Triebstockverzahnung auszuführen.

Zur **Berechnung** einer Schütze muß das Belastungsschema der Tafel zunächst aufgetragen werden, wie in Fig. 26 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

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

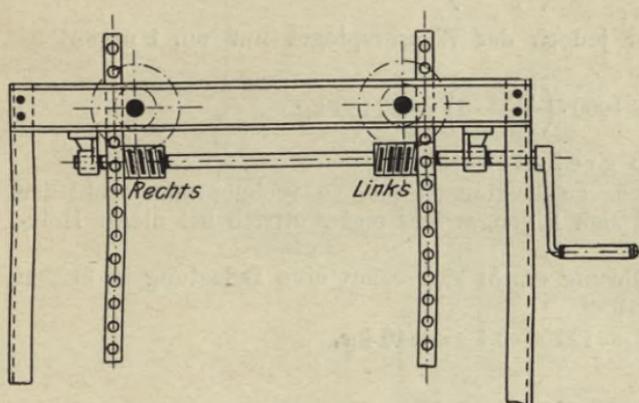


Fig. 24.

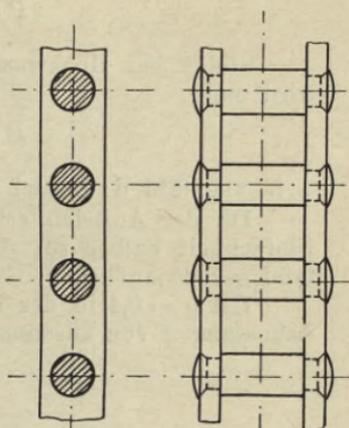


Fig. 25.

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. Fig. 26) 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 Schützenzüge 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

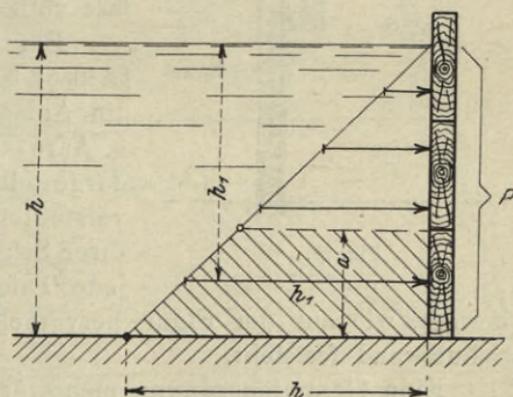


Fig. 26.

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

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:

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

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 Fig. 27 zeigt. Bei herabgelassener Schütze dichtet ein keilartiges Verschlußstück die Trennungsfuge fast vollkommen ab.

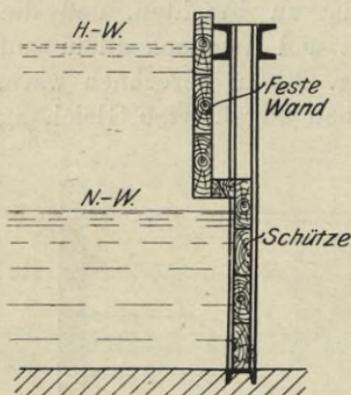


Fig. 27.

Eine derartige große Haupt-Einlaßschütze mit Schutzwand, wie sie für die Anlage zum Elektrizitätswerk Wangen a. Aare ausgeführt wurde, ist in Fig. 28¹⁾ dargestellt. Die Tafeln bestehen hier aus versteiften Blechwänden und sind wegen ihrer Schwere zweiteilig gemacht. Es wird jede Tafel für sich durch 2 Zahnstangen bewegt, wie aus der Figur hervorgeht, während die obere Tafel als Schutzwand feststeht.

Eine Gesamtanordnung mehrerer Schützen ist außerdem aus der früheren Fig. 12 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, wie dies z. B. aus der späteren Fig. 108 ersichtlich ist.

¹⁾ Nach Meyer, Z. d. V. d. Ing. 1906, S. 720.

B. Rechen.

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

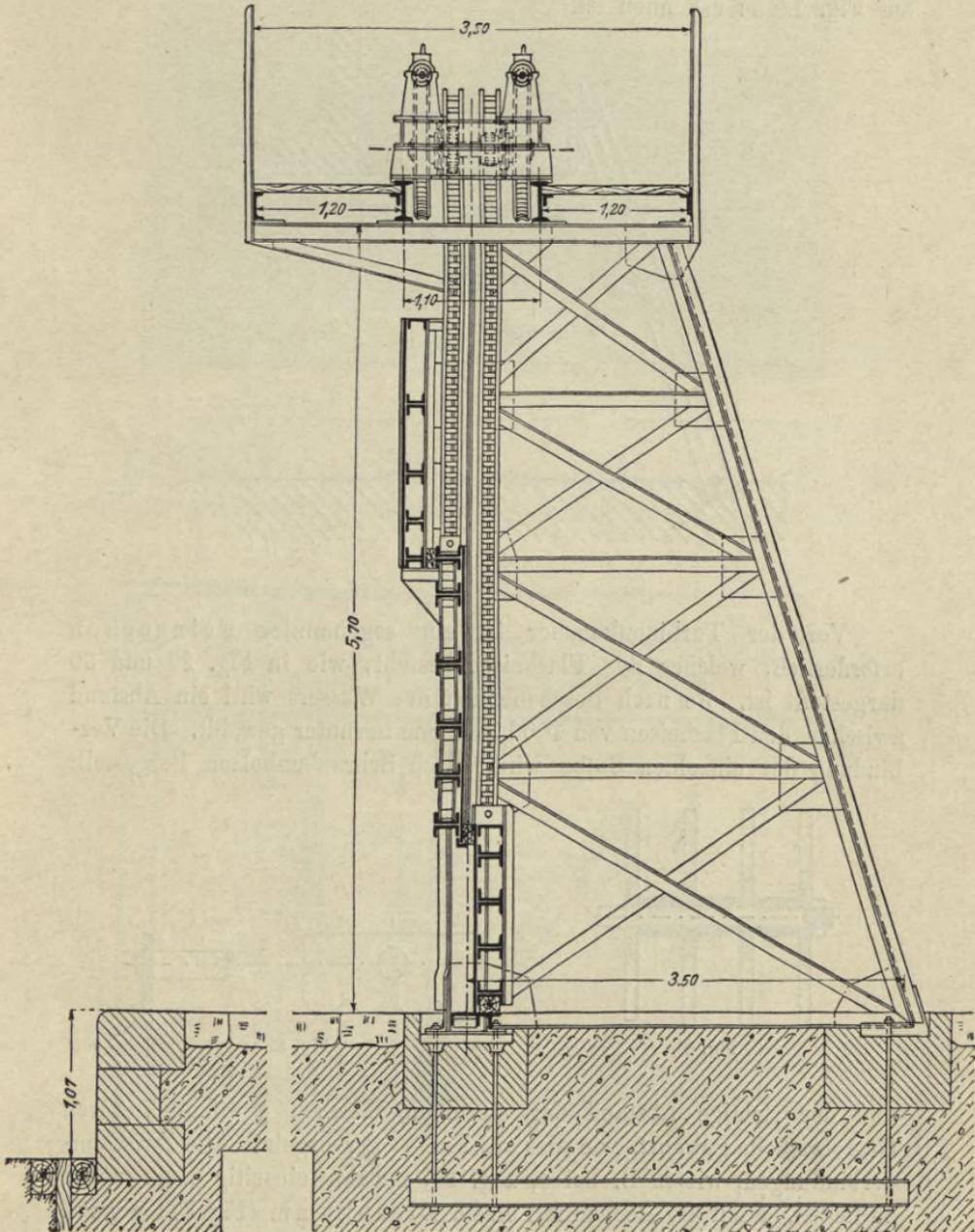


Fig. 28.

Haupteinlaßschütze beim Elektrizitätswerk Wangen a. Aare (Aargau). (5 Tafeln von je 5 m Breite.) Oberkanal 8,5 m lang. $H = 8,4$ m. 7 Turbinen von je 1500 P. S.

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 $30 \div 50$ cm eingerammt sind. Mitunter wird dieser Rechen durch eine schwimmende Gitterkonstruktion ersetzt, wie z. B. auf Fig. 11 zu erkennen ist.

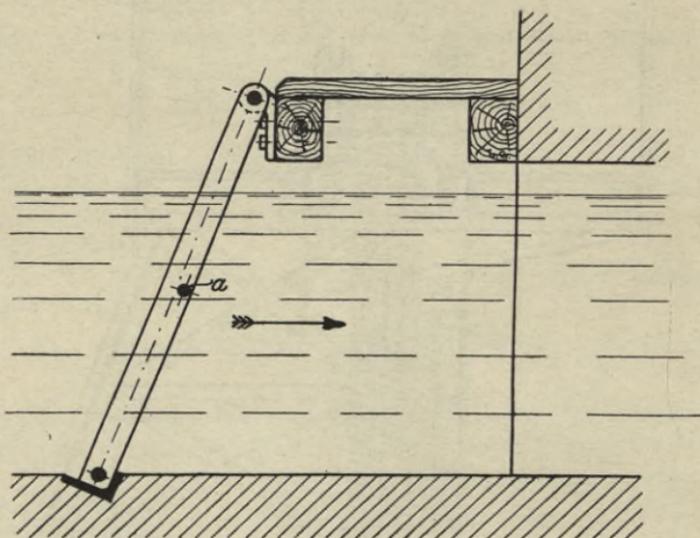


Fig. 29.

Vor der Turbinenkammer ist ein sogenannter Feinrechen erforderlich, welcher aus Flacheisen besteht, wie in Fig. 29 und 30 dargestellt 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 hergestellt

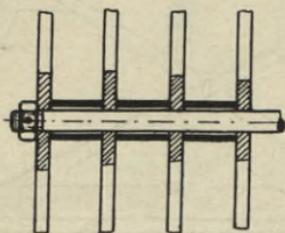


Fig. 30.

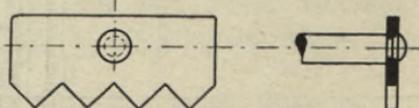


Fig. 31.

und der richtige Abstand der einzelnen Maschen gewöhnlich durch Gasrohrstücke gewahrt, wie dies aus Fig. 30 hervorgeht. Alle Zwischenverbindungen, wie z. B. bei *a*, Fig. 29, müssen einseitig nach unten zu liegen, damit der Rechen mit einem Blechkamm (Fig. 31) geputzt werden kann, was besonders bei engen Rechen häufig zu geschehen hat. Wie wichtig das fortwährende Reinigen ist, geht aus dem Umstande hervor, daß Anlagen, welchen meist nur verunreinigtes Wasser zur

Verfügung steht, manchmal Rechen mit dauernder mechanischer Reinigung erhalten, in einer Ausführung, wie sie z. B. durch Fig. 32 zur Darstellung gebracht ist.

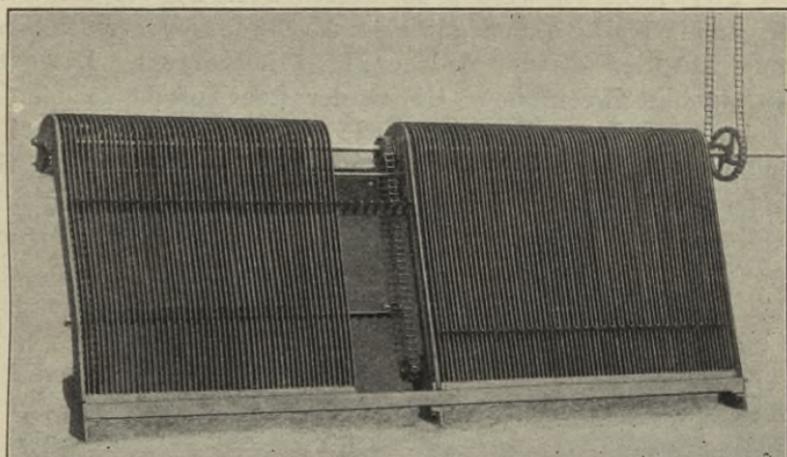


Fig. 32.

Die Berechnung der Rechen hat auf Biegung zu erfolgen, da dieselben sich immerhin zusetzen können und dann eine dichte Wand

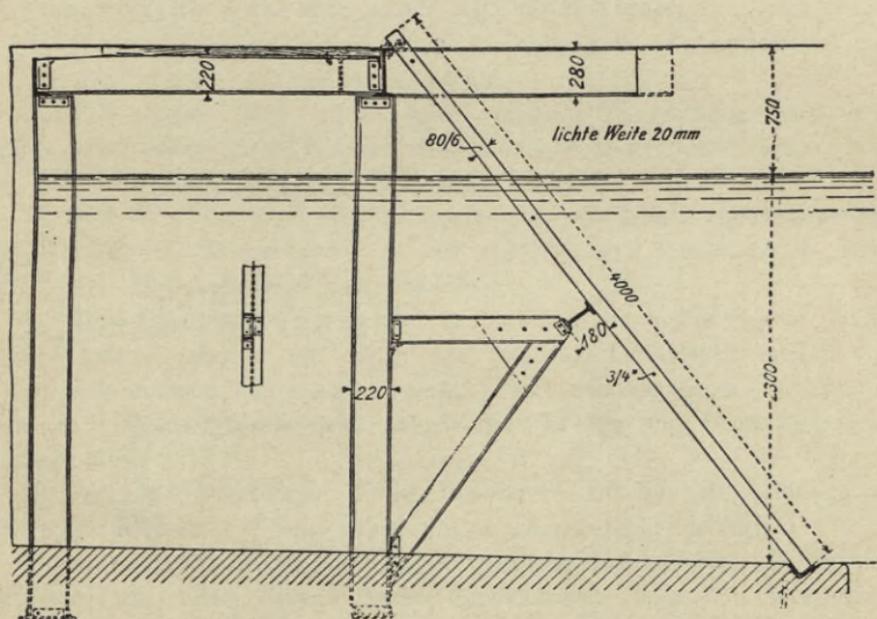


Fig. 33.

bilden würden. Die Belastung ist in derselben Weise dann aufzutragen, wie bei den Schützentafeln durch Fig. 26 erläutert war. Rechen von großer Bauhöhe erhalten mit Rücksicht auf diese, unter Umständen

sehr große Belastung eine Zwischenkonstruktion, wie in Fig. 33 beispielsweise gezeigt ist. Es ist dies der Feinrechen für die früher erwähnte Kraftanlage in Jajce.

Die Feinrechen werden am besten schräg vor der Turbinenkammer, und zwar in einem gewissen Abstände vor der Einlaßschütze eingebaut, wie dies aus der Anlage Fig. 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.

Zweites Kapitel.

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 (Kap. VII), kommt das Wasser in Turbinen dadurch zur Wirkung, daß es in sogenannten Leitrad-schaukeln eine bestimmte Richtung und Geschwindigkeit erhält, dann aber in den Schaufeln des Laufrades aus dieser Richtung abgelenkt wird (s. hierüber unter Abschnitt 6 und 7).

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

1. Jede gegebene Gefällhöhe (und jede vorhandene Wassermenge) muß 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. Die Welle muß sowohl horizontal wie auch vertikal gelagert werden können, je nachdem es der unmittelbare Anschluß an Triebwerke oder Dynamomaschinen erfordert.

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

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

6. Alle ihre wichtigen Teile, besonders die zur Regulierung und Lagerung, müssen gut von allen Seiten zugänglich sein.

Betrachten wir in der Folge die verschiedenen Arten der Wasserkraftmaschinen nach diesen sechs Forderungen hier, so werden wir leicht erkennen, daß einige Turbinen denselben in hohem Maße genügen, daß aber Wasserräder durchaus ungeeignet sind, besonders wegen ihrer Schwerfälligkeit. Sie genügen nicht einem der aufgezählten Punkte. In der Regel haben sie einen schlechten Nutzeffekt; sie sind aber, falls derselbe gesteigert und eine Regulierung angebracht werden soll, teurer als Turbinen.

Einteilung der Turbinen.

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

- Achsialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in Achsenrichtung) (Fig. 34);
- Radialturbinen (Beaufschlagung des Laufrades in radialer Richtung, Ausfluß jedoch beliebig) (Fig. 35).

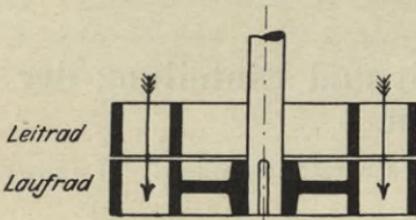


Fig. 34.

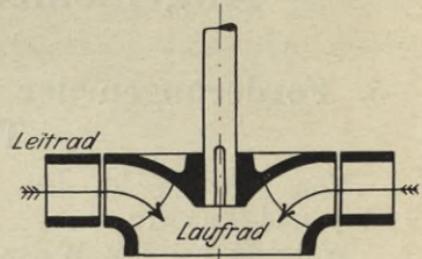


Fig. 35.

In bezug auf die Wirkungsweise des Wassers unterscheidet man dagegen:

- Reaktions- oder Überdruckturbinen;
- Strahl-, Druck- oder Aktionsturbinen.

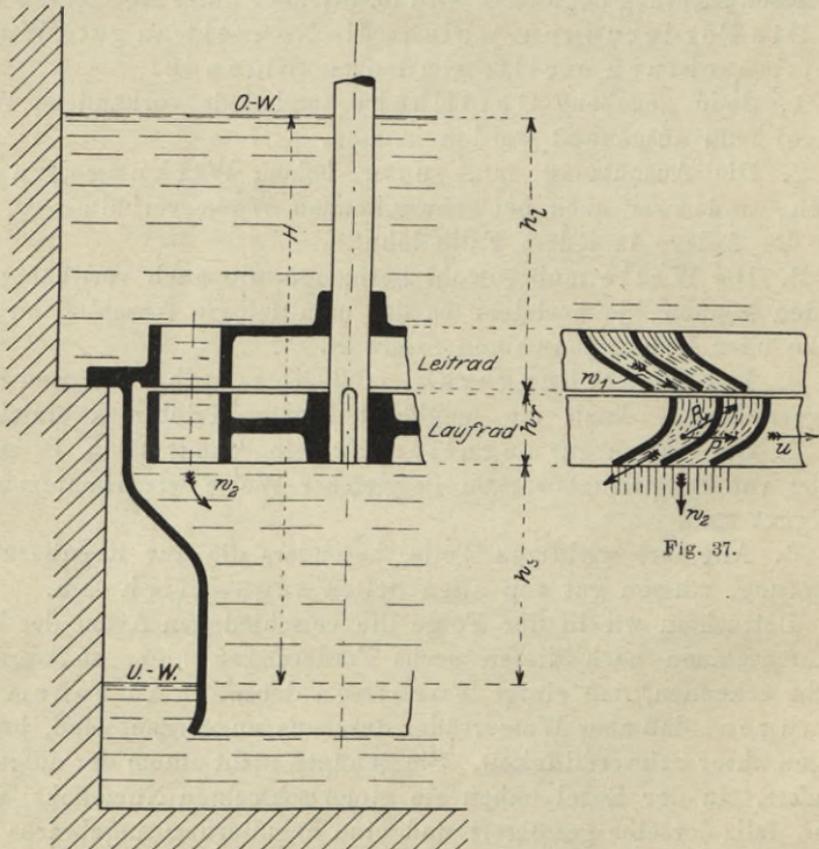


Fig. 36.

Fig. 37.

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

Reaktions- oder Überdruck-turbine.

Hierzu Fig. 36, 37 (S. 28).

1. Am Spalt zwischen Leitrad und Laufrad herrscht ein bestimmter Überdruck h_1 , während unter dem Laufrade ein wesentlich kleinerer Druck auftritt.

2. Beim Austritt des Wassers aus den Leitrad-schaufeln tritt somit eine Gleichung auf von der Form:

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

d. h. neben kinetischer Energie besitzt das Wasser beim Übertritt in das Laufrad auch noch potentielle Energie. (Vgl. Abschnitt 7, A.)

3. Bei Bewegung des Wassers durch die Schaufelkammern des Laufrades, welche hier vollständig mit Wasser angefüllt sind, tritt infolge des Überdrucks eine Beschleunigung auf. Es wird also noch in der Schaufel potentielle Energie in kinetische umgewandelt. Der austretende Wasserstrahl übt dann auf die Schaufelkammern eine „Reaktion“ R aus (Fig. 37), deren wagerechte Komponente P Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschn. 7, C.)

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

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

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

Strahl-, Druck- oder Aktions-turbine.

Hierzu Fig. 38, 39 (S. 30).

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

2. Beim Austritt des Wassers aus den Leitrad-schaufeln tritt somit eine Gleichung auf von der Form:

$$\frac{w_1^2}{2g} = h_l.$$

Das Wasser besitzt also beim Eintritt in das Laufrad lediglich kinetische Energie. (Vgl. Abschnitt 7, A.)

3. Ein freier Wasserstrahl fließt, die Schaufelrückwand nicht berührend, an den Laufrad-schaufeln entlang (Fig. 39), wird abgelenkt und äußert auf die Schaufelbleche selbst einen Ablenkungsdruck C („Aktion“) aus, welcher hier zur Umfangskraft wird. (Näheres s. Abschnitt 7, C.)

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_l . 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 den Fig. 36 und 38 waren je eine Reaktions- und Strahl-
turbine schematisch dargestellt. Bei der Betrachtung der Wasser-
bewegung ergibt sich nun folgendes:

Der Oberwasserkammer fließt durch einen seitlichen (hier nicht
angedeuteten) Zufluß ständig Wasser zu, der Abfluß aus der Unter-
wasserkammer erfolgt ebenfalls gleichförmig, so daß die Wasserspiegel auf
konstanter Höhe bleiben und auch die einzelnen Höhen H , h_l , h_a usw.

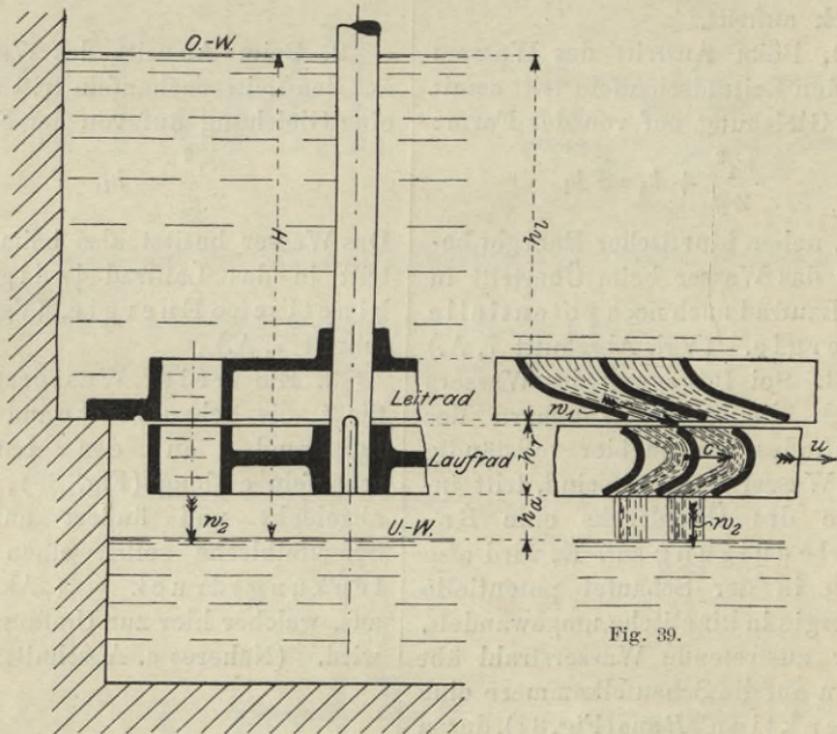


Fig. 39.

Fig. 38.

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_l im Leitrade
eine bestimmte Geschwindigkeit annehmen, die beim Austritt aus dem
Leitrade w_1 m pro sek betragen soll. Natürlich stellt w_1 eine absolute
Geschwindigkeit dar, und ihre Richtung fällt, wie Fig. 40, 41
zeigen, mit der Richtung der Leitschaufeln (δ_1) zusammen.

Mit w_1 strömt also das Wasser aus dem Leitrade, vor welchem
sich das Lauftrad, falls man den normalen Betrieb ins Auge faßt, hier mit
der Umfangsgeschwindigkeit u_1 vorbeibewegt. Beim Übertritt
des Wassers in das Lauftrad ergibt sich somit eine Relativ-
geschwindigkeit v_1 , die nach den grundlegenden Sätzen der
Mechanik durch Zerlegung der absoluten Geschwindigkeit w_1 in

zwei Komponenten u_1 und v_1 zu ermitteln ist. Soll der Übertritt des Wassers in das Laufrad „stoßfrei“ erfolgen (wie es auch stets von der Praxis verlangt wird), so muß nun v_1 in die Richtung des Schaufelbleches ($\sphericalangle \beta_1$) fallen (Fig. 40, 41).

Fällt dagegen v_1 nicht mit der Richtung der Schaufel zusammen, so erfolgt der „Eintritt unter Stoß“ wie folgt: Würde z. B. durch Entlastung der Turbine die Umlaufszahl steigen, d. h. also u_1' größer als normal werden, so ergibt sich aus dem Parallelogramm Fig. 42, 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

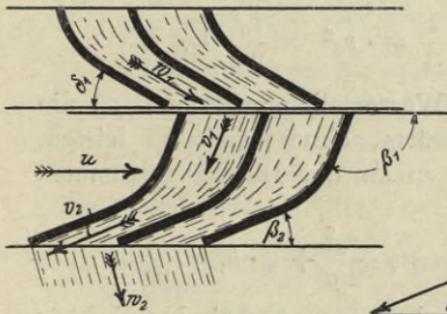


Fig. 40.

Fig. 41.

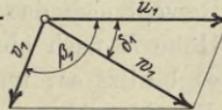


Fig. 42.

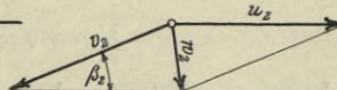
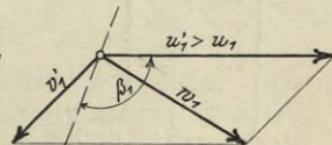


Fig. 43.

und eine weitere Turensteigerung kann nicht eintreten. Eine vollkommen entlastete Turbine, welche sich selbst überlassen bleibt, kann also nicht „durchgehen“, sondern höchstens eine Steigerung der Umlaufszahl auf das $1,8 \div 2$ fache erfahren.

Mit der Geschwindigkeit v_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 v_1 in Größe und Richtung, wodurch die Arbeitsfähigkeit des Wassers auf die Schaufel übertragen wird, wie später unter 7, C genauer gezeigt ist.

Beim Schaufelaustritt ergibt sich schließlich folgendes: Mit der Relativgeschwindigkeit v_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 (Fig. 43), so erhält man eine Resultierende w_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. — Näheres hierüber geben dann die späteren Abschnitte 8 und 17.

7. Die Arbeitsleistung des Wassers in den Turbinen.

A. Allgemeine Betrachtungen aus der Hydro-Dynamik.

1. Gegeben sei ein Gefäß Fig. 44, welches derart nachgefüllt wird, daß der Oberwasserspiegel stets in gleicher Höhe bleibt.

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 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 kinetische Energie 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 Gramm oder Kilogramm), 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 (potentielle Energie) ist ein solches der Bewegung (kinetische Energie) getreten.

2. Erfolgt der Ausfluß des Wassers nicht in die freie Atmosphäre, sondern nach Fig. 45 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 $v_0 \approx 0$) 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 Geschwindigkeits-

höhe $\frac{v^2}{2g}$ noch eine Druckhöhe h_1 auf. Es

wird also hier nicht das ganze Arbeitsvermögen in kinetische Energie umgesetzt, sondern es

besitzt das Wasserteilchen nach dem Ausfluß neben kinetischer noch potentielle Energie. Da es nämlich die Möglichkeit besäße, in einer kommunizierenden Röhre noch um h_1 m in die Höhe zu steigen, ohne

von seiner kinetischen Energie $\frac{v^2}{2g}$ etwas einzubüßen, so beträgt seine potentielle Energie nach dem Ausflusse h_1 mkg.

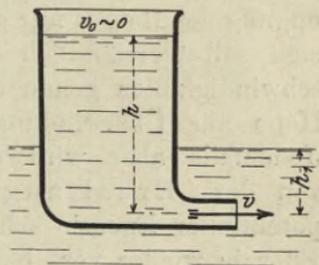


Fig. 45.

3. Gegeben sei ein Gefäß nach Fig. 46, an welches ein längeres, erst zylindrisches, dann konisches Ausflußrohr angesetzt ist. Denkt man sich auf diesem Rohr Glasröhrchen (Piezometer) aufgesetzt, so werden sich darin bestimmte Druckhöhen einstellen, die man als „dynamische“ bezeichnet. Man erhält alsdann unter Zugrundelegung der bisherigen Betrachtungen für das zylindrische Rohr:

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

für das konische Rohr an einem beliebigen Punkt:

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

für die Mündung:

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

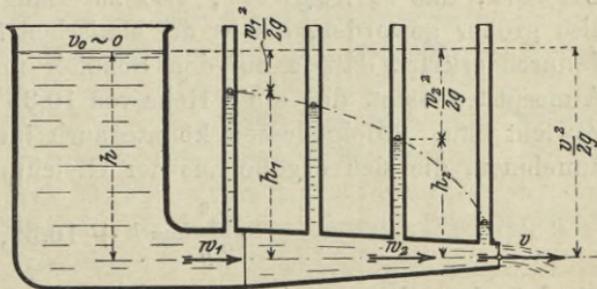


Fig. 46.

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 = kinetische Energie + potentielle Energie.

Der Verlauf der gestrichelten Kurve in Fig. 46 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 dynamische Höhen noch die Geschwindigkeiten genau ergeben, weil ein gewisser Teil der statischen Höhe zur Überwindung der Durchflußwiderstände verbraucht wird. Jedenfalls aber wird die Vorrichtung Fig. 46 den bekannten Satz von der „Erhaltung der Energie“ bestätigen, denn: was an potentieller Energie scheinbar verloren geht, findet sich in kinetischer Energie wieder vor, bzw. es wird zur Überwindung der Widerstände, also ebenfalls zu einer Arbeitsleistung verbraucht.

4. Wendet man das unter 3. gesagte auf den durch Fig. 47 gekennzeichneten Fall an, so erhält man auch hier wieder die Gleichungen:

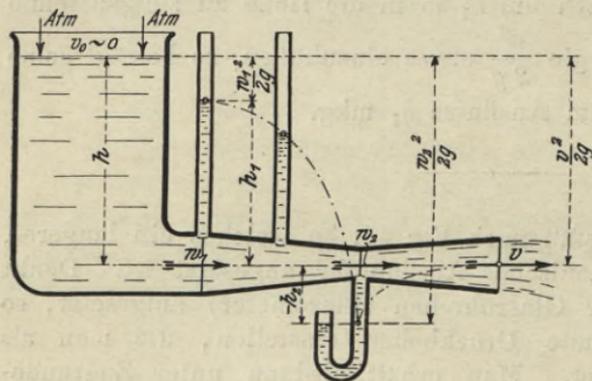


Fig. 47.

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

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

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

Da nun aber infolge der Verengung des Rohres und nachfolgenden Erweiterung $w_2 > v$, so ergibt sich notgedrungen der

Umstand, 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

würden die Wasserfäden 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 kein negativer, sondern ein positiver Überdruck!

5. Betrachtet man schließlich eine Vorrichtung nach Fig. 48, und denkt man sich das Wasser durch die angesetzte senkrechte Abflußleitung herunterströmen, ohne daß es zunächst zur Arbeit gezwungen wird, so erhält man nach vorhergehendem:

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

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

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

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

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

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

Zwischen den Punkten a und b werde nun aber dem Wasser durch Strahlableitung in einem Schaufelrade (gemäß den Fig. 36, 37) ein bestimmter Teil seiner Arbeitsfähigkeit entzogen, der, auf die Gewichtseinheit bezogen, A_1 betragen möge. Die Gleichung bei b geht dann in die Form über:

$$h_l + h_r = A_1 + \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

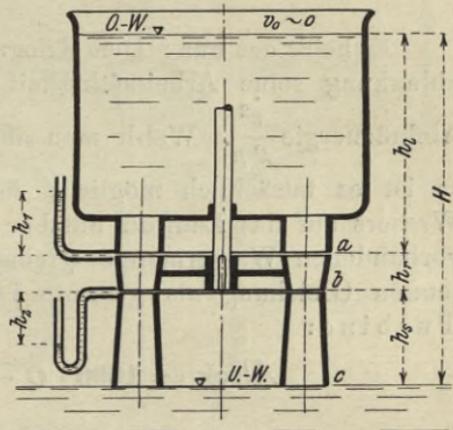


Fig. 48.

und es wird somit:

$$A_1 = h_l + h_r - \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2g} \right).$$

Da nun schließlich aus den früheren Gleichungen bei b und c gesetzt werden kann:

$$\frac{w_2^2}{2g} + h_2 = \frac{v^2}{2g} - h_s,$$

so ist auch:

$$A_1 = (h_l + h_r + h_s) - \frac{v^2}{2g}$$

oder:

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

Es heißt das nun: Dem Kilogramm Wasser kann ideell durch Strahl-
ablenkung seine Arbeitsfähigkeit H entzogen werden bis auf seine
Abflußenergie $\frac{v^2}{2g}$. Wählt man aber letztere möglichst klein (s. später),
so ist es tatsächlich möglich, fast die gesamte Arbeitsfähigkeit des
Wassers auf das Laufrad nutzbar zu übertragen. Bei Einführung der
vorhandenen Wassermenge Q cbm pro Sekunde erhält man aus der
letzten Gleichung als gesamte ideelle Arbeitsleistung einer
Turbine:

$$A/\text{sek} = 1000 \cdot Q \cdot \left(H - \frac{v^2}{2g} \right) \text{ mkg/sek},$$

worin der bekannte Satz der Mechanik enthalten ist, daß mechanische
Arbeit sich aus der Differenz der Energien ergibt.

B. Die Turbinenhauptgleichung.

In den Fig. 49, 50 ist eine radiale Reaktionsturbine (sogenannte
Francisturbine) 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 w_1 ,
aus dem Laufrade dagegen w_2 . Mit dieser Geschwindigkeit strömt das
Wasser in das Saugrohr, während es letzteres verläßt mit einer Ge-
schwindigkeit w_3 . Nach Abschnitt 7 A ergibt sich nun für den Leit-
radaustritt (entsprechend Punkt a , Fig. 48) die Gleichung:

$$(Gl. 1) \quad h_l = \frac{w_1^2}{2g} + h_1$$

und für den Laufradaustritt:

$$(Gl. 2) \quad h_l + h_r = A_1 + \frac{w_2^2}{2g} + h_2.$$

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

$$(Gl. 3) \quad A_1 = \left(\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} \right) + (h_1 - h_2 + h_r),$$

worin das erste Glied die auf das Laufrad übertragbare kinetische Energie bedeutet, dagegen $(h_1 - h_2 + h_r)$ den gesamten Überdruck (bzw. die gesamte, noch zur Verfügung stehende potentielle Energie) zwischen Laufradeintritt und -austritt darstellt.

Dieser Überdruck wird nun dazu verwendet, um das Wasser im Laufrade von v_1 auf v_2 zu beschleunigen, um also die

Geschwindigkeitshöhe (bzw. die kinetische Energie) zu vergrößern um den Betrag

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

In welcher Weise hierdurch die Arbeitsübertragung auf das Laufrad erfolgt, ist im folgenden Abschnitt: „Reaktion und Aktion“ gezeigt. — Außerdem 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 (Fig. 51) mit Wasser gefüllt, so würde sich infolge der Rotation der Turbine allein (ohne Berücksichtigung der übrigen Strömungs- und Druckverhältnisse) außen eine Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, innen eine solche von $\frac{u_2^2}{2g}$ einstellen, also ein Überdruck von

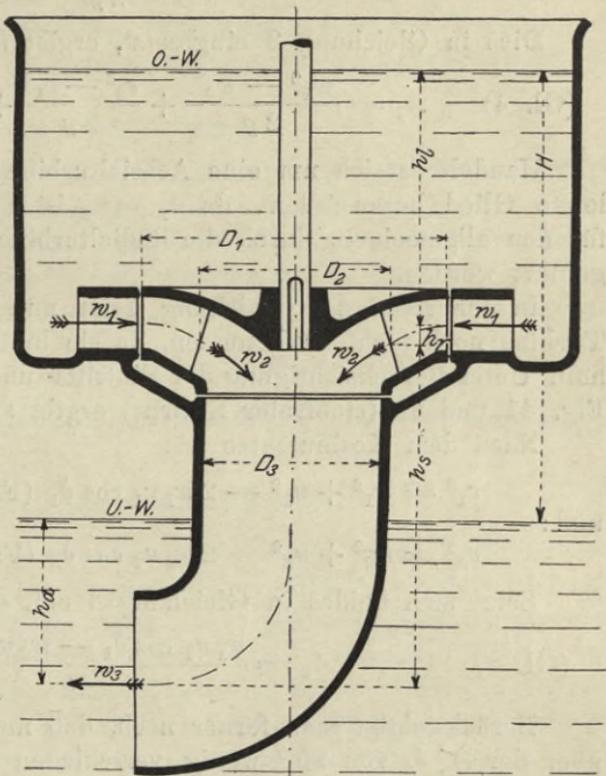


Fig. 49.

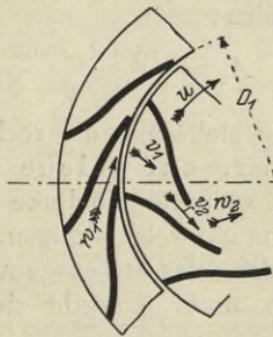


Fig. 50.

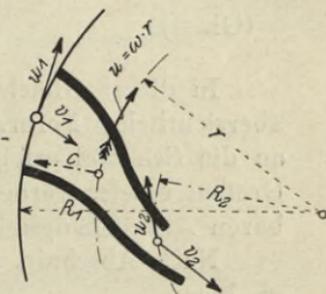


Fig. 51.

$\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$ auftreten, dem ein gleicher Druck entgegenzusetzen ist.

Es ist somit:

$$h_1 - h_2 + h_r = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}.$$

Dies in Gleichung 3 eingesetzt, ergibt dann:

$$(Gl. 4) \quad A_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

Handelt es sich um eine Achsialturbine, 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 Fig. 41 und 43 (stoßfreier Eintritt) ergibt sich aber weiter folgendes:

Nach dem Kosinussatze ist:

$$v_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2w_1u_1 \cos \delta_1 \quad (\text{Fig. 41})$$

und:

$$v_2^2 = w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u_2 \cos \delta_2 \quad (\text{Fig. 43 bzw. Fig. 58 später}).$$

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

$$(Gl. 5) \quad A_1 = \frac{w_1u_1 \cos \delta_1 - w_2u_2 \cos \delta_2}{g}.$$

Berücksichtigt man ferner noch, daß meistens $u_2 \perp w_2$ steht bzw. aber der $\sphericalangle \delta_2$ von 90° wenig verschieden ist (vgl. Abschnitt 8), so kann in der Regel das zweite Glied der Gleichung 5 vernachlässigt werden, und es ergibt sich:

$$(Gl. 6) \quad A_1 = \frac{w_1 \cdot u_1 \cdot \cos \delta_1}{g}.$$

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 A unter 5 ergibt sich bei Ersatz von v durch w_3 hier:

$$A_1 = H - \frac{w_3^2}{2g},$$

wodurch dargestellt war, was ideell von der gesamten Arbeitsfähigkeit H eines Kilogramm Wassers ausgenutzt werden könnte. Um aber die effektiv mögliche Ausnutzung zu erhalten, hat man außer dem Austrittsverluste $\frac{w_3^2}{2g}$ noch alle Leitungs- und Reibungsverluste

$(\rho \cdot H)$ innerhalb der Turbine zu berücksichtigen, so daß man eine Gleichung erhält von der Form:

$$A_1 = H - \rho \cdot H - \frac{w_3^2}{2g}.$$

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

$$\varepsilon = 0,8 \div 0,82$$

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 6 die sogenannte „**Turbinen-Hauptgleichung**“

$$(Gl. 7) \quad w_1 u_1 \cdot \cos \delta_1 = \varepsilon \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichung muß bei der Berechnung einer Turbine stets erfüllt sein, wie im folgenden Kapitel bei den Überdruckturbinen noch weiter ausgeführt werden wird. Sie gilt aber auch in gleicher Weise für Strahlurbinen, denn wenn auch kein Überdruck zwischen Laufradeintritt und -austritt herrscht, so treten doch im Grunde dieselben Gleichungen auf, wie es hier für den allgemeineren Fall, die Überdruckturbine, erörtert war. Die Turbinenhauptgleichung gilt also für alle Turbinenarten! —

Vielfach wird diese Hauptgleichung noch etwas umgeformt, was ihre praktische Benutzung unter Umständen vereinfacht. Es ist nämlich, wie aus Fig. 41 entwickelt werden kann, nach dem Sinussatz:

$$\frac{w_1}{u_1} = \frac{\sin(180 - \beta_1)}{\sin(\beta_1 - \delta_1)}$$

und daraus:

$$w_1 = \frac{u_1 \cdot \sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)} = u_1 \cdot \frac{1}{\cos \delta_1 - \sin \delta_1 \cdot \cotg \beta_1}.$$

Setzt man dies unter geringer Umformung in Gleichung 7 ein, so erhält man die Gleichung:

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{g \cdot H \cdot \left(1 - \frac{\tg \delta_1}{\tg \beta_1}\right)},$$

welche also ebenfalls die Turbinenhauptgleichung verkörpert.

C. Begriff von „Reaktion“ und „Aktion“ des Wassers in Turbinen.

1. Die Reaktion des ausfließenden Wasserstrahles.

Gegeben sei zunächst ein ruhendes Gefäß nach Fig. 52, durch welches sekundlich eine Wassermenge Q cbm ständig hindurchströmt.

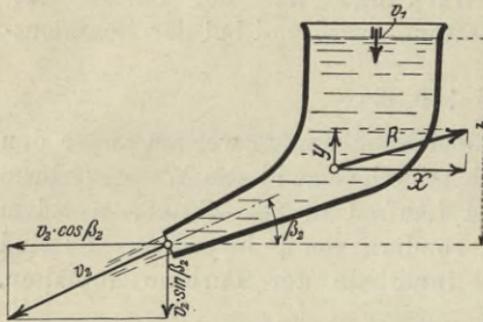


Fig. 52.

Die Eintrittsgeschwindigkeit sei v_1 , und zwar stehe sie vertikal. Nach Ablenkung ströme das Wasser mit v_2 aus dem Gefäße aus. Zur Beschleunigung des Wassers von v_1 auf v_2 ist natürlich eine bestimmte (hier vom statischen Druck herrührende) Kraft erforderlich, welche eine gleich große Gegenkraft, „Reaktion“ R , auf das Gefäß selbst ausüben muß. R läßt sich nun berechnen, wie folgt:

Bekanntlich ist:

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

oder auch:

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

Nun tritt zunächst in horizontaler Richtung eine Geschwindigkeitsänderung ein von 0 auf $v_2 \cdot \cos \beta_2$, während die in der Zeiteinheit zu beschleunigende Masse $\frac{1000 \cdot Q}{g}$ ist, da Q in cbm pro Sekunde ausgedrückt war. Es wird somit die zur Beschleunigung des Wassers in horizontaler Richtung erforderliche Kraft:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (v_2 \cdot \cos \beta_2 - 0),$$

und sie erzeugt eine gleich große Gegenkraft auf das Gefäß selbst:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot v_2 \cdot \cos \beta_2.$$

In senkrechter Richtung tritt ferner eine Geschwindigkeitsänderung auf von v_1 auf $v_2 \sin \beta_2$, so daß sich in gleicher Weise ergibt:

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} (v_2 \cdot \sin \beta_2 - v_1),$$

die je nach v_1 und v_2 entweder aufwärts (+) oder abwärts (−) gerichtet sein kann.

Die gesamte Reaktion R auf das Gefäß ergibt sich schließlich zu:

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

Ein eigentlicher Angriffspunkt dieser Reaktion besteht allerdings nicht.

Gegeben sei ferner ein der Schaufelkammer einer achsialen Reaktionsturbine ähnelndes Gefäß nach Fig. 53, welches mit einer Geschwindigkeit u geradlinig fortschreitet. Im Gegensatz zu Fig. 52 stehe die (relative) Eintrittsgeschwindigkeit v_1 unter einem beliebigen $\sphericalangle \beta_1$. Das Wasser ist nun in der Kammer wieder von v_1 auf v_2 zu beschleunigen, wozu eine (hier von dem gesamten Überdruck zwischen Kammerein- und -austritt herführende) Beschleunigungskraft erforderlich ist. Diese letztere erzeugt wiederum auf das Gefäß selbst eine gleich große Gegenkraft oder Reaktion R .

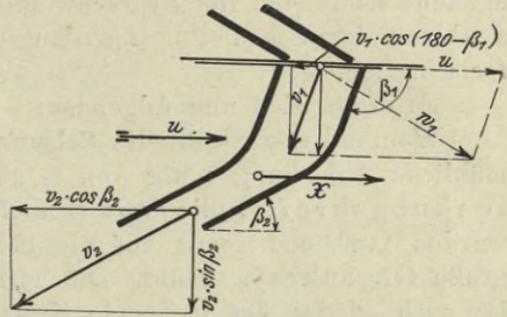


Fig. 53.

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 $v_1 \cdot \cos(180 - \beta_1) = -v_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $v_2 \cos \beta_2$ unten, so daß man erhält:-

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (v_2 \cos \beta_2 + v_1 \cos \beta_1).$$

Die auf das Gefäß übertragene Arbeitsleistung beträgt somit auch:

$$A/\text{sek} = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u (v_2 \cos \beta_2 + v_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

Da zwischen den hier erörterten Vorgängen und denen in einer Reaktionsturbine eine große Ähnlichkeit besteht, so ist es klar, daß auch die Turbinen-Hauptgleichung sich aus den aufgestellten Betrachtungen wird ableiten lassen. Jedoch ergeben sich dabei einige Schwierigkeiten für den allgemeinen Fall (Radialturbine), bei welchem die verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 berücksichtigt werden müssen. Eine genaue Ableitung auf diese Weise ist nur mit Hilfe der höheren Mathematik einwandfrei möglich, so daß hier darauf verzichtet werden muß.

2. Die „Aktion“ des Wasserstrahles. Besser: „Strahldruck“ oder „Ablenkungsdruck“.

Gegeben sei ein Gefäß Fig. 54, welches der Schaufelkammer einer „Strahlmaschine“ ähnelt. Die Kammer bewege sich mit der Geschwindigkeit u geradlinig fort, während aus einer Düse ständig die Wasser-

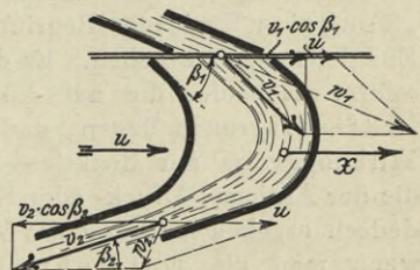


Fig. 54.

menge Q cbm pro Sekunde in einem Strahle gegen die vordere Schaufelfläche gelenkt wird. Die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus der Düse sei w_1 , und der Austritt erfolge unter dem $\sphericalangle \delta_1$. Bei dem nun folgenden „stoßfreien“ Übertritt in die Schaufelkammer entsteht somit eine Relativgeschwindigkeit v_1 , mit welcher der Wasserstrahl an dem Schaufelblech entlangströmt, während beide selbst mit u fortschreiten.

Es ergibt sich nun folgendes:

Während der Strahl die Schaufelkammer durchfließt, ist eine allmähliche Ablenkung nötig von v_1 auf v_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 $-v_1 \cdot \cos \beta_1$ oben auf $v_2 \cos \beta_2$ 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:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (v_2 \cos \beta_2 + v_1 \cos \beta_1)$$

erzeugt.

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

$$A/\text{sek} = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (v_2 \cdot \cos \beta_2 + v_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ mkg/sek.}$$

Diese Gleichung als Hauptgleichung der Strahlmaschine anzusprechen, ist aber aus dem vorhin angeführten Grunde auch hier nicht ohne weiteres möglich.

3. Folgerungen aus 1 und 2 auf die Turbinen.

Man erkennt aus diesen Betrachtungen, daß sowohl der Begriff „Reaktion“ wie der Begriff „Aktion“ genau gleiche Werte in den Endgleichungen ergeben. Es decken sich auch die beiden Begriffe insofern, als beiden die auf die Schaufelkammern ausgeübten Gegenkräfte zugrunde liegen, und man könnte daraus schließen, daß die Wirkungsweise der Reaktions- oder Überdruckturbinen einerseits und die der Aktions-, Druck- oder Strahlmaschinen andererseits die gleiche wäre. Jedoch ergeben sich erst die Verschiedenheiten zwischen beiden Arten, wenn man die Entstehung der Gegenkraft, also auch der Horizontalkomponente X betrachtet wie folgt:

Bei den **Überdruckturbinen** tritt infolge des Überdruckes zwischen Laufradeintritt und -austritt eine Beschleunigung von v_1 auf v_2 ein. Es ist also im wesentlichen hier eine „**Beschleunigungskraft**“ vorhanden, während die zur reinen Ablenkung des Wassers aus der Richtung v_1 in v_2 nötige Ablenkungskraft gering ist, da der Ablenkungswinkel nur einen verhältnismäßig kleinen Wert hat. Beide Kräfte erzeugen nun zusammen die Gegenkraft R bzw. deren Horizontal-komponente 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 v_1 annähernd beibehält, so daß $v_2 \cong v_1$ ist. Es tritt also hier lediglich eine „**Ablenkungskraft**“ auf, welche nur dadurch einen großen Wert erhalten kann, daß der Ablenkungswinkel ein großer wird, d. h. daß sowohl β_1 wie auch β_2 möglichst klein werden. Die hier auftretende Gegenkraft ist somit nichts weiter als die Zentrifugalkraft des mit einer Umfangsgeschwindigkeit v durch die Schaufelmulde fließenden Strahles, welche von diesem auf die Mulde direkt übertragen wird.

Die Bezeichnungen: „Reaktionsturbinen“ und gar: „Aktions-turbinen“ treffen aber nach vorstehender Betrachtung das Wesen dieser Turbinen nur sehr mangelhaft und wären daher besser ganz zu vermeiden.

Drittes Kapitel.
Überdruckturbinen.
 Allgemeines.

8. Wahl der Schaufelwinkel, Geschwindigkeiten usw. bei Überdruckturbinen.

A. Am Leitradaustritt bzw. Eintritt ins Laufrad.

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

$$w_1 \cdot u_1 \cdot \cos \delta_1 = \varepsilon \cdot g \cdot H,$$

welche auch, wie erwähnt, in der Form benutzt wird:

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{gH \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)}.$$

Bei den Überdruckturbinen wird nun der Eintrittswinkel in das Laufrad zunächst festgelegt, und zwar findet man in der Regel

$\sphericalangle \beta_1 = 80^\circ \div 120^\circ$. Wesentlich kleinere sowie größere $\sphericalangle \beta_1$ geben nämlich leicht ungünstige Strömungsverhältnisse im Laufrad. In praktischen Ausführungen geht man aber trotzdem herunter bis auf $\beta_1 = 45^\circ$ bei sogenannten „Langsamläufern“ (kleinstes u_1) und herauf bis auf $\beta_1 = 135^\circ$ bei sogenannten „Schnelläufern“ (größtes u_1). — Man hat es also in der Hand, die Größen w_1 , u_1 , β_1 oder δ_1 in bestimmten Grenzen beliebig zu wählen, wobei aber natürlich die Hauptgleichung sowohl wie das Geschwindigkeitsparallelogramm (Fig. 55) nicht außer acht gelassen werden dürfen.

Bei einer sogenannten „normallaufenden“ Überdruckturbine wählt man: $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$, d. h. also die Schaufel des Laufrades beim Eintritt senkrecht zum Kranze stehend, wie in Fig. 56 dargestellt ist. Es sind in dieser Figur die Begrenzungslinien des Kranzes horizontal als gerade Linien gezeichnet. Man behält diese Darstellungsweise, wie später im Berechnungsbeispiel Abschnitt 11 gezeigt wird, auch bei Radialturbinen (also bei gebogenem Kranze) bei und muß nur, wie

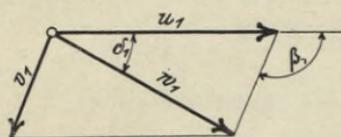


Fig. 55.

dort hervorgeht, nachher bei der Schaufelkonstruktion diesem Um-
stande Rechnung tragen.

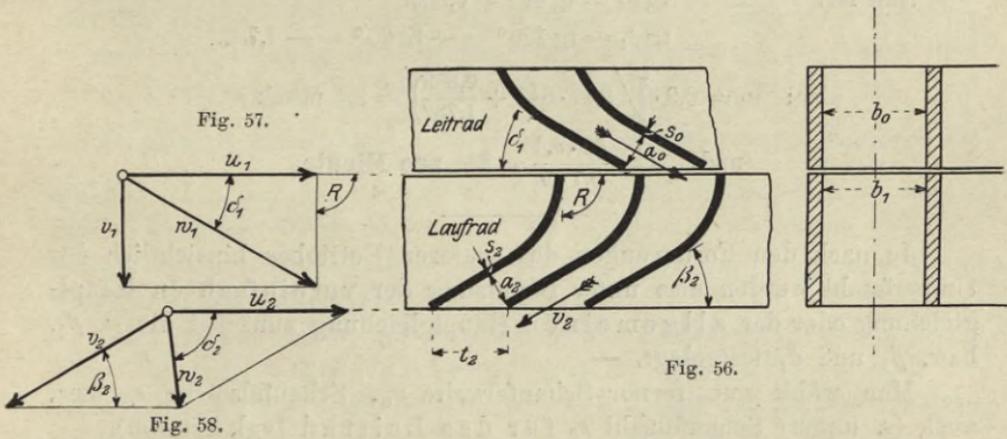
Setzt man nun $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$, so erhält man $w_1 = \frac{u_1}{\cos \delta_1}$, und dies
in die Hauptgleichung eingesetzt, ergibt:

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon \cdot \sqrt{g \cdot H}}$$

oder, falls $\varepsilon = 0,81$ gewählt wird:

$$u_1 = 0,9 \cdot \sqrt{g \cdot H}.$$

Es stellt dies die vereinfachte Hauptgleichung für „normal-
laufende“ Überdruckturbinen dar. Für eine gegebene Ge-



fällhöhe H liegt hierfür also stets die Umfangsgeschwindigkeit u_1 fest,
und somit auch bei einem angenommenen Laufraddurchmesser D_1
(s. z. B. Abschnitt 11 b) die Umdrehungszahl:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} \text{ pro Minute.}$$

Eine Steigerung dieser Umdrehungszahl ist dann möglich:

1. durch Wahl eines möglichst kleinen D_1 (s. Abschnitt 10, Schnellläufer);
2. durch Wahl anderer (größerer) Winkel β_1 und δ_1 , wobei dann aber selbstverständlich wiederum die allgemeine Hauptgleichung anzuwenden ist.

Durch entgegengesetzte Maßnahmen würde sich dagegen eine Verringerung der Umlaufzahl erzielen lassen (Langsamläufer).

Beispiele: Welche Umdrehungszahlen kann eine Überdruckturbinen erhalten, welcher ein nutzbares Gefälle von $H = 6$ m zur Verfügung steht:

- a) bei Anwendung eines „normallaufenden“ Laufrades von $D_1 = 1200$ mm Φ ,
- b) bei Anwendung eines „normal“ ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$) ausgeführten Schnellläufers von $D_1 = 700$ mm Φ ,
- c) bei Anwendung eines Schnellläufers von $D_1 = 700$ mm Φ , aber mit Schaufelwinkeln $\beta_1 = 120^\circ$, $\delta_1 = 40^\circ$.

Zu a) Es ist hier: $u_1 = 0,9 \cdot \sqrt{9,81 \cdot 6}$

$$u_1 = 6,9 \text{ m/sek,}$$

$$\text{also: } n = \frac{60 \cdot 6,9}{1,2 \cdot \pi} = 110 \text{ pro Minute.}$$

Zu b) $u = 6,9$ wie bei a,

$$\text{also: } n = \frac{60 \cdot 6,9}{0,7 \cdot \pi} = 188 \text{ pro Minute.}$$

Zu c) Hier gilt: $w_1 \cdot u_1 \cos \delta = \varepsilon \cdot g \cdot H$

bzw. auch:

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon \cdot \sqrt{gH} \cdot \left(1 - \frac{\text{tg } \delta_1}{\text{tg } \beta_1}\right)}.$$

Nun ist: $\text{tg } \delta_1 = \text{tg } 40^\circ = 0,839$

$$\text{tg } \beta_1 = \text{tg } 120^\circ = -\text{tg } 60^\circ = -1,732,$$

$$\text{also: } u_1 = 0,9 \cdot \sqrt{9,81 \cdot 6 \left(1 + \frac{0,839}{1,732}\right)} = 8,4 \text{ m/sek}$$

$$\text{und: } n = \frac{60 \cdot 8,4}{0,7 \cdot \pi} = 230 \text{ pro Minute.}$$

Je nach den Forderungen des späteren Betriebes hinsichtlich der Umlaufzahl werden also unter Benutzung der vereinfachten Hauptgleichung oder der allgemeinen Hauptgleichung zunächst die $\sphericalangle \beta_1$, bzw. β_1 und δ_1 festgelegt. —

Man wählt nun ferner Schaufelweite a_0 , Schaufelstärke s_0 bzw. auch (s. unten) Schaufelzahl z_0 für das Leitrad (vgl. Fig. 56).

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

Die Schaufelstärke schwankt zwischen 5 bis 10 mm, je nach Größe. Die Schaufel ist meist aus Stahlblech gepreßt und in den Kranz eingegossen, manchmal aus Gußeisen bzw. Stahlguß.

Die Schaufelzahl 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.

Ist $\sphericalangle \delta_1$ gegeben, so ergibt sich beim Aufzeichnen der Schaufel (Fig. 56) bei angenommenem a_0 die Teilung t_0 und daraus bei bekanntem Leitraddurchmesser die Schaufelzahl z_0 .

Ist $\sphericalangle \delta_1$ nicht gegeben, so wählt man am besten die Schaufelzahl z_0 nach den vorhin genannten Rücksichten. Aus dieser ergibt sich bei angenommenem Leitraddurchmesser die Teilung t_0 und dann aus t_0 , sowie gewählten a_0 und s_0 , graphisch der $\sphericalangle \delta_1$, wie ebenfalls aus Fig. 56 hervorgeht.

Das Eintrittsparallelogramm (Fig. 57 bzw. 55) wird nunmehr aufgezeichnet, und man ermittelt daraus die Geschwindigkeit w_1 , mit der

das Wasser aus den Leitrad-schaukeln strömen soll. Die Breite b_0 des Leitrades erhält man schließlich aus der Gleichung:

$$\text{sekundliche Wassermenge } Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot w_1.$$

(Näheres hierüber siehe im Beispiel Abschnitt 11.)

B. Am Austritt aus der Laufradschaukel.

Wie aus Abschnitt 6 hervorging, strömt das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit w_2 aus den Laufradschaukeln. Diese Geschwindigkeit soll dann auf dem weiteren Wege bis zum Unterwasser als gleichbleibend angesehen werden, so daß also auch die früher eingeführte Größe $w_3 = w_2$ gesetzt werden kann, wenn dies auch in Wirklichkeit nicht genau zutrifft (vgl. Abschnitt 11, f). Man wird natürlich darauf sehen, daß diese Geschwindigkeit keinen hohen Wert annimmt, weil die Größe $\frac{w_3^2}{2g}$ ja einen Verlust von der nutzbaren Gefällhöhe H bedeutet. Andererseits soll auch w_2 möglichst $\perp u_2$ stehen, damit unnötige Wirbelbildungen im Saugrohr vermieden werden. Jedoch würde eine zu kleine Geschwindigkeit w_2 einen großen Saugrohrquerschnitt erfordern.

Man nimmt daher zur Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit w_2 einen Verlust an Gefällhöhe von 3 bis 4 (bis 6) % an und berechnet hieraus w_2 . Sollen z. B. 4 % von H für den Abfluß verloren gehen, so wäre

$$w_2 \cong \sqrt{2g \cdot 0,04 \cdot H}.$$

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 11 b).

Die relative Austrittsgeschwindigkeit v_2 , mit der das Wasser aus der Laufradschaukel strömt, wird aus Zweckmäßigkeit entweder gleich der Umfangsgeschwindigkeit u_2 gewählt, so daß hier alle drei Geschwindigkeiten u_2 , v_2 , w_2 in ihrer Größe festliegen, oder es wird $w_2 \perp u_2$ angenommen. Man konstruiert alsdann das Geschwindigkeitsparallelogramm (Fig. 58) 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, wie in Fig. 56 gezeigt ist, 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 später aus dem Berechnungsbeispiel im Abschnitt 11.

9. Arten der Überdruckturbinen.

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

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

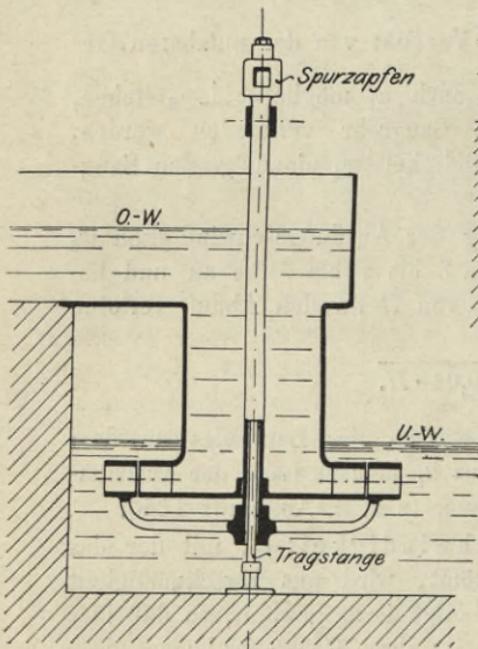


Fig. 59.
Fourneryon-Turbine.

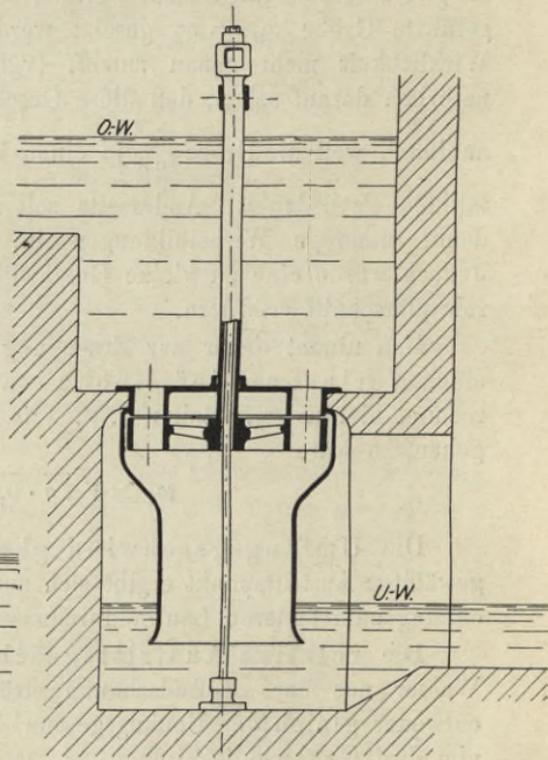


Fig. 60.
Henschel-Jonval-Turbine.

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.

Außer den Überdruckturbinen wurden allerdings auch die Strahlmaschinen in demselben Zeitabschnitte in verschiedenartigster Weise zur Ausführung gebracht. Doch deren sei später im Kapitel V nähere Erwähnung getan.

Die Fig. 59–61 stellen nun schematisch die wichtigsten Formen der Überdruckturbinen dar.

Die Fourneyron-Turbine (Fig. 59) ist, wie aus der Anordnung hervorgeht, eine Überdruckturbine, welche radial, jedoch von innen beaufschlagt wird. Das Leitrad sitzt also im Innern des Laufrades, so daß letzteres dadurch einen verhältnismäßig großen Durchmesser erhält und infolge seiner Lage im Unterwasser unzugänglich wird.

Die Henschel-Jonval-Turbine (Fig. 60) ist eine achsiale Überdruckturbine, bei welcher durch Anwendung eines Saugrohrs das Laufrad aus dem Unterwasser herausrückt, daher gegenüber der erstgenannten Anordnung zugänglicher wird.

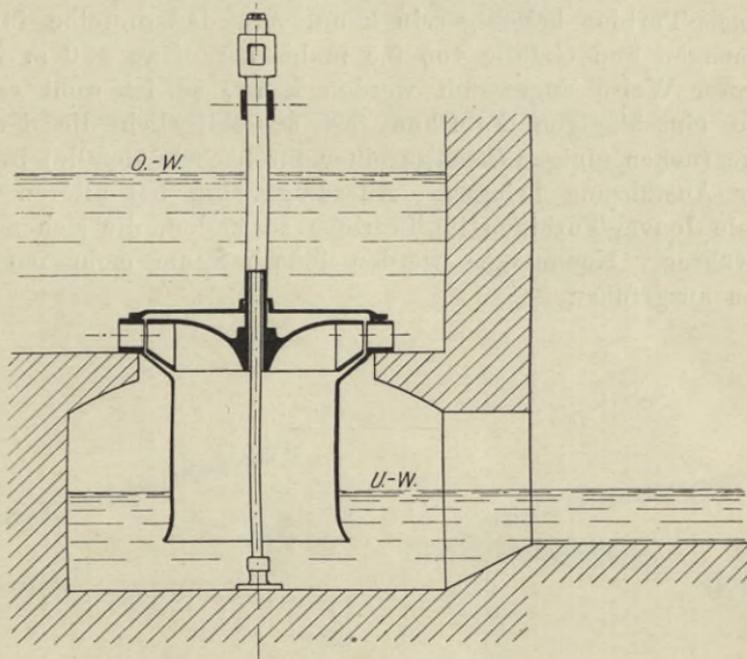


Fig. 61.
Francis-Turbine.

Die Francis-Turbine (Fig. 61) wird von außen beaufschlagt, und zwar, wie die Figur zeigt, wiederum in radialer Richtung, wenn auch das Wasser nach dem Verlassen der Laufradschaufeln oder wemöglich in denselben seine Richtung in die achsiale 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 am geeignetsten, 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 dadurch höher stellt als bei den anderen Formen. Dann sei noch vorweg der wesentliche Umstand erwähnt, daß sich bei keiner anderen Turbine eine so vollkommene Regulierung erzielen läßt, als sie bei der Francis-Turbine mit Hilfe der drehbaren Leitschaufeln möglich wird, wie später im Abschnitt 14 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 120 m in gleich vorteilhafter Weise angewandt werden kann, so ist wohl erklärlich, daß alle einschlägigen Fabriken fast ausschließlich die Francis-Turbine (neben einigen Strahlturbinen für höchste Gefälle) in neuerer Zeit zur Ausführung bringen. Allerdings sind bei älteren Anlagen noch viele Jonval-Turbinen im Betriebe zu finden, die sich auch ganz gut bewähren. Neuanlagen werden jedoch kaum mehr mit solchen Turbinen ausgeführt.

Viertes Kapitel.

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 Fig. 62 ÷ 65. Sie lassen erkennen, in welcher Weise der Laufraddurchmesser D_1 verkleinert worden ist, damit die Umdrehungszahl der Turbine möglichst hoch werden soll. (Saugrohr D_3 ist überall gleich groß gewählt.)

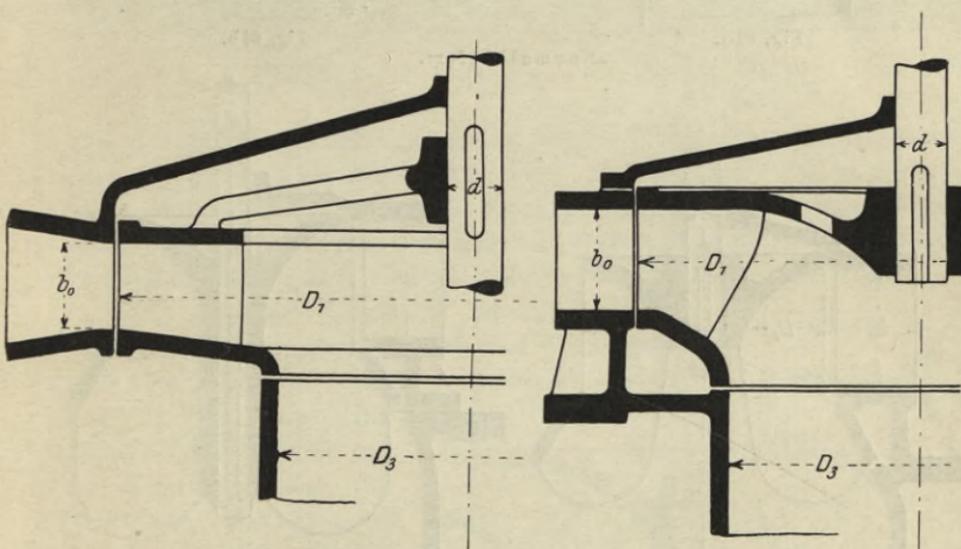


Fig. 62.

Fig. 63.

Die ursprüngliche Form ist in Fig. 62 angedeutet. Das Laufrad besteht aus einem Kranze von nahezu rechteckigem Querschnitt, der durch Arme an die Nabe angeschlossen ist.

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 Fig. 63, welche bis ungefähr vor fünfzehn Jahren in Deutschland die übliche und beste war.

Die moderne „normallaufende“ Francis-Turbine hat die Ausführungsformen Fig. 64 a oder b, und zwar wird dieselbe von allen

Fabriken in fast gleicher Gestalt nach dem Prinzip gebaut, daß der Laufraddurchmesser nur unwesentlich größer sein soll als der Saugrohrdurchmesser D_3 . Die Schauffelform ist hier natürlich komplizierter als bei den ersten Formen; die Begrenzung der Schaufel nach innen bildet die gezeichnete Kurve, die Austrittskurve.

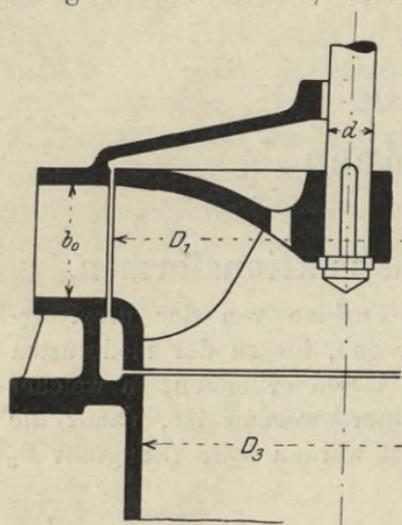


Fig. 64 a.

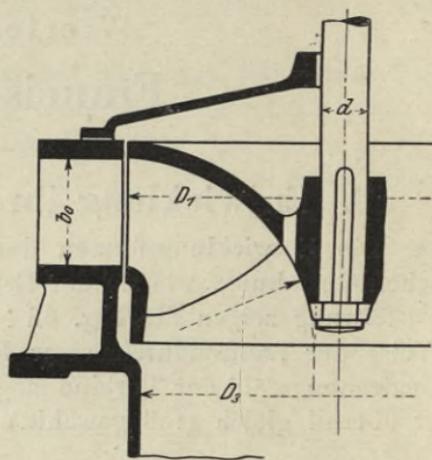


Fig. 64 b.

„Normaläufer“.

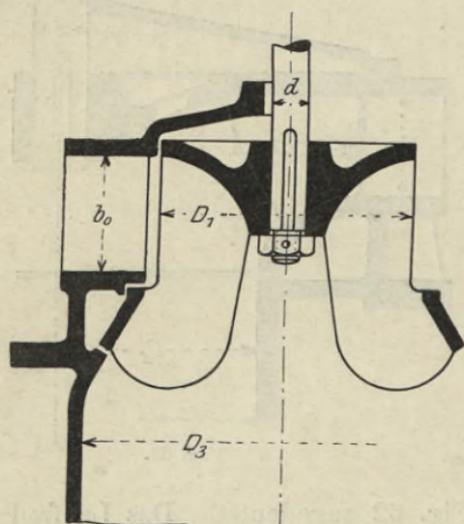


Fig. 65 a.

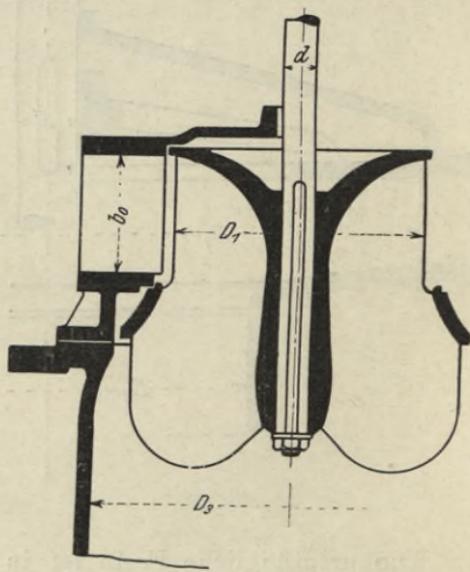


Fig. 65 b.

„Schnelläufer“.

Die höchste Umdrehungszahl erzielt man schließlich mit einer Turbine nach Ausführung Fig. 65 a oder b, dem sogenannten „Schnellläufer“. Im Vergleich mit Fig. 62 würde z. B. ein $\frac{1}{3}$ so großer Laufraddurchmesser, also eine dreimal so große Tourenzahl als dort erzielt werden, ja durch Wahl anderer Winkel β_1 und δ_1 (s. früher unter 8) ließe sich dieselbe noch weiter bedeutend vergrößern, allerdings unter

Beeinträchtigung des sonst guten Wirkungsgrades. Die Schaufelform wird hier natürlich noch unübersichtlicher; die Schaufeln selbst hängen taschenförmig aus dem Laufrad heraus. Während bei Ausführung Fig. 65 a etwas einfachere Kranzformen entstehen, sowie geringere Wasserreibung infolge des kurzen Kranzes auftritt, gestattet die Ausführung Fig. 65 b

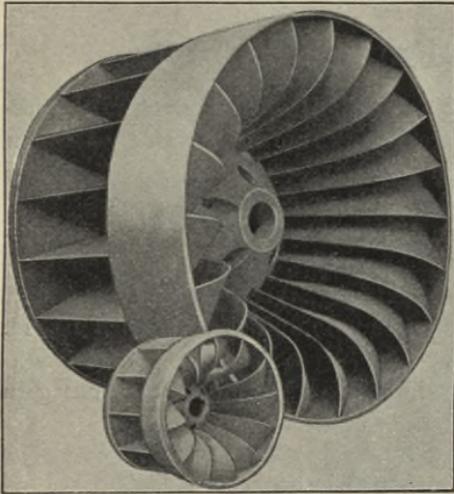


Fig. 66.

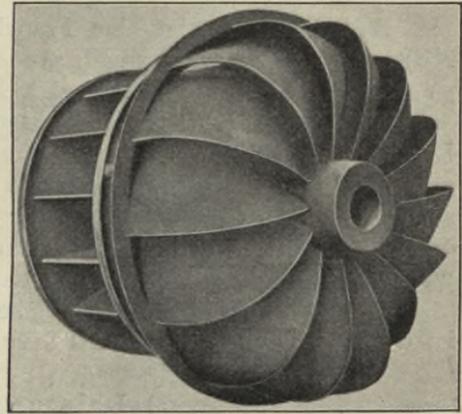


Fig. 67.

eine sichere Schaufelbefestigung und bessere Wasserführung (Ausführung nach Prof. Camerer, München). Der „Schnellläufer“ war in Amerika schon seit vielen Jahren in Anwendung, bevor er in Europa Eingang fand. Man nannte ihn dort Herkules- oder Samson-Turbine, welche Bezeichnungen auch jetzt noch teilweise üblich sind.

Die fertigen Laufräder moderner Francis-Turbinen sind in den Fig. 66 und 67 dargestellt, und zwar zeigt Fig. 66 das Normallaufrad, während Fig. 67 die Form eines Schnellläufers aufweist unter Zugrundelegung der Ausführung Fig. 65 b.

Bei großen Gefällhöhen findet schließlich auch eine Laufradform Anwendung, bei welcher, ent-

gegengesetzt den bisherigen Ausführungsformen, der Laufraddurchmesser möglichst groß gewählt wird. Es ist der „Langsamläufer“ Fig. 68, welcher verwendet wird, um die bei hohem Gefälle sonst sehr große Turenzahl herabzumindern.

Als Sonderkonstruktion sei außerdem hier die „Etagenturbine“ erwähnt, welche bei großer Wassermenge mitunter Anwendung findet. Es ist hierbei das Laufrad, um ihm die nötige Steifigkeit bei sehr

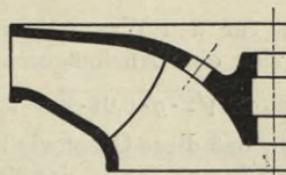


Fig. 68.

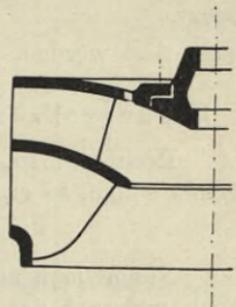


Fig. 69.

großen Dimensionen zu geben, in einzelne Etagen oder Kammern geteilt, wie dies z. B. in Fig. 69 dargestellt ist. Meistens werden jedoch neuerdings an Stelle solcher Laufräder mehrere nach Ausführung der Fig. 64 und 65 auf eine gemeinschaftliche Welle gesetzt. Letzteres ergibt dann die sogenannte Zwillings- und Doppelzwillingsanordnung, von welchen später die Rede ist.

11. Berechnung der Francis-Turbine.

Beispiel: Es ist eine Francisturbine nach Bauart Fig. 64 mit senkrechter Welle zu entwerfen für eine mittlere Wassermenge von $Q = 2 \text{ cbm}$ 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. (Vgl. hierzu die Anmerkung am Schlusse des Abschnitt 14, wonach regulierbare Turbinen vielfach nur für $\frac{3}{4} Q$ berechnet werden.)

Bezüglich der Berechnung selbst sei auf die früheren Ausführungen in den Abschnitten 1 und 8 verwiesen.

a) Leistung der Turbine.

Überschläglich gerechnet wird die Turbine jedenfalls

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

bei einem Wirkungsgrad von 75% leisten. Rechnet man jedoch mit einer vorteilhaften Ausführung derselben, so würde sich der Wirkungsgrad auf 80 ($\div 85$)% stellen, und dann könnte eine effektive Leistung von

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

oder

$$N_e = 170 \text{ P. S.}$$

garantiert werden.

b) Saugrohr- und Laufraddurchmesser sowie Umlaufszahl.

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

$$w_2 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,04 \cdot 8} = 2,5 \text{ m/sek.}$$

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

$$Q = \frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot w_2,$$

und es ergibt sich daraus

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

und somit

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

Gewählt daher

$$D_3 = 1050 \text{ mm } \phi.$$

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 w_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“:

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

Es sei hier demnach gewählt:

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

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 des Laufrades wird für die normallaufende Turbine ($\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$) gemäß den Ausführungen im Abschnitt 8:

$$u_1 = 0,9 \cdot \sqrt{g \cdot H} = 0,9 \cdot \sqrt{9,81 \cdot 8},$$

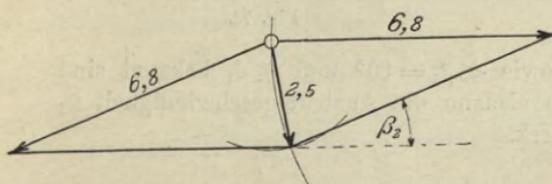
$$u_1 = 7,8 \text{ m/sek}$$

und somit die Umdrehungszahl:

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

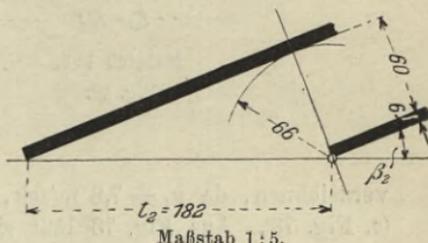
c) Schaufeln im Laufrade.

Für irgend einen 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. Fig. 64a). Das weitere ergibt später die unter 13 erörterte Schaufelkonstruktion.



1 cm = 2 m/sek.

Fig. 70.



Maßstab 1 : 5.

Fig. 71.

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 $v_2' = 6,8$ m/sek, ferner ist von früher bekannt $w_2 = 2,5$ m/sek (vgl. hierzu aber Abschnitt 8 B sowie 13 C).

Aus diesen drei Geschwindigkeiten wird das Parallelogramm nun konstruiert, wie es in Fig. 70 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 Fig. 71 angegeben ist, das

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

$$z_2 = \frac{D_3 \cdot \pi}{t_2'} = \frac{1050 \cdot \pi}{182} = 18,1.$$

Man wählt natürlich

$$z_2 = 18 \text{ Schaufeln,}$$

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

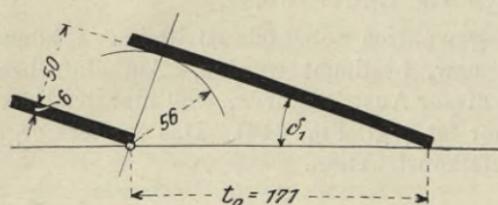
d) Schaufeln im Leitrade und Leitradbreite b_0 .

Hier werde gewählt: Schaufelweite $a_0 = 50$ mm (s. Abschnitt 8), Stärke $s_0 = 6$ mm, Zahl $z_0 = 22$.

Aus z_0 und einem angenommenen inneren Leitradradius $D_1' = 1202$ mm ergibt sich also auch die Schaufelteilung zu

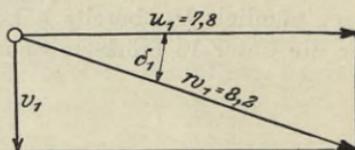
$$t_0 = \frac{D_1' \cdot \pi}{z_0} = \frac{1202 \cdot \pi}{22} = 171 \text{ mm.}$$

Man zeichnet alsdann maßstäblich, wie es in Fig. 72 dargestellt ist, das Ende einer Schaufelkammer auf und hat damit den $\sphericalangle \delta_1$ auf graphischem Wege ermittelt. Das Geschwindigkeitsparallelogramm läßt sich nun ebenfalls



Maßstab 1:5.

Fig. 72.



1 cm = 2 m/sek.

Fig. 73.

verzeichnen, da $u_1 = 7,8$ m/sek, sowie $\sphericalangle \beta_1 = 90^\circ$ und $\sphericalangle \delta_1$ bekannt sind (s. Fig. 73). Aus Fig. 73 läßt sich alsdann die Austrittsgeschwindigkeit w_1 abmessen. Man findet $w_1 = 8,2$ m/sek.

Aus der Gleichung

$$Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot w_1$$

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

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot w_1} = \frac{2}{22 \cdot 0,05 \cdot 8,2} = 0,22 \text{ m.}$$

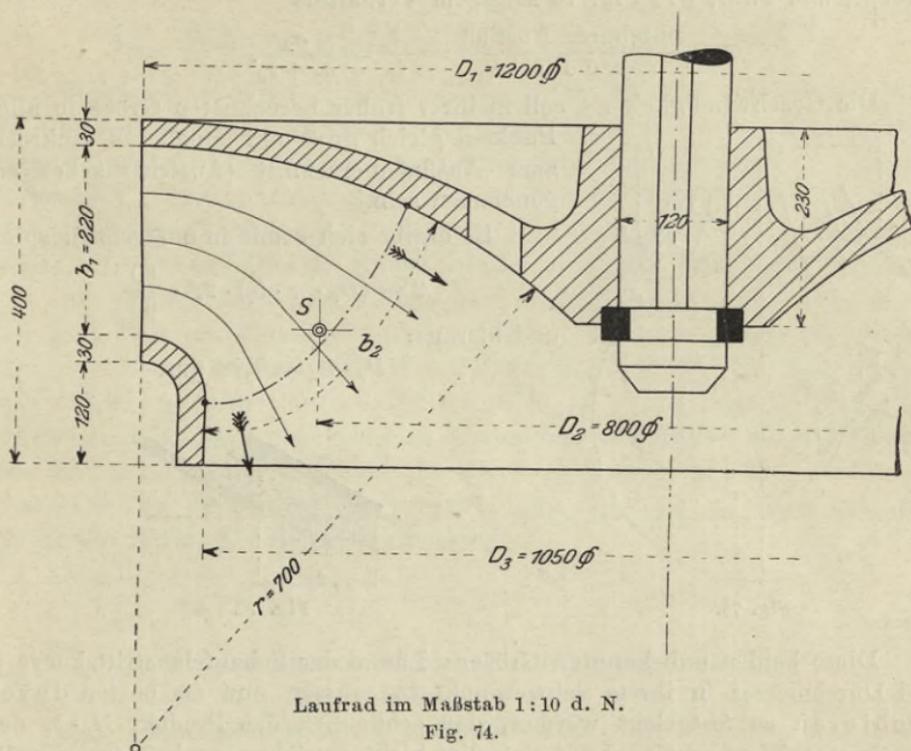
$$\text{Also } b_0 = 220 \text{ mm.}$$

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 Fig. 74 im Maßstab 1:10 der Naturgröße getan.

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 Figur zeigt, in Kreisbogenform ausgebildet. In demselben befinden sich nahe der Nabe 4÷6 Löcher von 60 mm ϕ . Diese haben den Zweck des Druckausgleiches zwischen den Räumen oberhalb und unterhalb des Laufrades. (Über die Schaufelaustrittskurve s. unter f.)



Laufrad im Maßstab 1:10 d. N.

Fig. 74.

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

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{170}{124} = 100000 \text{ cmkg.}$$

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 100000}{\pi \cdot 300}} = 12 \text{ cm} = 120 \text{ mm } \phi.$$

(Hat man eine liegende Welle, so muß natürlich die Berechnung auf Biegung wie auf Verdrehung erfolgen.)

f) Schaufelaustrittskurve.

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

$$Q = (D_2 \cdot \pi \cdot b_2) \cdot w_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2};$$

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

Die Austrittsfläche (Fig. 74, besonders herausgezeichnet in Fig. 75) ist eine Rotationsfläche und wird daher nach der Guldinschen 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 Fig. 76 zeigt, im Verhältnis

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

Die Geschwindigkeit w_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:

$$D_2 \cdot b_2 = 0,28 \text{ qm.}$$

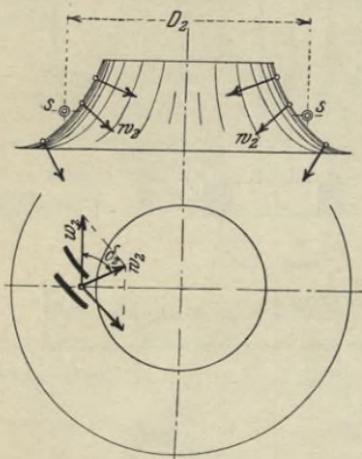


Fig. 75.

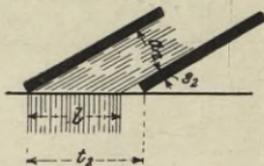


Fig. 76.

Diese beiden unbekanntten Größen: Länge der Schaufelaustrittskurve b_2 und Durchmesser in ihrem Schwerpunkt D_2 müssen nun am besten durch Probieren so festgelegt werden, 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 (Fig. 74) ergibt sich durch Ausprobieren z. B. $D_2 = 0,8 \text{ m}$ und $b_2 = 0,35 \text{ m}$, so daß $D_2 \cdot b_2 = 0,8 \cdot 0,35 = 0,28 \text{ qm}$ 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 Fig. 74 angedeutet ist, zunächst nach 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 13, C).

Zu beachten ist ferner, daß in Wirklichkeit hier w_2 gar nicht genau radial steht, wie der Grundriß von Fig. 75 erkennen läßt. Genau genommen müßte man also die vorhin aufgestellte Gleichung schreiben:

$$Q = (D_2 \pi \cdot b_2) w_2 \cdot \sin \delta_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2},$$

so daß schließlich beim Übertritt des Wassers in das Saugrohr mit einer eigentlichen Geschwindigkeit zu rechnen wäre von

$$w_2' = w_2 \cdot \sin \delta \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2} \text{ (vgl. 11, b).}$$

Für den endgültigen Entwurf der Schaukelform 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.

12. Konstruktion der Leitradschaukel.

Während bei einer Achsialturbine die Begrenzungslinie des Kranzes als gerade Linie verläuft und daher die Schaufeln am Austritt ebenfalls geradlinig auszubilden sind, wie es in den Fig. 71 und 72 vorläufig dargestellt wurde, wird nun bei der Francis-Turbine der Kranz in Kreisbogenform gebogen, wodurch das Schaufelende zu einer Kurve wird. Die Form dieser Kurve ergibt sich aus der Forderung, daß der aus der Schaufel austretende Wasserstrahl genau und ohne nachträgliche Verschmälerung geführt wird. Verlangt man aus diesem Grunde, daß die Maße für die Teilung t_0 , wie für Schaufelweite a_0 und Stärke s_0 genau eingehalten werden, so erhält man, wie Fig. 78 erkennen läßt, von selbst die hier anzunehmende Kurve als Evolvente. Der Grundkreis, auf welchem die Evolvente zu bilden ist, erhält, wie ebenfalls aus der Figur hervorgeht, den Umfang $z_0 \cdot (a_0 + s_0)$, also für unser Beispiel einen Durchmesser:

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

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 (s. Fig. 78).

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 Regulierung drehbar sein sollen, so müssen sie zur Aufnahme des Drehbolzens genügend große Wandstärke erhalten. Für den Entwurf der dadurch bedingten Schaukelform 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 Fig. 78 deutlich durch die in der Schaufelkammer rechts angedeutete Schraffur des sich verjüngenden Querschnitts erkennen.

Im Seitenriß (Fig. 77) sind die Lagerung des Bolzens und der Antrieb der Schaufel zu ersehen. Lenker aus Rotguß greifen einerseits

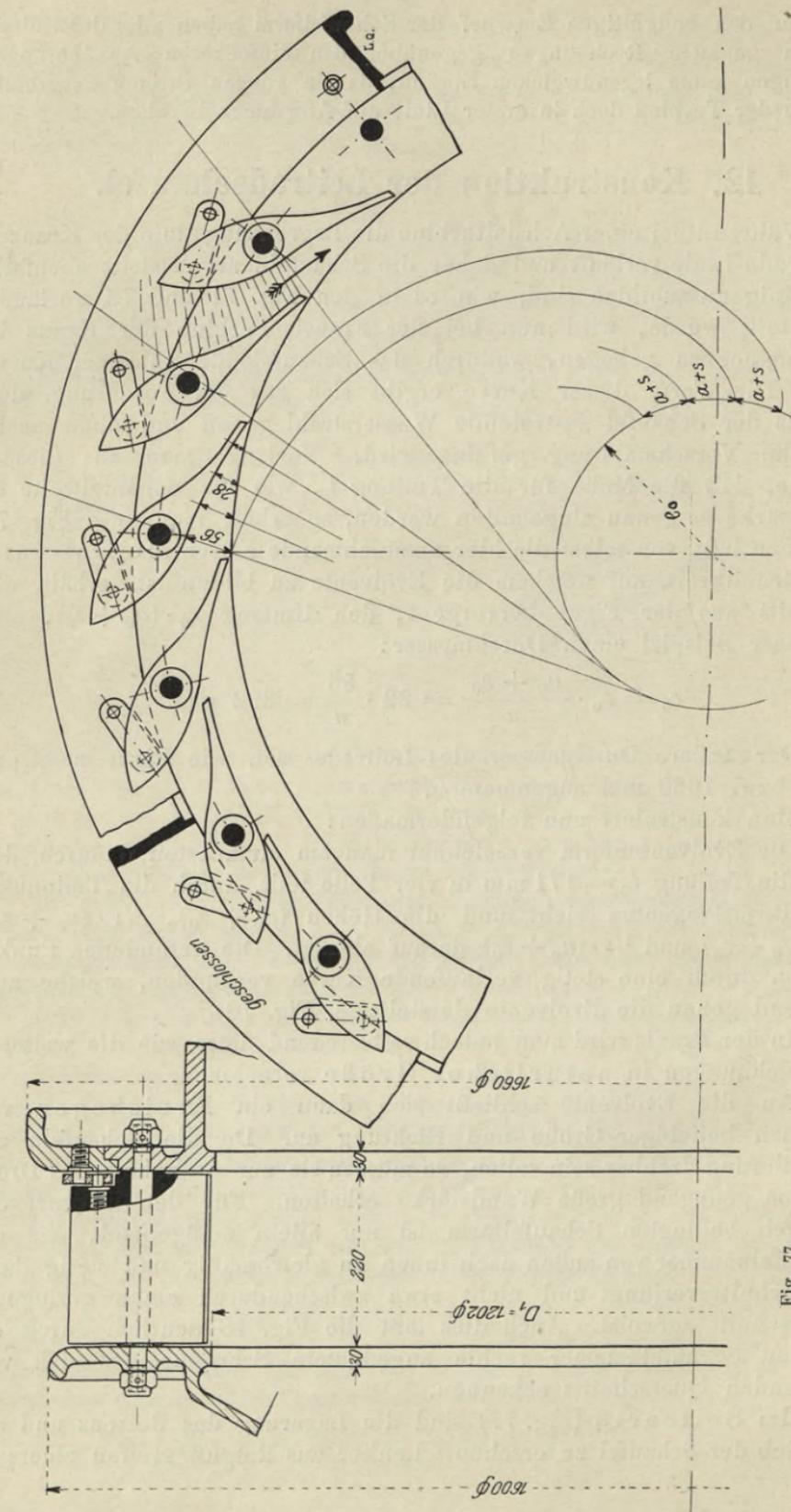


Fig. 77.

Fig. 78.
 Konstruktion des Leitrades. — Maßstab 1:10 d. N.

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 14.

13. Konstruktion der Laufradschaufel¹⁾.

Auch diese Konstruktion soll für die berechnete Turbine maßstäblich durchgeführt werden. (Andere Konstruktionsmöglichkeiten vgl. dann unter Abschnitt 13, C.) Wie beim Leitrade muß auch beim Laufrade das Schaufelende in Evolventenform gekrümmt werden. Die ganze Schaufel muß aber, damit die Darstellung genau wird, in mehreren Schnitten oder Schichten aufgezeichnet werden, da die Schaufel überall verschiedene Krümmung hat gegenüber der sehr einfachen, über die ganze Breite b_0 gleichbleibenden Form der Leitrad-schaukel.

Man kann nun zur Konstruktion, die in den Fig. 79 ÷ 81 (S. 62) im Maßstabe 1:10 wieder dargestellt ist, folgendermaßen vorgehen:

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 Fig. 79 sind z. B. vier solcher Schichten gewählt, wodurch sich die Schichtlinien a, b, c, d, e ergeben. In Wirklichkeit wird man allerdings die Turbine wiederum 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 Teils 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.

¹⁾ Die Schaufelkonstruktion ist nach Prof. Pfarr, Darmstadt, welchem Verfasser seine grundlegenden Kenntnisse auf dem Gebiete der Wasserkraftmaschinen verdankt. — (Vgl. auch die ähnliche Konstruktion von Speidel und Wagenbach in Z. d. V. D. Ing. 1899, S. 581 u. f.)

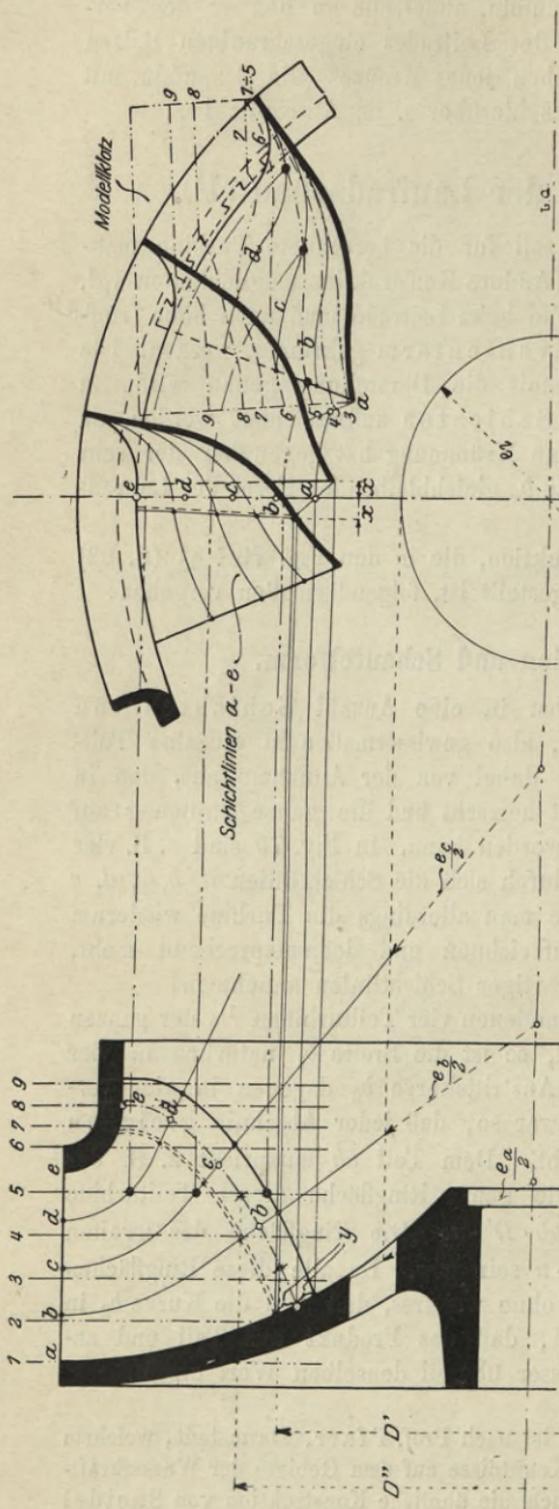


Fig. 79.

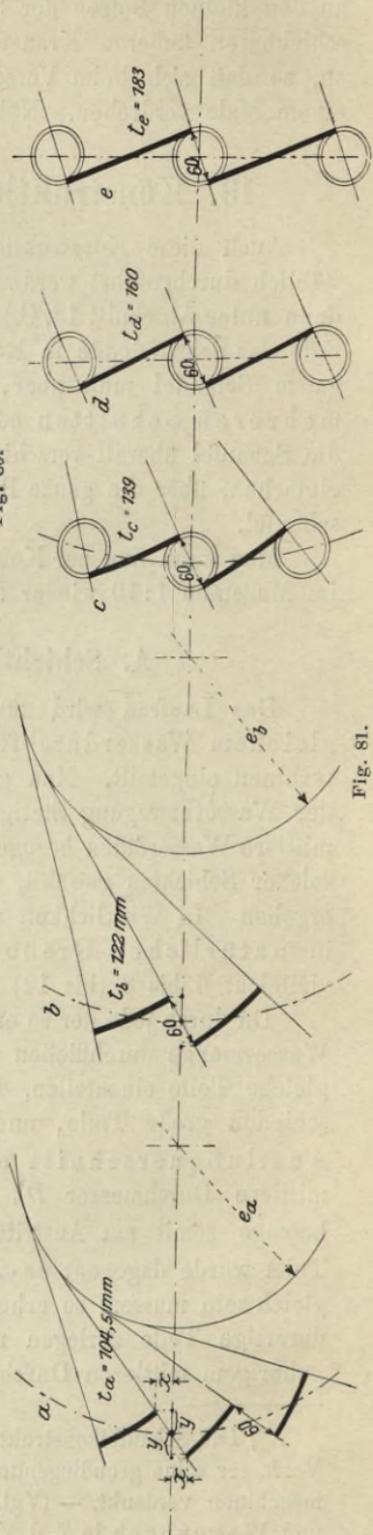


Fig. 80.

Fig. 81.

Konstruktion der Laufradschaufel. — Maßstab 1:10 d. N.

So wird z. B. in Fig. 79 $ab = 107$ mm, $D' = 645$ mm, $bc = 92$ 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: $ab = 107$ mm, $bc = 92$ mm, $cd = 81$ mm und $de = 70$ mm, zusammen $b_3 = 350$ mm, wie unter 11, f berechnet wurde.

Wie schon früher erwähnt, ist auch bei dieser Zerlegung darauf zu achten, daß die Schichtlinien annähernd senkrecht zur Austrittskurve verlaufen, d. h. daß die Austrittskurve eine „Niveaulinie“ ist! (Sonst vgl. Abschnitt 13, 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 Fig. 79 ersichtlich ist, auf Kegelmänteln. Letztere müssen erst in die Ebene abgerollt werden, damit man darauf das jeweilige Schaufelende, und zwar als Evolvente aufzeichnen kann, was durch die besondere, den abgewickelten Kegelmantel darstellende Fig. 82 erläutert ist.

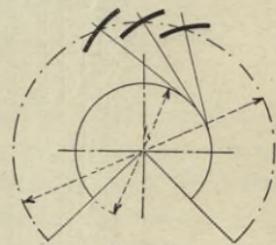


Fig. 82.

Diese **Evolventenkonstruktion** auf den abgewickelten Schnittflächen ist nun in der Fig. 81 für alle Schnitte $a \div e$ dargestellt; in vergrößertem Maßstabe ist die Konstruktion für die Schnittlinie \widehat{aa} besonders in Fig. 83 (S. 64) 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 Fig. 79 sowohl wie aus Fig. 82 und 83 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 w_2 konstant sein soll) nicht in allen Schichten genau $v_2 = u_2$ ist, wie ursprünglich in der 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 Fig. 81 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 Fig. 83 in größerem Maßstabe für die Schichtlinie \widehat{aa} 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 Fig. 79 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.

Als dann werden die hier in Fig. 79 aufgetragenen Punkte sämtlich nach rechts auf die Mittellinie des Seitenrisses Fig. 80 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 13, C.) Alle Größen x werden nun von den ebenfalls auf die Mittellinie der Fig. 80 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 \widehat{aa} ist dies ebenfalls aus Fig. 83 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 Fig. 80 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 Fig. 80 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, Fig. 79) alle Punkte in eine Ebene zurückgeklappt gedacht sind, also die Schaufel selbst sich in Wirklichkeit anders projizieren würde.

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 (Fig. 79) 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.

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 $a \div c$

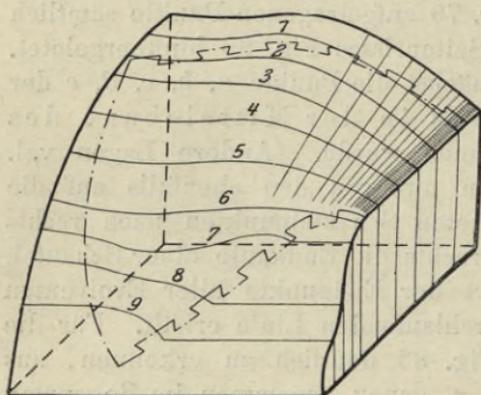


Fig. 84.

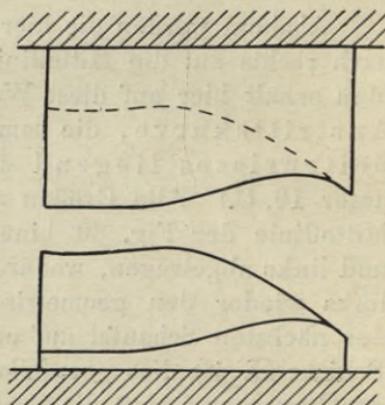


Fig. 85.

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 Fig. 84 nochmals dargestellt ist. Hiernach kann z. B. eine Presse in Gußeisen oder Stahlguß hergestellt werden, deren Klötze die Form Fig. 85 erhalten können,

und die alsdann zur Formgebung der Schaukeln Verwendung finden. Der obere Preßklotz wird aus dem unteren dadurch erhalten, daß man (unter Berücksichtigung der Schaukelstärke) auf diesem einen Gipsabguß abformt und diesen als Modell verwendet.

Die Schaukeln 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. Fig. 80 und 84).

Der Einbau der Schaukel in die Form erfolgt schließlich in folgender Weise: Nach Schablonieren der Innenfläche eines Radkranzes werden alle Schaukeln unter genauer Kontrolle ihrer Abstände durch Stichmaße usw., bzw. auch mittelst der Formmaschine, eingesetzt und mit Formsand so weit umgeben, daß sie feststehen. Dann werden die Schaukelkammern 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 Schaukeln und im Unterkasten bzw. Gießereierd die andere Kranzform hat.

C. Besonderheiten in den Schaukelkonstruktionen.

1. Andere Maßnahmen für das Austrittsparallelogramm.

Im Berechnungsbeispiel Abschnitt 11 wurde unter c) angenommen, daß in dem Austrittsparallelogramm $v'_2 = u'_2$ (gültig für den Außenkranz, Schicht \widehat{ee}) sein soll. Bei der Schaukelkonstruktion wurde Seite 63 unten ferner die Annahme getroffen, daß in allen Schichten die Schaukelweiten a_2 gleich groß bleiben. Macht man nun diese letztere Annahme, so trifft die erstere zwar für die Schicht \widehat{ee} zu, nicht mehr aber für die übrigen Schichtlinien, d. h. es ist nicht in jeder Schicht $v_2 = u_2$. Zwar hat dies auf die Konstruktion selbst keinen Einfluß, wohl aber auf die Wasserbewegung, die ungleichmäßig wird, da v_2 in den einzelnen Schichten nicht genau mit den vorhandenen Querschnitten übereinstimmt.

Es ist daher auch vielfach üblich, wie schon im Abschnitt 8, B gesagt wurde, nicht $v_2 = u_2$, sondern $w_2 \perp u_2$ zu wählen, und zwar für alle Schichten, wobei w_2 , wie früher, konstant angenommen ist. Dann ergeben sich, wie aus Fig. 86 hervorgeht, überall andere Werte für a_2 , weil nämlich die Proportion besteht:

$$\frac{a_2 + s_2}{t_2} = \frac{w_2}{v_2}.$$

Da t_2 und v_2 für jede Schicht anders werden, ist also auch

$$a_2 + s_2 = w_2 \cdot \frac{t_2}{v_2}$$

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 $v_2 = u_2$ der Fall ist.

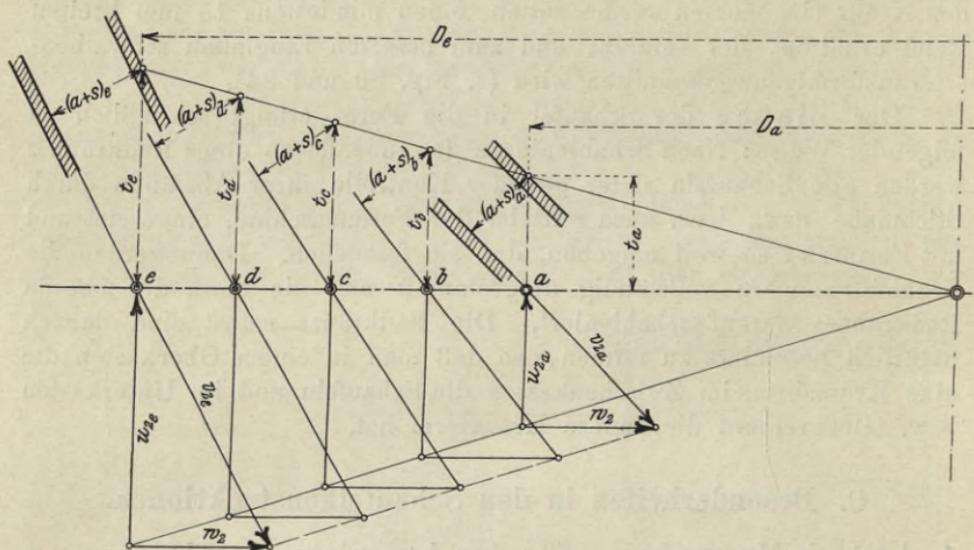


Fig. 86.

2. Andere Lage der Austrittskurve.

Bei der im Abschnitt 13 unter A durchgeführten Schaufelkonstruktion wurde die Annahme getroffen, daß die Austrittskurve in bezug auf den Seitenriß (Fig. 80) 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 unzuweckmäßig ausfallen würde. Um dies zu vermeiden, ist es auch üblich, die Austrittskurve, wie Fig. 87 zeigt, nicht in einer radialen Ebene anzunehmen, sondern in einer solchen, die zu dieser unter einem spitzen Winkel verläuft. Die Schaufel-

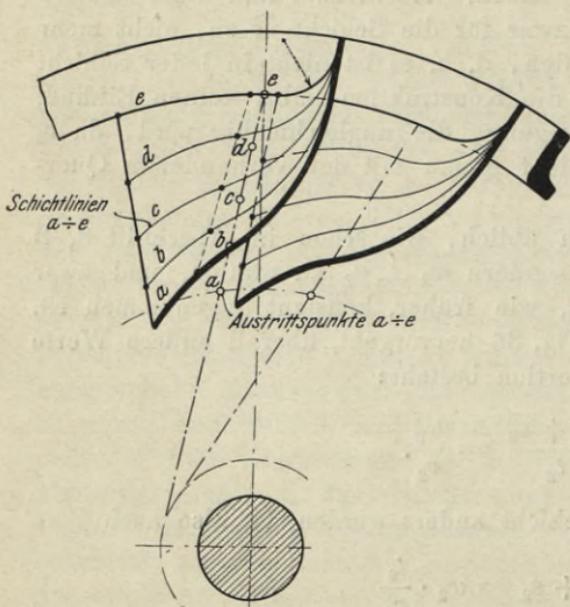


Fig. 87.

konstruktion 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 Fig. 88. 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.

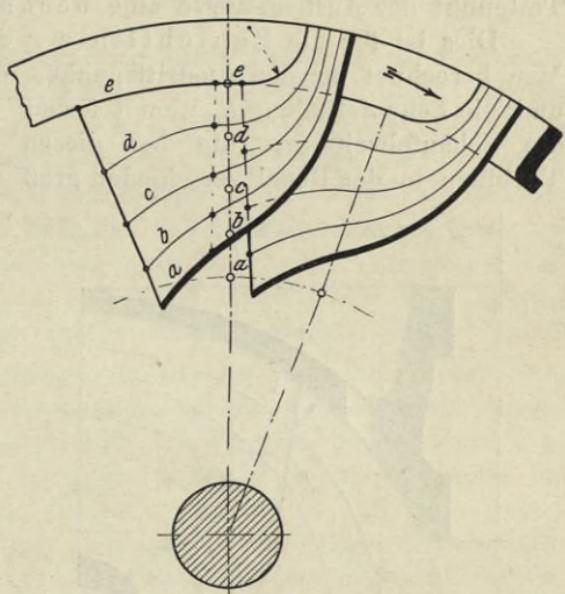


Fig. 88.

4. Die Austrittsfläche ist keine „Niveaulfläche“.

Vielfach ist es unmöglich, die Austrittskurve der Laufradschaufel als „Niveaulinie“ zu wählen. Besonders kommt dies bei breiten Rädern 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 Fig. 89 z. B. dargestellt ist. Ferner sind die Schnellläuferkonstruktionen hierzu zu rechnen, wobei ebenfalls selten eine Niveaulinie gewählt werden kann, wie dies aus Fig. 90 beispielsweise hervorgeht.

Der Vollständigkeit halber sei nur in kurzen Worten auf die Konstruktion der Laufradschaufel in diesen Fällen aufmerksam gemacht.

Nach Berechnung der Turbine selbst gemäß den Ausführungen im Abschnitt 11, a ÷ e kann zur Aufzeichnung des Laufrades geschritten werden, sowie zur Aufzeichnung der Leitrad-schaufel, die in derselben Weise wie bei der normalen Turbine ausgebildet werden kann. Beim Schnellläufer kann allerdings die Zahl der Laufradschaufeln (Abschnitt 11, c) erst nach Aufzeichnung der Laufradform und nach Annahme einer Austrittskurve bestimmt werden, wenn man nicht gerade vorzieht, sie willkürlich festzusetzen.

Die Berechnung Abschnitt 11, f (Berechnung von Länge und Schwerpunktsdurchmesser der Austrittskurve) muß nun hier vollständig unterbleiben, da der Berechnung ja die „Niveaulinie“ zugrunde

gelegt war. Die Aufzeichnung des Laufrades erfolgt also hier ohne weitere Querschnittsrechnungen, indem man nur darauf sieht, die Kränze in möglichst glatter Form nach dem Saugrohr herzuführen, wie die Fig. 89 und 90 auch zeigen.

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

Dies ist für die Schichtlinie x der Fig. 89 und 90 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

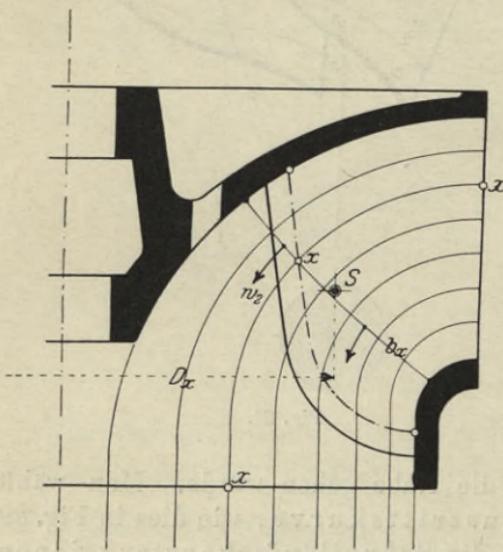


Fig. 89.

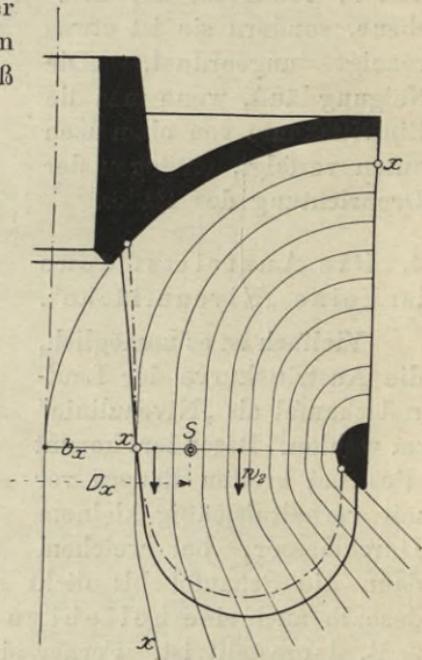


Fig. 90.

in den einzelnen Schichten gewählt wird) sowie s_2 an und hat nun erst die Ausflußgeschwindigkeit w_2 an diesem Punkte zu berechnen. Zu diesem Zwecke ist eine Niveaulinie durch x zu zeichnen (vgl. Fig. 89 und 90, b_x), und es ergibt sich w_2 , gemäß dem unter 11, f Gesagten, aus der Gleichung:

$$w_2 = \frac{Q}{D_x \cdot \pi \cdot b_x} \cdot \frac{a_2 + s_2}{a_2},$$

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 Fig. 81 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 Fig. 79 und 80 angegeben wurde.

(Genauerer hierüber enthält z. B. die Abhandlung von Baas huus, Z. d. V. D. Ing. 1901, S. 1602 u. f.)

14. Regulierung der Francis-Turbinen.

Der Zweck der Regulierung aller Turbinen ist ein zweifacher. Erstens muß die Regulierung 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 sofort zu sinken beginnen, so daß sich die Leistung dadurch ganz beträchtlich verringert. 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 Regulierung 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 Turenschwankungen 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 Regulierung z. B. eine Drosselklappe im Saugrohr an, oder man schob über das Leitrad einen Ringschieber, dadurch die Wassermenge beim Ausfluß bzw. beim Eintritt in das Leitrad drosselnd. Diese Vorrichtungen haben aber den Nachteil, daß erstens der Wirkungsgrad der Turbine bei Betätigung der Reguliervorrichtung 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! —

Die Regulierungen der modernen Francis-Turbinen erfolgen nun hauptsächlich durch:

A. drehbare Leitschaufeln oder Finksche Regulierung.

Das Wesen dieser Regulierung wurde schon im Abschnitt 12 an Fig. 78 erklärt. Die Schaufeln in der Mitte sind in geöffnetem Zustande, zwei Schaufeln links dagegen geschlossen gezeichnet. Dort

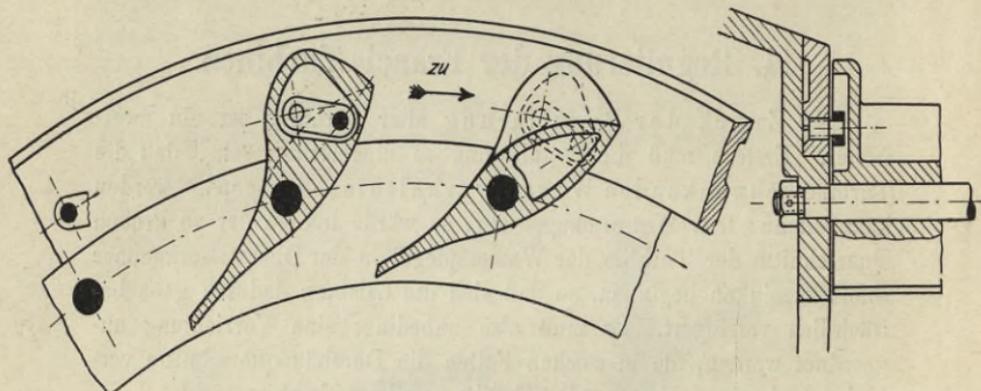


Fig. 91.

Konstruktion von J. M. Voith, Heidenheim.

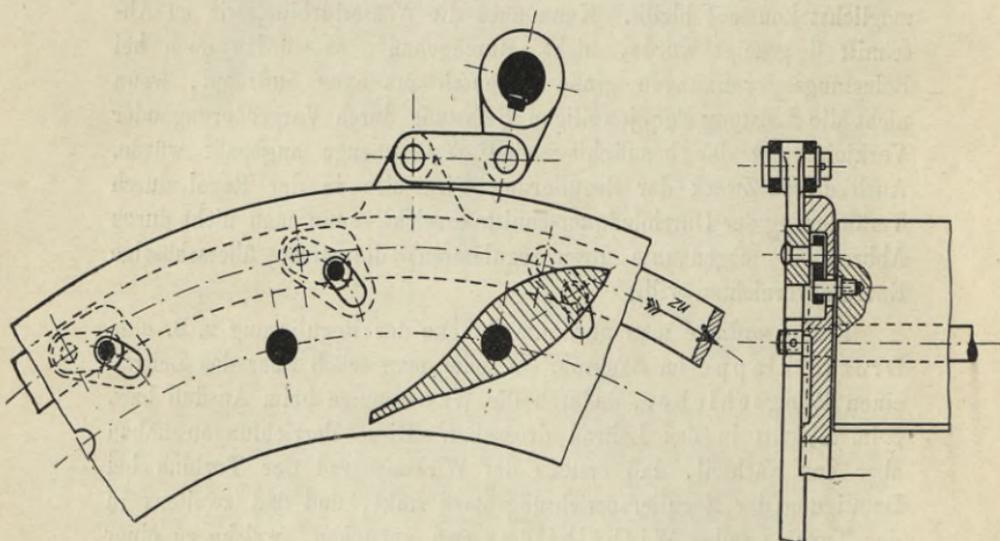


Fig. 92.

Konstruktion von G. Luther, Braunschweig.

wurde das Verstellen durch einen am unteren Kranze herumlaufenden Ring bewirkt, welcher am besten von zwei Wellen aus mittelst Hebel und Zugstangen gedreht wird, wie dies aus der späteren Anordnung Fig. 106 hervorgeht. Die Mitnahme der Schaufeln erfolgt durch Lenker, eine Konstruktion, wie sie in ähnlicher Weise z. B. von J. M. Voith, Heidenheim, und G. Luther, Braunschweig, ausgeführt wird.

Wie Fig. 78 zeigte, ist dort die Schaufel für den Lenker etwas ausgeschnitten. In besseren Ausführungen wird derselbe jedoch zweckmäßig versenkt angeordnet. Während z. B. Voith den Lenker in einer Aussparung der Schaufel selbst unterbringt (Fig. 91) (wodurch die Schaufeln aber einen wenig zweckmäßigen Ansatz erhalten), bringt Luther solche Aussparungen im Leitradkranz an und versenkt die Lenker in diese, wie aus Fig. 92 hervorgeht.

Der Antrieb der Regulierringe erfolgt auch hier von zwei Stellen aus, wie aus Fig. 92 sowie den späteren Fig. 106 und 117 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 Regulierringes eingreift. Der Gleitstein muß sich natürlich in einer bearbeiteten Gleitfläche bewegen, welche leicht verunreinigt wird, so daß diese Konstruktion mehr und mehr verlassen wird.

Schließlich verwenden einige Firmen Leitschaufeln, welche aus einem festen, eingegossenen Stück bestehen sowie einer verschiebbaren bzw. drehbaren Zunge, durch welche die Regulierung bewirkt wird. Dadurch erhält das Leitrad größere Steifigkeit, während bei den drehbaren Schaufeln beide Kränze nur durch die Stehbolzen gegenseitig gehalten werden.

Der Einfluß der Drehschaufel-Regulierung auf die Wasserbewegung ist aus der Gegenüberstellung der beiden Parallelogramme Fig. 93 und 94 zu ersehen.

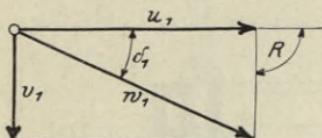


Fig. 93.
Leitschaufeln offen!

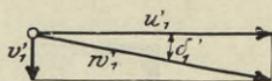


Fig. 94.
Reguliert!

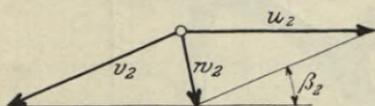


Fig. 95.

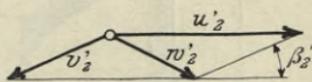


Fig. 96.

Im teilweise geschlossenen Zustande der Schaufeln wird, abgesehen von geringen Stoßwirkungen durch größer werdendes w_1 , annähernd das Parallelogramm Fig. 94 auftreten, und es ist daraus ersichtlich, daß v_1 wesentlich kleiner geworden ist. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 ist beiderseits in gleicher Größe gezeichnet, denn die Regulierung soll ja vor allem die Umdrehungszahl der Turbine auf annähernd konstanter Höhe erhalten können, wie es beispielsweise bei Antrieb von Dynamomaschinen gefordert wird.

Verringert sich nun v_1 , so heißt das: das Wasser strömt mit geringerer Geschwindigkeit in das Laufrad. Bei teilweise geschlossenen Leitschaufeln ist die Wassermenge jedoch auch geringer geworden, so daß das Wasser jetzt tatsächlich mit geringerer Geschwindigkeit fließen müßte, damit die Querschnitte des Laufrades wieder ausgefüllt werden. Beim Laufradeintritt ruft also die Regulierung annähernd die ideell richtige Wirkung hervor, d. h. es bleiben die Laufradquerschnitte vollständig mit Wasser gefüllt, und eine Wirbelbildung, die, wie vorhin erwähnt, stets zur vorzeitigen Abnutzung der Schaufeln führt, ist nahezu vermieden, soweit sie nicht durch „Stoß“ bedingt wird.

Am Laufradaustritt verändern sich die Parallelogramme, wie aus der Gegenüberstellung der Fig. 95 und 96 hervorgeht. Hier ist ebenfalls v_2 kleiner, während u_2 gleich bleibt, und die Folge ist, daß das Wasser mit einer größeren Geschwindigkeit w_2 und unter schräger Richtung in das Saugrohr tritt, wodurch der Wirkungsgrad natürlich sinken muß. Das Sinken desselben erfolgt aber besonders infolge der vorhin erwähnten „Stoßwirkung“ beim Eintritt ins Laufrad. (Vgl. z. B. die Wirkungsgrad-Kurve Fig. 98!)

B. Regulierung durch Spaltschieber.

Dieselbe wird ausgeführt, wie z. B. Fig. 97 darstellt. Zwischen Lauf- und Leitrad wird ein Ring geschoben, der den Wasserzufluß mehr oder weniger absperrt. Natürlich ist diese Regulierung nicht

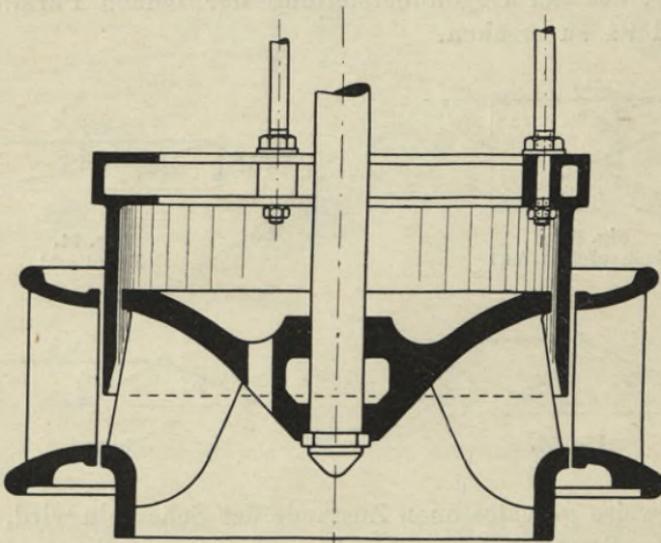


Fig. 97.

vollkommen, da im Laufrade nun Wirbel entstehen müssen. Aber dieselbe ist äußerst einfach und wird daher da, wo mit annähernd konstanter Beaufschlagung gerechnet werden kann, und wo es nicht so sehr auf Hochhalten des Nutzeffektes ankommt, vielfach ausgeführt.

Man findet sie demnach vor allem bei billigeren und kleineren Turbinen, führt aber auch mitunter große Anlagen mit dieser Regulierung aus. So z. B. bei dem großen Elektrizitätswerke am Glommen, Norwegen (Anlage Fig. 11), woselbst die von der Firma Escher, Wyß & Co. in Zürich gelieferten 3000 P. S.-Turbinen Spaltschieberregulierung erhielten.

Der **Antrieb der Regulierung** der beiden Arten erfolgt entweder von Hand oder selbsttätig. Da die Verstellkräfte unter Umständen ganz bedeutende sind, so geschieht der Antrieb im letzteren Falle stets von einem sogenannten „indirekt wirkenden“ Regulator aus. Ein gewöhnlicher Dampfmaschinenregler betätigt entweder ein Ventil, welches Wasser oder Öl von hohem Druck auf einen Kolben und dadurch auf das Reguliergestänge wirken läßt („hydraulischer Regulator“), oder dieser Regler bewirkt das Ein- und Ausrücken von Riemen auf Scheiben, welche unter Zwischenschaltung von Übersetzungen die Regulierwelle drehen („mechanischer Regulator“). Ein „hydraulischer Regulator“ ist z. B. in Fig. 117 zu erkennen.

Die Einwirkung auf die Regulierung kann infolge dieses indirekten Antriebs natürlich im allgemeinen nicht so präzise sein, wie sie bei der Dampfmaschine durch den Regler erfolgt. Jedoch werden heute Turbinenregulatoren 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 $2 \div 5$ Sekunden dieselbe ganz abstellen, ohne daß sich die Umdrehungszahl inzwischen wesentlich erhöht hat. Bis zur Einstellung eines neuen Beharrungszustandes (jeder Belastungsverminderung entspricht stets eine durch das Wesen des Regulators bedingte geringe Turenerhöhung im neuen Beharrungszustand) treten dann allerdings noch geringe Turenschwankungen auf, und es können je nach den vorhandenen Schwungmassen bei voller Entlastung noch $20 \div 30$ Sekunden vergehen, bis sich das Getriebe dem neuen Zustande vollkommen angepaßt hat.

Anmerkung: Regulierbare Turbinen berechnet man, wie eingangs des Abschnittes 11 kurz angedeutet wurde, vielfach für $\frac{3}{4}$ der maximalen Wassermenge. Dies hat den Zweck, daß der Wirkungsgrad der Turbine bei geringerer Beaufschlagung nicht zu tief heruntergeht. In welcher Weise bei einer derartig berechneten Turbine der Wirkungsgrad von der beaufschlagenden Wassermenge abhängt, ist aus dem Diagramm Fig. 98 ersichtlich, welches die Bremsresultate einer Francis-Turbine der Firma J. M. Voith, Heidenheim, wiedergibt. Man ersieht daraus auch die jeweiligen Leitschaufelöffnungen (Drehschaufeln) und erkennt, daß der Wirkungsgrad mit abnehmender Wassermenge bald sehr stark herabgeht, bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung aber seinen Höchstwert erreicht.

Bei einer solchen Turbine werden also Laufradaustritt ($D_2 \cdot b_2$) sowie Saugrohr (D_3) für $\frac{3}{4}$ der vollen Wassermenge berechnet, jedoch im übrigen so, wie beim Beispiel Abschnitt 11 erörtert wurde. Das Leitrad (b_0, b_1) ist aber der vollen Wassermenge entsprechend zu dimensionieren, da hier durch die Regulierung ja Querschnitts-

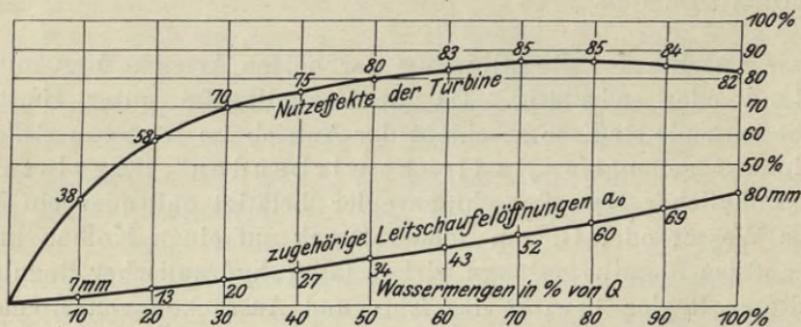


Fig. 98.

veränderungen bewirkt werden. Bei genauem Vorgehen müssen dann die Eintrittsparallelogramme für die verschiedenen Beaufschlagungen aufgezeichnet werden, worauf aber hier nicht näher eingegangen werden kann. Die Folge der Berechnung für $\frac{3}{4} Q$ ist natürlich, daß das Wasser bei voller Beaufschlagung dann mit $\frac{4}{3}$ größerer Geschwindigkeit durch das Saugrohr davongejagt wird, so daß der Wirkungsgrad dann sinken muß.

Francis-Turbinen, die meist mit voller Beaufschlagung laufen, wird man für die volle Wassermenge berechnen, wie dies im Beispiel Abschnitt 11 auch geschehen ist.

15. Zapfenkonstruktionen.

Neben den Einzelheiten zur Regulierung sind die Spurzapfen, welche bei stehender Wellenanordnung nötig werden, die wichtigsten Teile einer Turbine. Unterstützungen der Welle auf dem Fundament der Unterwasserkammer durch sogenannte „Unterwasserzapfen“ kommen heutzutage nur bei kleinen und billigen amerikanischen Turbinen noch vor. Man verwendet da Pockholzklötze, auf die sich die Welle stützt. Das durchfließende Wasser dient gewissermaßen zur Schmierung.

In der Regel verwendet man heute nur sogenannte „Überwasserzapfen“, die an möglichst zugänglicher Stelle sitzen, und zwar in folgenden Arten:

A. Fontainezapfen (volle Spurzapfen).

Verschiedene Ausführungen geben die Fig. 99 und 100 wieder, während der gesamte Einbau aus der späteren Fig. 106 ersichtlich ist.

Alle Fontainezapfen (nach dem Erfinder Fontaine benannt) bestehen aus der hohlen Welle, der Tragstange und dem eigentlichen

Spurlager. Die Tragstange stützt sich auf ein Armkreuz im Saugrohranfang und dient dazu, die gesamte Belastung aufzunehmen und auf das Fundament zu übertragen. Die hohle Welle ist in der Regel aus Gußeisen. Sie wird meist oben unter den Kegelrädern und unten im Leitraddeckel gelagert. Am oberen Ende läuft sie in eine sogenannte Laterne aus, in welcher das Spurlager sitzt. Die Laterne ist entweder aus einem Stück mit der Welle,

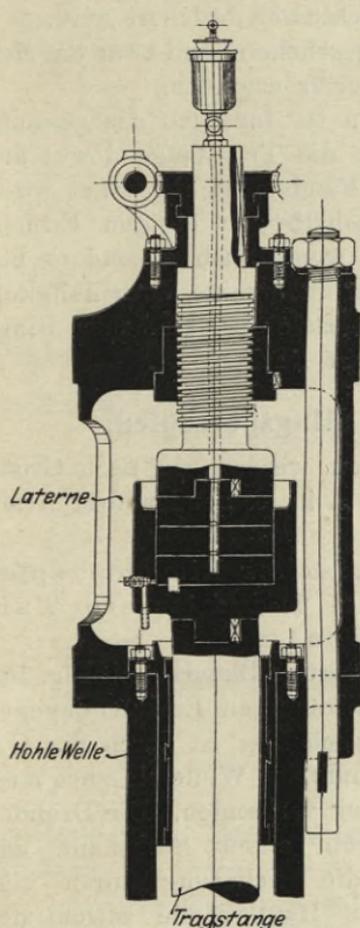


Fig. 99.

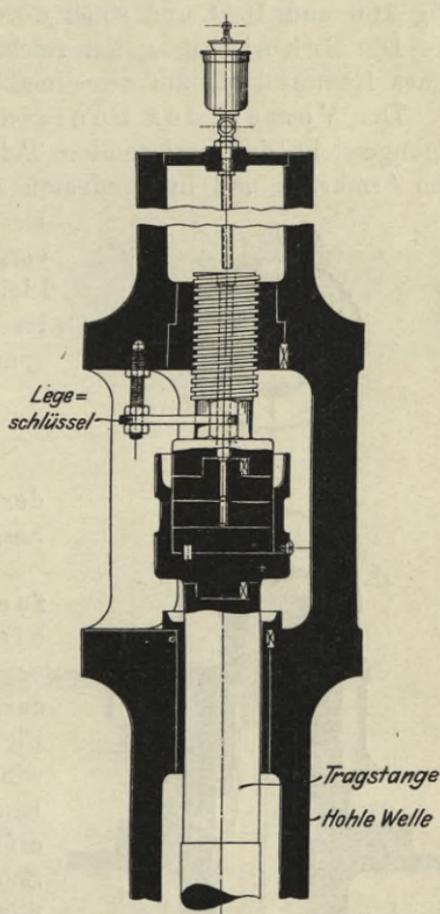


Fig. 100.

wie in Fig. 106 dargestellt ist, oder sie wird auch besonders angeschraubt, wie Fig. 99 zeigt, wodurch das Aufbringen der Kegelräder einfacher wird und die Laterne leichter gehalten werden kann, da die Schrauben die Zugbeanspruchung aufnehmen. Ist eine Verlängerung der Welle nach oben aus irgendeinem Grunde erforderlich, so würde die Konstruktion in der Weise, wie Fig. 100 zeigt, abgeändert werden müssen.

Das Spurlager selbst besteht aus einer auf die Tragstange zentrisch aufgesetzten Pfanne, in welcher die Spurlinsen aus Rotguß, Stahl oder auch mitunter Gußeisen liegen. In Fig. 99 ist z. B. die

untere feste Linse aus Stahl, die mittlere bewegliche aus Rotguß, die obere, welche am Zapfen fest ist, wiederum aus Stahl. Der Zapfen selbst ist mit Gewinde versehen, damit man das Ganze in der Höhe bequem einstellen kann. Zu diesem Zwecke ist entweder ein kleines Schneckenrad auf dem oberen Zapfenende aufgekeilt, welches durch Schnecke und Handrad angetrieben wird (Fig. 99), oder es ist lediglich ein Sechskant ausgearbeitet, der mittels Schlüssels gefaßt werden kann (Fig. 100 und 106) und sonst durch Legeschlüssel gesichert wird.

Die Schmierung hat reichlich zu geschehen, und zwar hat sich reines Rizinusöl als am zweckmäßigsten hierfür erwiesen.

Der Vorteil der Fontainezapfen ist der, daß das gesamte Eigengewicht der rotierenden Teile durch die Tragstange direkt auf dem Armkreuz und infolgedessen auf dem Fundament abgestützt wird.

Er wird deshalb von einigen Firmen vorgezogen, wenn auch besonders bei kleineren Turbinen seine Kostspieligkeit im Vergleich zu einem einfachen Ringspurzapfen ein Nachteil ist.

B. Ringspurzapfen.

Dieselben werden, je nach Größe der Turbine, in folgenden drei Arten ausgeführt:

1. Einfacher Ringspurzapfen für kleine und mittlere Turbinengrößen.

Eine derartige Bauart stellt Fig. 101 dar, den vollständigen Einbau dagegen Fig. 102. Auch hier ist durch das Gewinde am Ende der Welle eine bequeme 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 befindlichen Vierkant erfaßt, wie der nach oben geklappte Schnitt der Fig. 101 zeigt. Die ringförmigen Spurlinsen sind teils Stahl, teils Rotguß; die untere wird zweckmäßig kugelig ausgebildet, damit ein Ecken ausgeschlossen

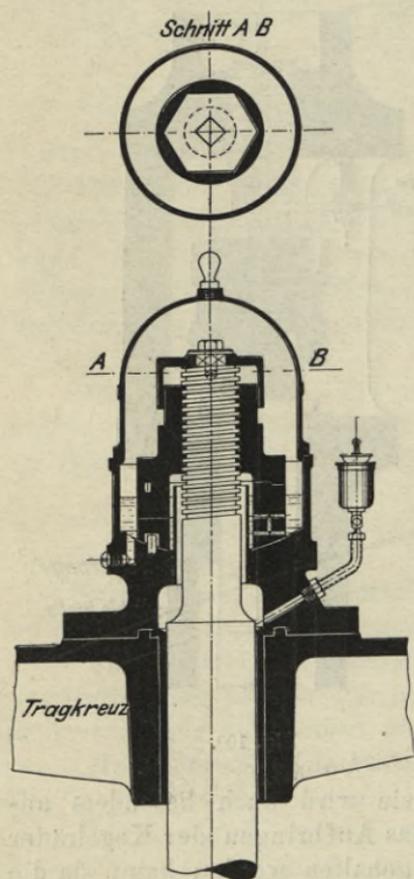


Fig. 101.

wird. 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 Fig. 102 angedeutet ist. Jedenfalls ist diese Lagerung, im Gegensatz zu der bei Fontainezapfen erforderlichen, hier

sorgfältig und kräftig auszuführen, da nun die gesamte Belastung hier oben abgestützt werden muß.

Zur Verringerung der Reibung in der Spur werden bei größeren Turbinen neuerdings ausgeführt:

2. Ringzapfen mit Kugelspur.

Eine derartige Konstruktion, wie sie von der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha für die in Fig. 109 später dargestellte Anlage ausgeführt wurde, zeigt Fig. 103¹⁾. Die Kugeln sowie Spurplatten bestehen aus bestem Stahl, der gehärtet und geschliffen wird. Dadurch

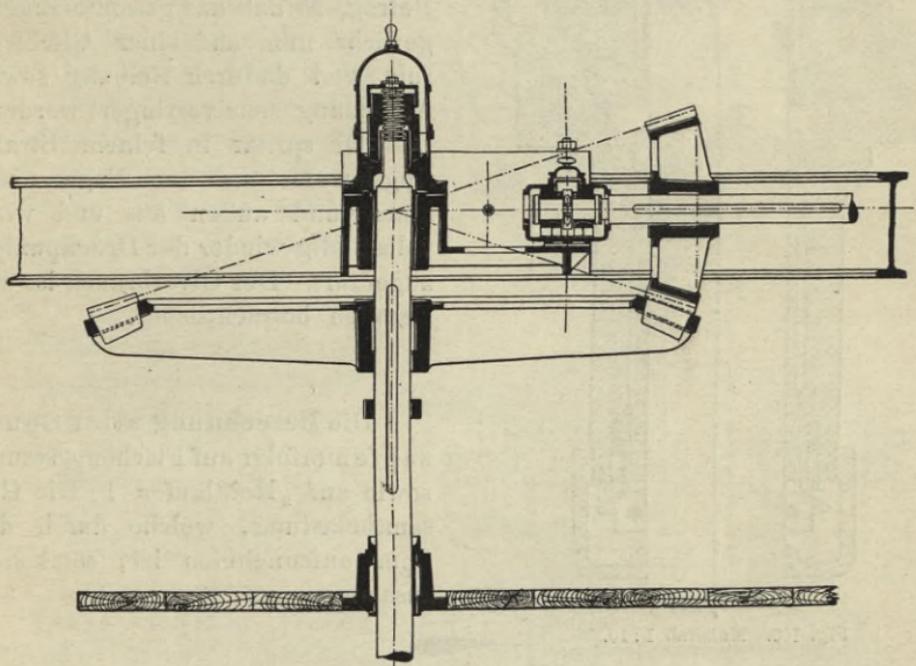


Fig. 102.

werden unter Anwendung einer Schmierung durch Vaseline sowohl Reibung wie auch Abnutzung außerordentlich gering, was besonders bei größeren Turbinen mit beträchtlicher Eigengewichtsbelastung der Spur einen großen Vorteil bietet.

3. Entlastete Ringspurlager.

Dieselben findet man bei sehr großen Anlagen, bei denen z. B. Eigengewichte bis 50 000 kg durch ein Spurlager aufzunehmen sind. Man bildet sie aus, wie in Fig. 104 dargestellt ist. Auf einem sehr kräftigen, hier jedoch nicht gezeichneten Tragkreuz, 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

¹⁾ Nach Camerer, Z. d. V. D. Ing. 1906, S. 1223. (Desgl. auch Fig. 105).

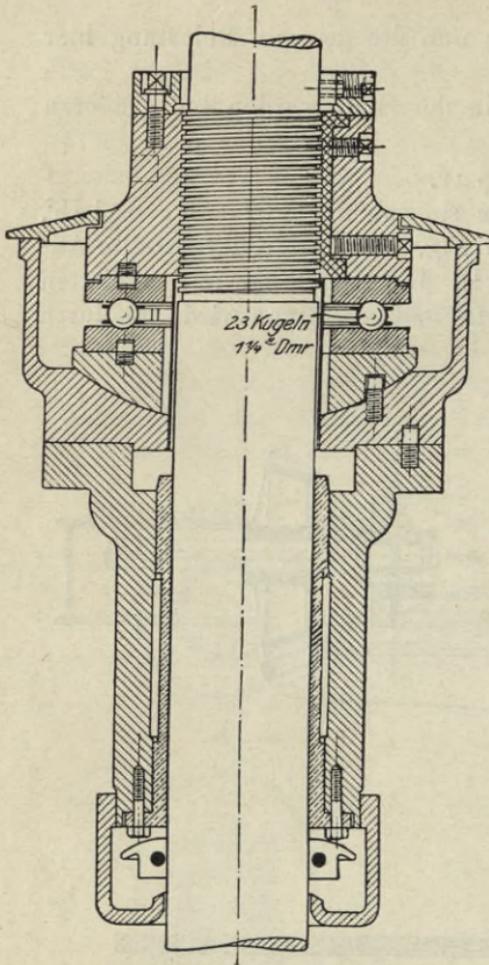


Fig. 103. Maßstab 1 : 10.

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 Dimensionierung heben sich die Platten um einen ganz geringen Betrag, so daß das gesamte Eigengewicht nun 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.

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

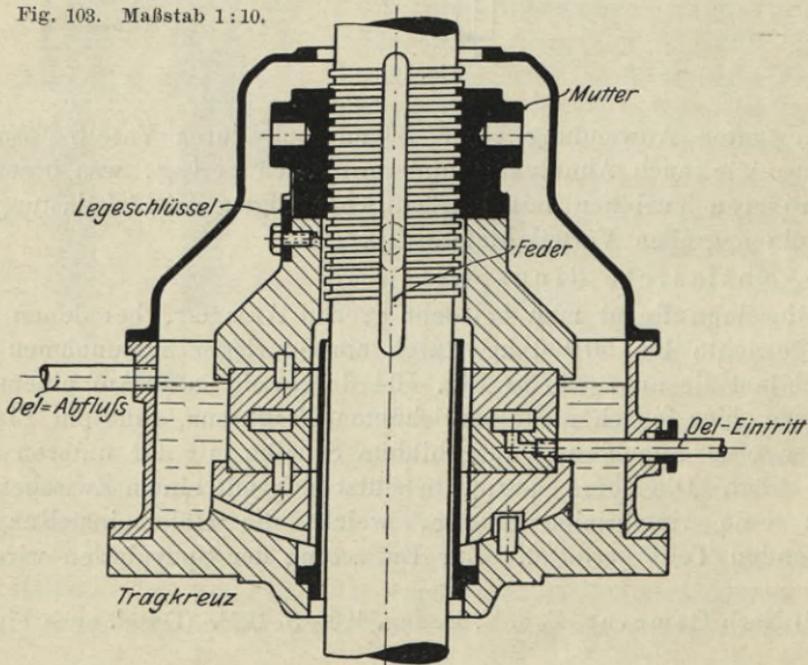


Fig. 104.

1. Gewicht der Welle und der rotierenden Teile des Spurzapfens;
2. Gewicht des Laufrades;
3. Gewicht des Wassers im Laufrade;
4. Gewicht des Kegelrades bzw. des Dynamoankers.

Hinzukommen würden noch: 5. ein nach unten wirkender Spaltüberdruck und 6. eine nach oben gerichtete Komponente der Reaktion (Abschnitt 7 C). In den meisten Fällen werden sich diese beiden letzteren Kräfte aber gegenseitig aufheben und können daher in der Regel vernachlässigt werden.

Die Zapfen unter A und B_1 sind dann derart zu dimensionieren, daß die mittlere Flächenpressung zwischen den Spurlinsen nicht mehr als $50 \div 70$ kg pro qcm beträgt. Die Kugeln des Spurlagers B_2 werden nach Stribeck am besten berechnet nach der Formel: $P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2$, worin P die Belastung, i die Kugelnzahl und d den Kugeldurchmesser in cm bedeuten.

Lange stehende Wellen erfordern noch besondere **Zwischenlager**, die hier der Vollständigkeit halber ebenfalls erwähnt werden sollen.

Bei kleineren Durchmessern genügt eine Führung in einer Buchse des Leitraddeckels (Fig. 106), sowie vielleicht des Fußbodens (Fig. 102). Bei größeren Ausführungen werden jedoch unter Wasser besonders konstruierte Lager nötig, wie z. B. ein solches in der Fig. 105 dargestellt ist. Dasselbe gehört ebenfalls zur Anlage Fig. 109 und ist von der Firma Briegleb, Hansen & Co. ausgeführt. Die mit Weißmetall ausgegossenen Rotgußschalen gestatten eine Nachstellung durch Anziehen der gezeichneten Schrauben. Die Schalen selbst sind nur Segmente, damit die Einstellung leicht und die Wärmeableitung günstig wird. Die

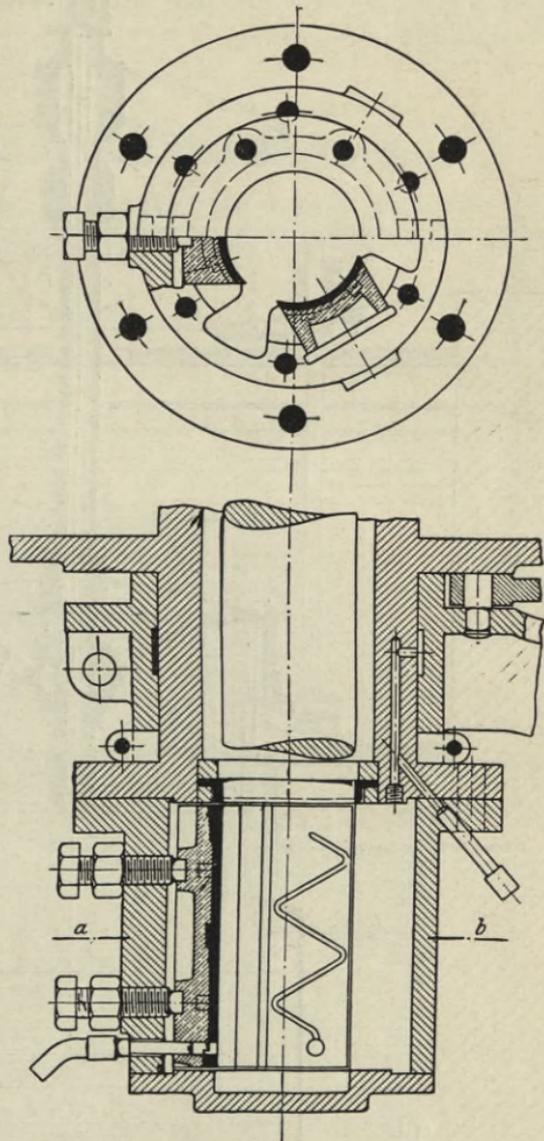


Fig. 105. Maßstab 1:10.

nötig, wie z. B. ein solches in der Fig. 105 dargestellt ist. Dasselbe gehört ebenfalls zur Anlage Fig. 109 und ist von der Firma Briegleb, Hansen & Co. ausgeführt. Die mit Weißmetall ausgegossenen Rotgußschalen gestatten eine Nachstellung durch Anziehen der gezeichneten Schrauben. Die Schalen selbst sind nur Segmente, damit die Einstellung leicht und die Wärmeableitung günstig wird. Die

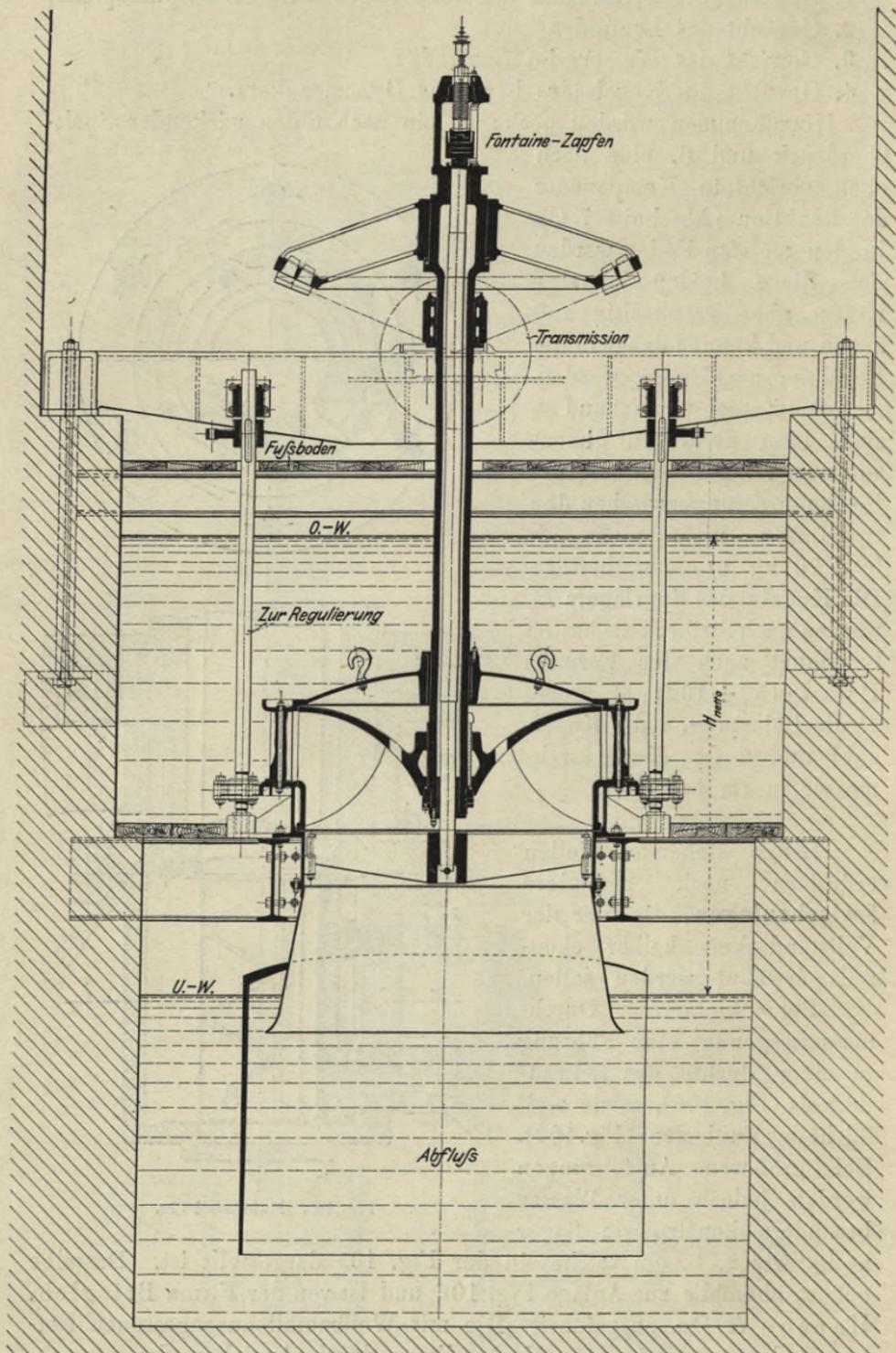


Fig. 106.

Stehende Francis-Turbine. — Normale Ausführung.

Schmierung erfolgt durch Öl, welches an die betreffenden Stellen gepumpt wird.

Andere Firmen verwenden bei Lagern, welche sich unter Wasser befinden, Pockholzklötze als Lagerschalen, die genau so befestigt werden wie in vorstehend beschriebenem Lager. Hier fällt dann eine Schmierung fort, da bei Verwendung von Pockholz das zirkulierende Wasser die Schmierung bewirkt.

16. Aufstellungsarten von Francis-Turbinen.

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

A. Bei geringem Gefälle von 0,5 ÷ 4 m.

Stehende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Die Anordnung geht aus Fig. 106 hervor, welche als allgemeines Beispiel für die erste Hauptart zu betrachten ist.

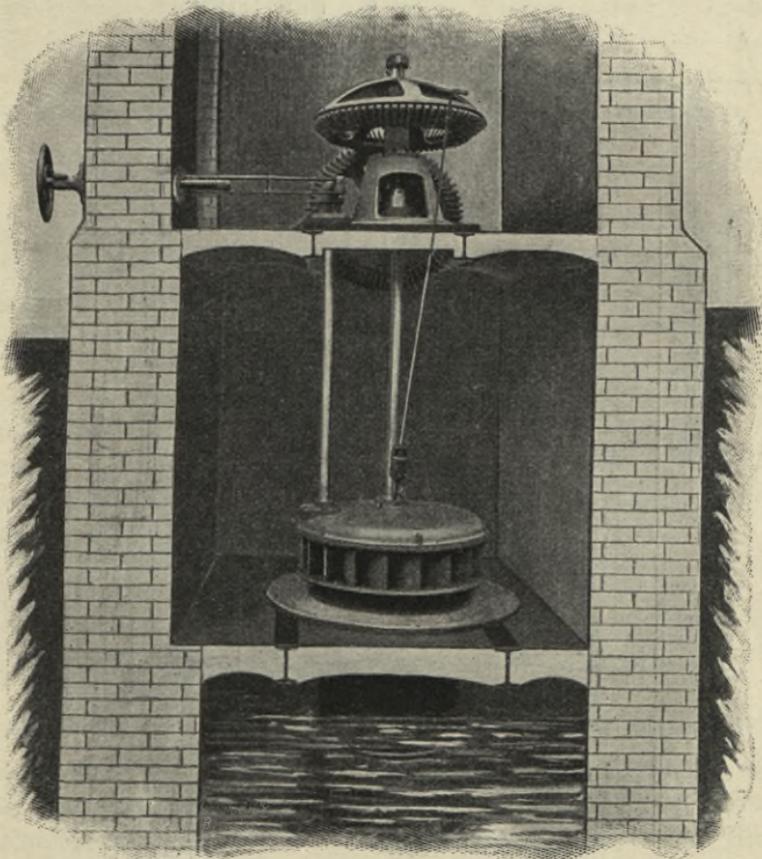


Fig. 107.

Stehende Francis-Turbine. Gebaut von G. Luther, Braunschweig.

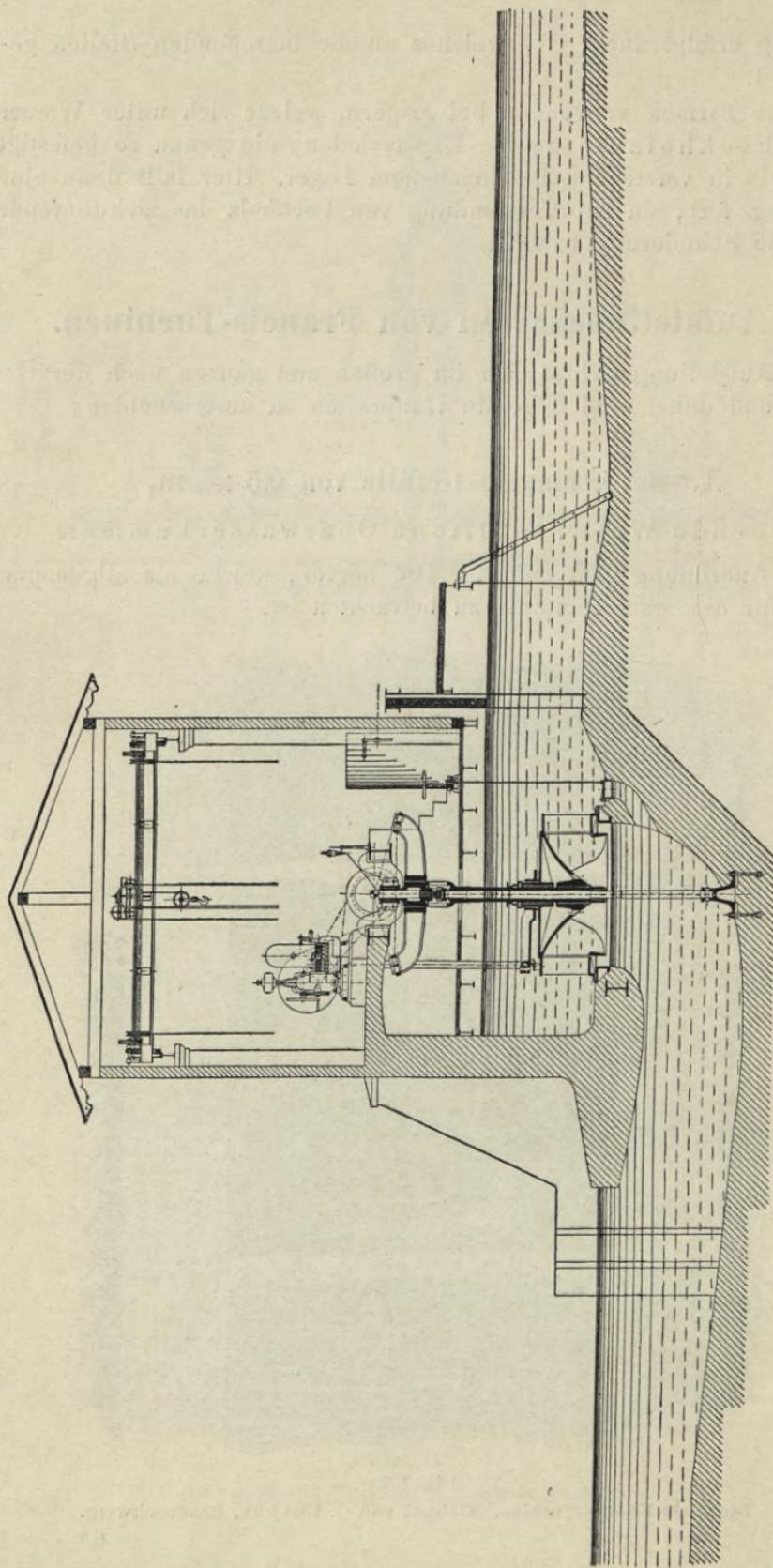


Fig. 108.

Stehende Francis-Turbine für kleinste Gefälle. Gebaut von Briegeleb, Hansen & Co., Gotha.

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 mittelst der angebrachten Haken bequem zu hebenden Deckel nach oben abgedeckt. Die Lagerung des rotierenden Teiles erfolgt, wie im Abschnitt 15 unter A angegeben wurde. Natürlich läßt sich hier ebensogut ein Ringspurzapfen verwenden, wie dies z. B. bei Fig. 107 der Fall ist. Diese Figur stellt eine Ausführung der Firma G. Luther, Braunschweig, dar.

Für sehr kleine Gefälle (0,5 bis 2 m) ist die Ausbildung eines besonderen Saugrohres schwierig. Man findet daher hier die Anordnung Fig. 108, welche eine Anlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. wiedergibt. Wie ersichtlich, ist das Saugrohr als Betonkrümmer ausgeführt, wodurch sich Gefälle bis zu 0,5 m herunter ausnutzen lassen. Die Figur zeigt wiederum die Anwendung eines Fontainezapfens, jedoch mit Stützung der Tragstange auf dem Fundamente selbst. Außerdem sind der Feinrechen, sowie die von innen zu bedienende Einlaßschütze deutlich zu erkennen.

Fig. 109 stellt eine von derselben Firma gebaute Turbine von 232 P. S. in Zwillingsanordnung dar. Durch letztere erzielt man für die zu verarbeitende Wassermenge eine größere Umdrehungszahl, da jedes Laufrad nur die halbe Wassermenge zu verarbeiten hat und daher einen um $\frac{1}{\sqrt{2}}$ kleineren Durchmesser erhält. Die Umdrehungs-

zahl würde also dadurch 1,42 mal so groß. Auch sind bei der Anlage sogenannte „Schnellläufer“ (vgl. Abschnitt 10) eingebaut, damit die Umlaufzahl noch weiter gesteigert werden kann. Die Turbine, welche die oben sichtbare Dynamomaschine treibt, macht daher 175 Umdrehungen pro Minute bei einem geringen Gefälle von 4,5 m.

Der Vorteil der stehenden Welle ist der, daß das Triebwerk stets hochwasserfrei gelegt werden kann. Größere Anlagen zum Betriebe von Elektrizitätswerken erhalten daher vielfach auch bei höherem Gefälle als 4 m stehende Welle. Der Anker der Dynamomaschine rotiert dann in horizontaler Ebene, und das ganze Werk nimmt im Vergleich zu einer liegenden Anordnung sehr wenig Raum in Anspruch.

B. Bei mittlerem Gefälle von 3 ÷ 10 m.

Liegende Welle. — Offene Oberwasserkammer.

Die hierfür meist übliche Anordnung stellt Fig. 110 dar. Das Saugrohr beginnt als gußeiserner Krümmer, der sich auf einen Fundamentring 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 ein-

betoniert, jedoch so, daß ein leichtes Nachsehen der inneren Teile trotzdem möglich ist. Die Fig. 111 und 112 stellen dies dar. In Fig. 112

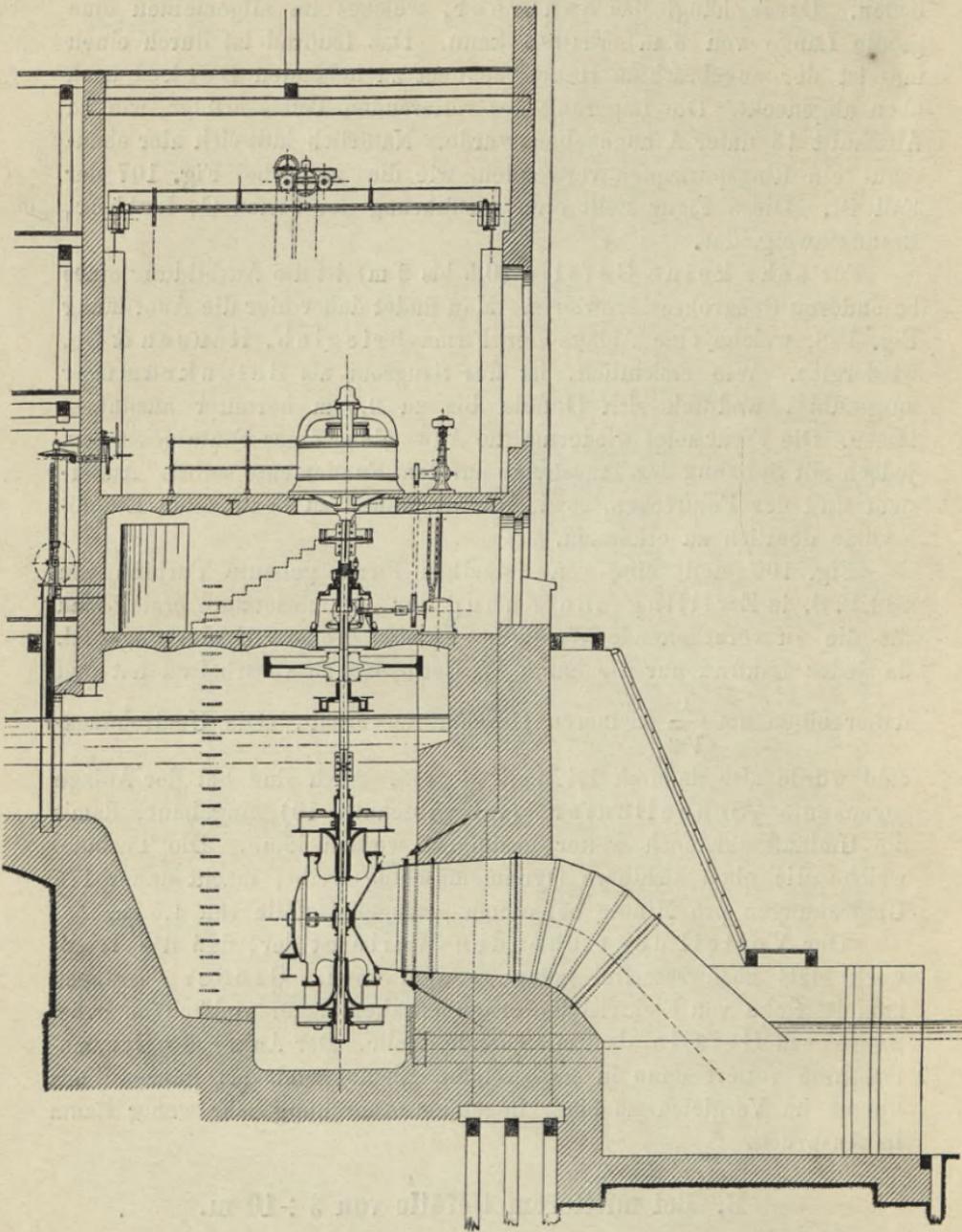


Fig. 109.

Stehende Zwillingturbine von 232 P. S. Gebaut von Brie'gleb, Hansen & Co., Gotha.
 ($Q = 4,5$ cbm/sek, $H = 4,5$ m, $n = 175$ Min.)

ist der Leitraddeckel zum Reinigen des Leitapparates und zum Nachsehen des Laufrades herausgezogen. Die hier abgebildete Turbine ist wieder eine Ausführung der Firma G. Luther, Braunschweig.

Die Welle ist einerseits im Saugrohrkrümmer, andererseits in einem Ringschmierlager am Leiträderdeckel gelagert. Das Lager am Saugrohr ist, wie Fig. 110 zeigt, als Spurlager und vollkommen wasserdicht auszuführen. Es erhält zweckmäßig ebenfalls Ringschmierung, damit es keiner Wartung bedarf.

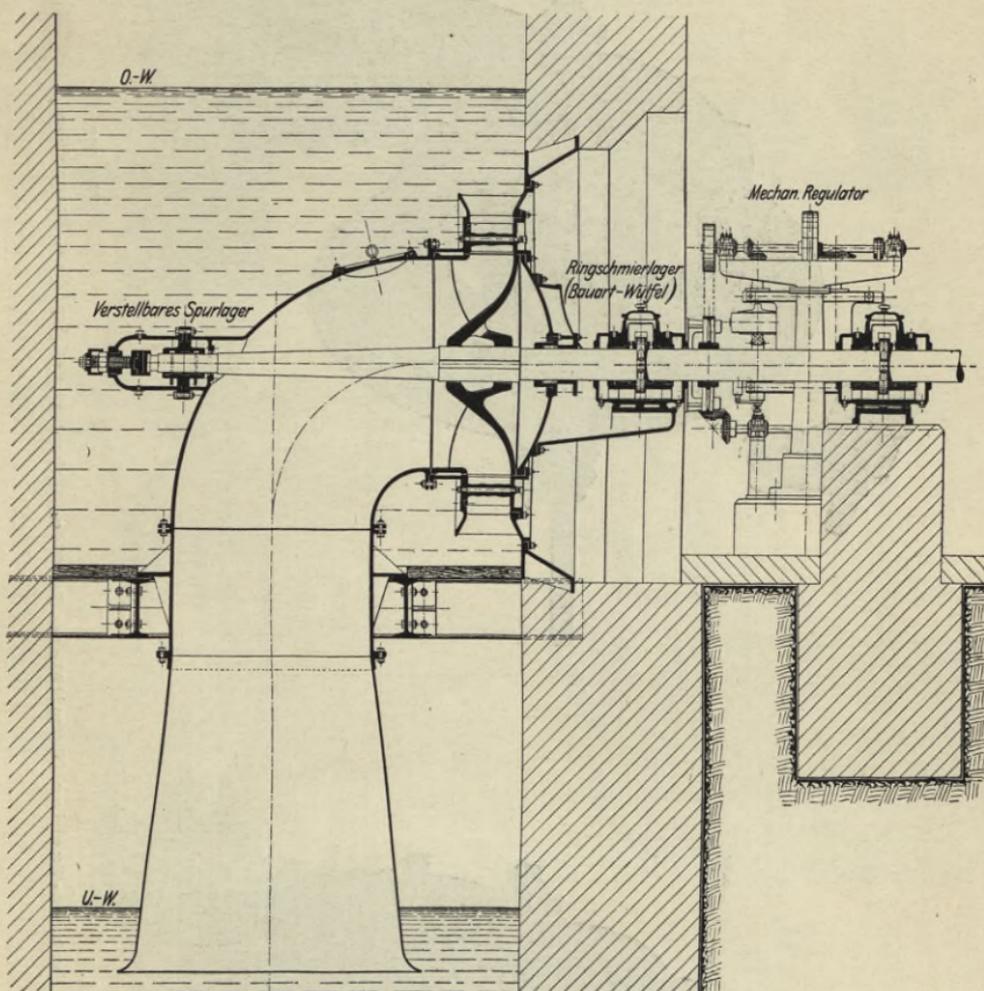


Fig. 110.

Liegende Francis-Turbine für mittlere Gefälle. — Normale Anordnung.

Zur Steigerung der Umdrehungszahl ist auch hier die Ausbildung als Zwillingssturbine üblich, wie sie z. B. in Fig. 113 dargestellt ist. Hierbei ist das Saugrohr gemeinsam und bildet als festes T-Stück gleichzeitig den Fuß zur Befestigung der Leiträder und des hinteren Lagers.

Für noch höhere Umlaufzahl werden in ähnlicher Weise schließlich Doppelzwillingssturbinen gebaut, also 4 Laufräder auf gemeinsamer Welle angeordnet. Eine derartige, von Briegleb, Hansen

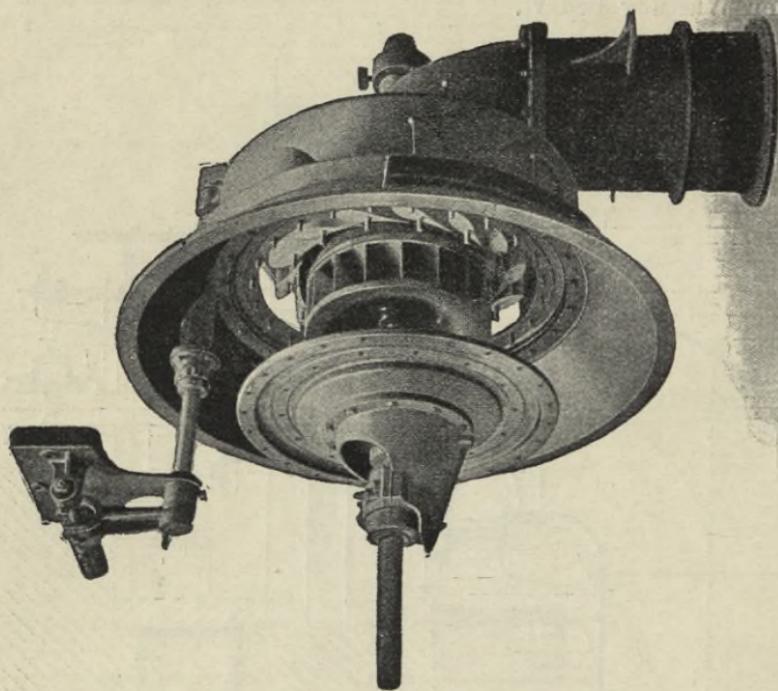


Fig. 112.

Liegende Francis-Turbine für mittlere Gefälle, Gebaut von G. Luther, Braunschweig.

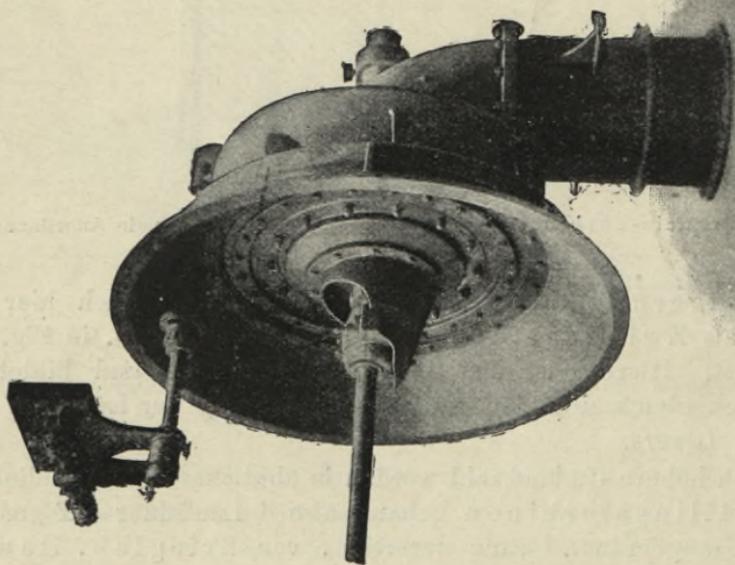


Fig. 111.

& Co. ausgeführte Anlage, die wieder mit sogenannten Schnellläufern ausgerüstet ist, zeigt Fig. 114.

Wie unter A erwähnt, kann also auch für das angegebene Gefälle von $3 \div 10$ m die liegende Welle durch die stehende ersetzt werden, wenn dies als geeignet erscheint.

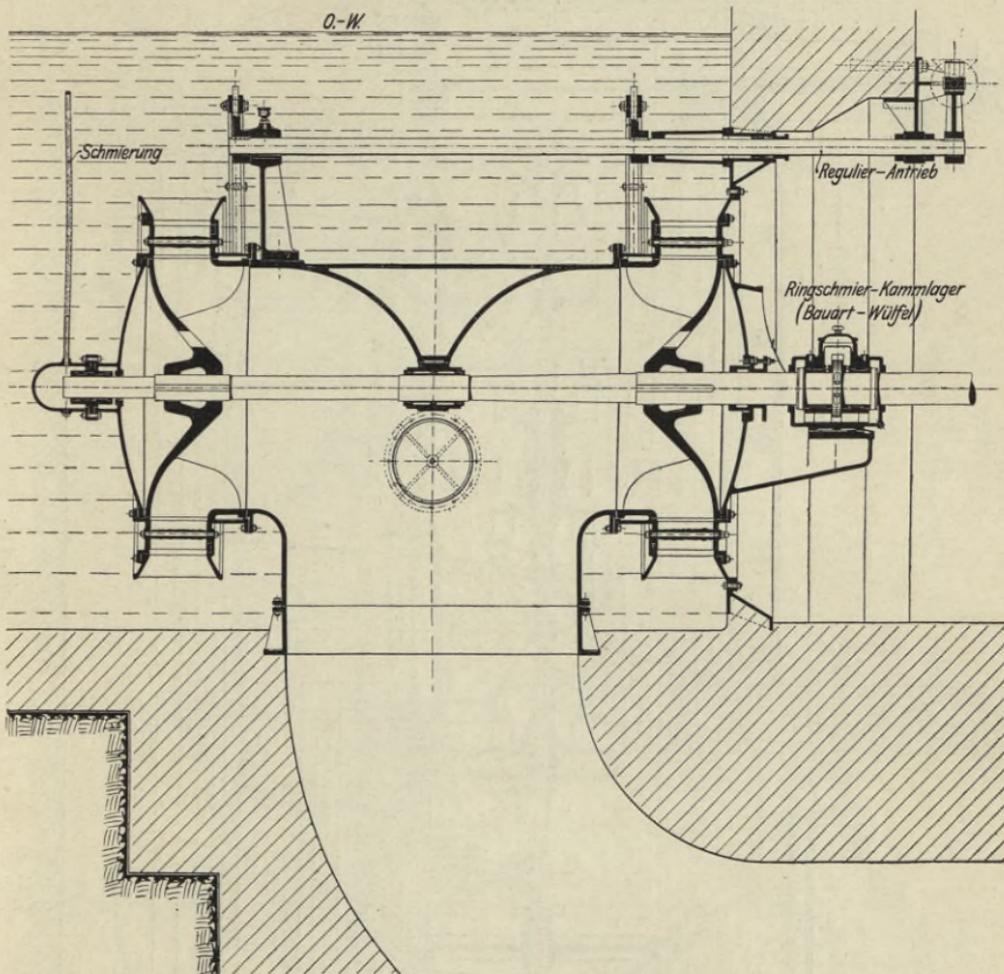


Fig. 113.

Liegende Zwillingturbine für mittlere Gefälle. Normale Anordnung.

C. Bei hohem Gefälle von $10 \div 80$ ($\div 120$) m.

Liegende Welle. — Rohrleitung.

Die hier gebräuchliche Anordnung ist in Fig. 115 dargestellt. Die Rohrleitung wird zur Raumersparnis zweckmäßig im Kellergewölbe des Maschinenhauses verlegt, der Anschluß befindet sich dann also unten. Die Turbine ist meist von einem spiralförmig ausgebildeten Gehäuse umgeben, weshalb diese ganze Turbinenart auch als „Spiralturbine“

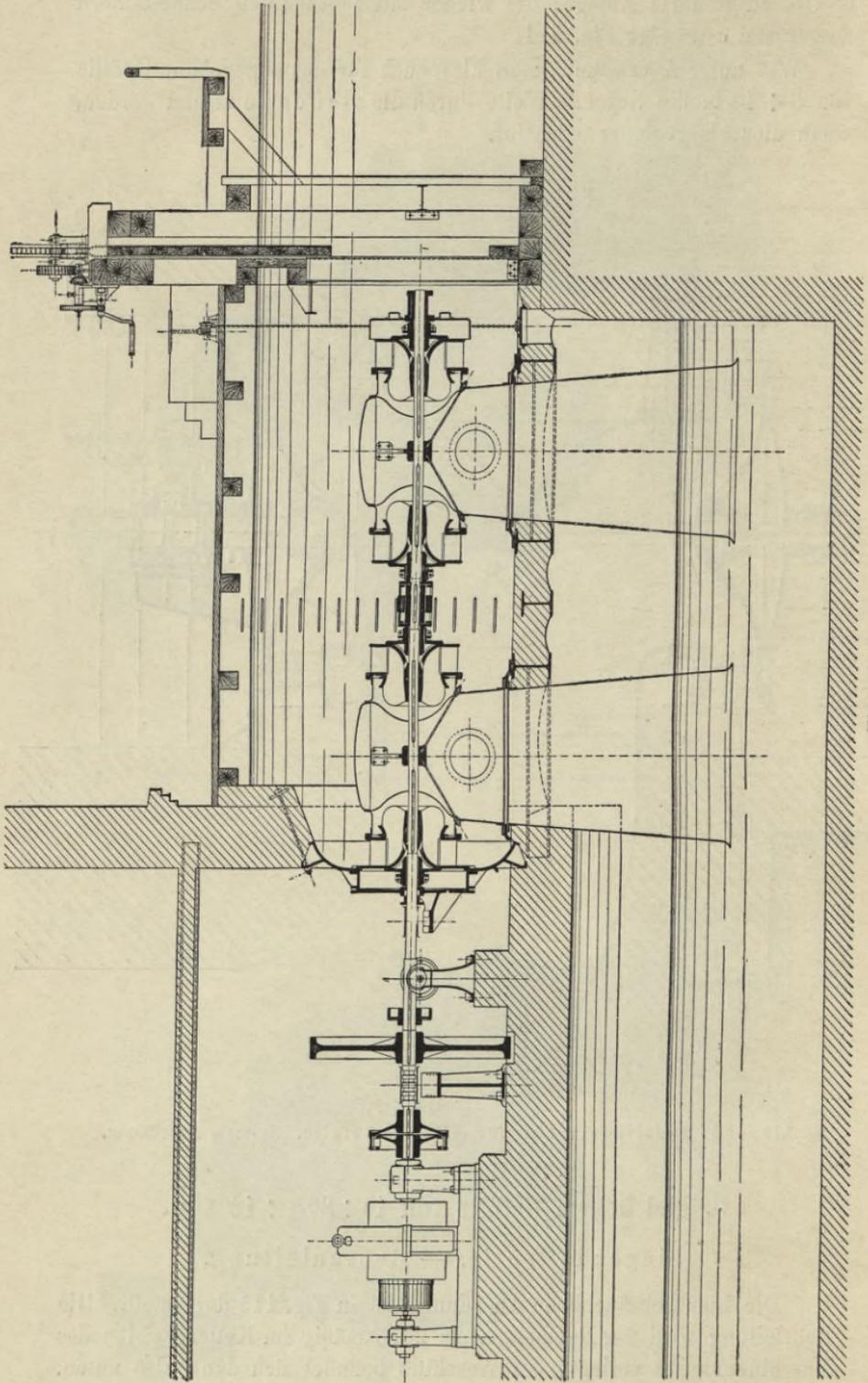


Fig. 114.
 Liegende Doppel-Zwillingturbine von 380 P. S. Gebaut von Briegleb, Hansen & Co., Gotha. ($H = 5$ m, $n = 215$ pro Min.)

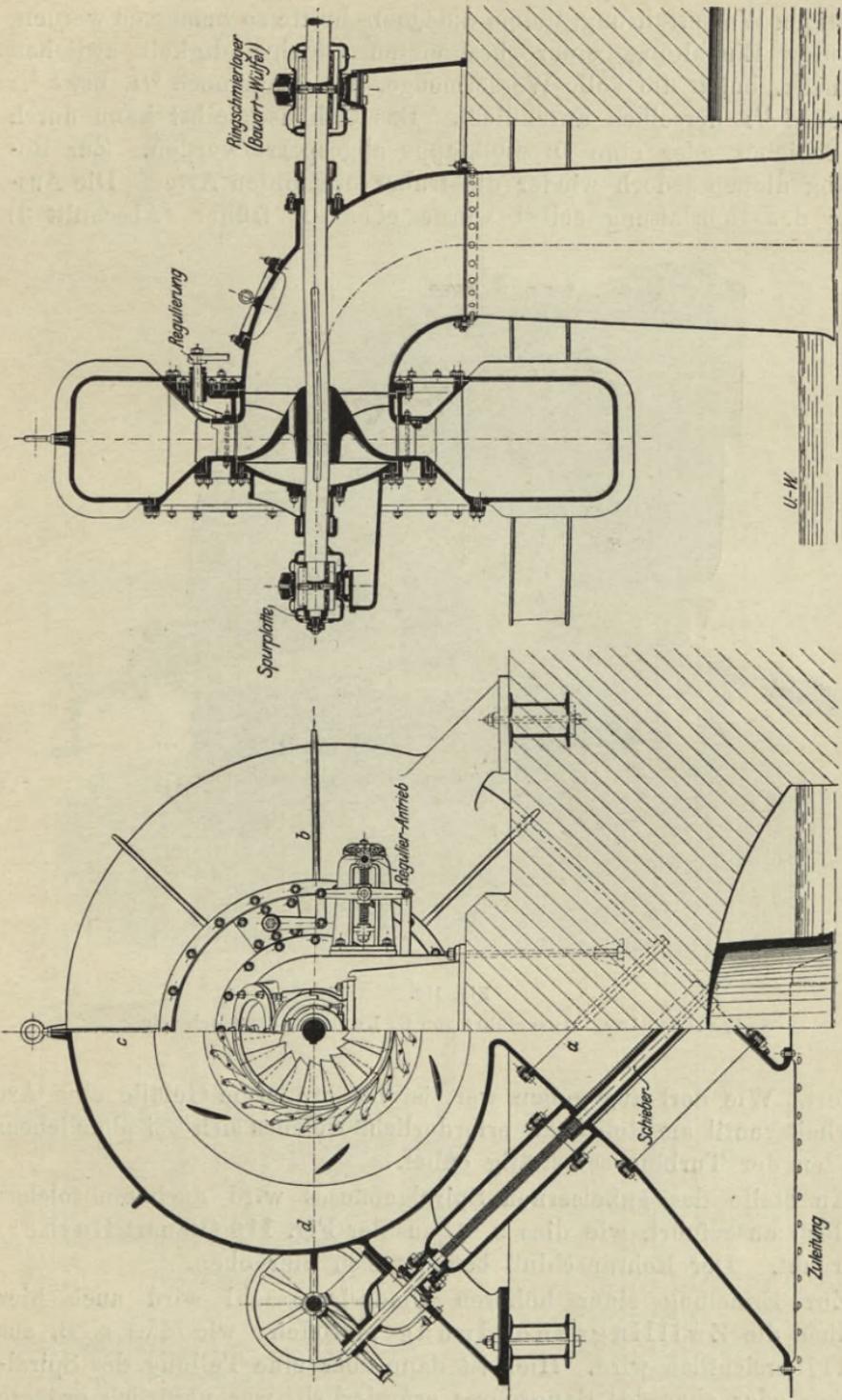


Fig. 115.
 „Spiralturbine“. — Normale Anordnung.

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/sek. 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 Regulierung dienen jedoch wieder die früher erwähnten Arten. Die Ausbildung der Rohrleitung selbst wurde ebenfalls früher (Abschnitt 3)

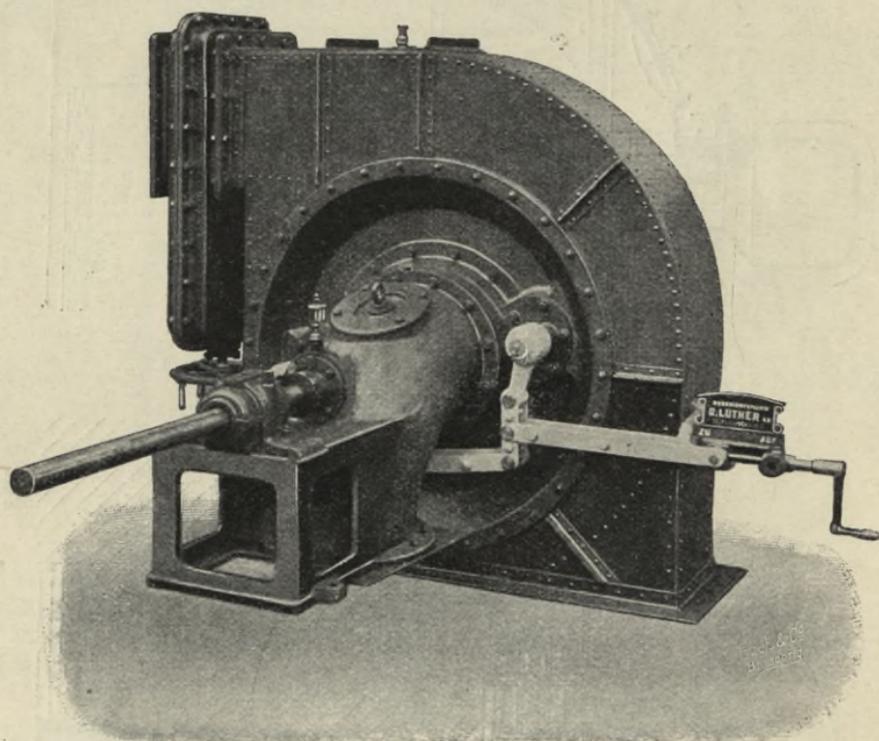


Fig. 116.

Spiralturbine. Ausgeführt von G. Luther, Braunschweig.

erläutert. Wie dort angegeben war, ist bei größerem Gefälle eine Art Sicherheitsventil am Rohrende erforderlich, welches sich bei plötzlichem Abstellen der Turbine selbsttätig öffnet.

An Stelle des gußeisernen Spiralgehäuses wird auch ein solches aus Blech ausgeführt, wie dies z. B. aus der Fig. 116 (Bauart Luther) hervorgeht. Der Rohranschluß befindet sich hier oben.

Zur Erzielung einer höheren Umdrehungszahl wird auch hier natürlich die Zwillingsanordnung getroffen, wie dies z. B. aus Fig. 117 ersichtlich wird. Hier ist dann aber eine Teilung des Spiralgehäuses oder aber des Saugrohres erforderlich, was natürlich größere Kosten verursacht. Neuerdings verlassen daher einige Firmen bei Zwillingsanordnung die Spiralförmigkeit des Gehäuses und bauen beide Leit-

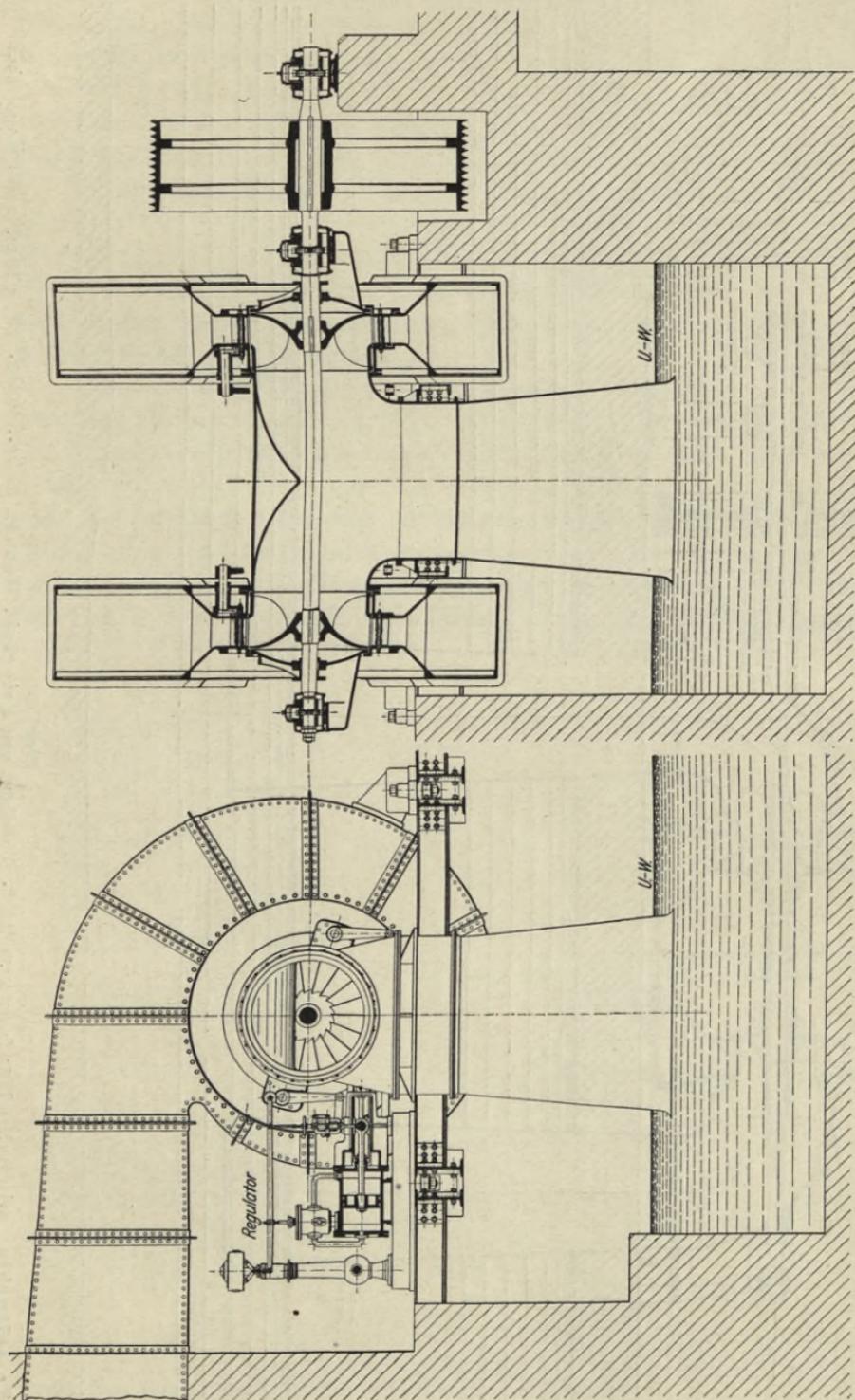


Fig. 117.
Zwillings-Spiralturbine. — Normale Anordnung.

und Laufräder in einen zylindrischen Kessel ein, eine Bauart, die unter dem Namen „Kesselturbine“ vielfach auftritt. Eine solche Kesselturbine, erbaut von der Firma Brieleb, Hansen & Co., ist schließlich in der Fig. 118 dargestellt. Der Kessel wird so groß gehalten, daß das Wasser darin sich gleichmäßig auf die Leiträder verteilt, also eine ungleichmäßige Beaufschlagung nicht zu befürchten ist. —

Schlußfolgerung: Die Francis-Turbine genügt den früher aufgestellten Forderungen der Neuzeit vollkommen, was ihre allgemeine und fast ausschließliche Anwendung für kleine und mittlere Gefälle erklärlich macht. Nur bei großen Gefällhöhen sind neben dieser Turbinenart auch Strahlturbinen, besonders das Tangentialrad, mit großem Erfolge in Anwendung.

Was die ausgeführten Größen anbelangt, so findet man im allgemeinen Francis-Laufräder von 250 bis zu 2500 mm Durchmesser. Die dabei erreichten Leistungen sind natürlich ganz und gar vom Gefälle abhängig. Eine zur Zeit erreichte Höchstleistung dürften wohl die im Jahre 1910 von der amerikanischen Firma J. P. Morris, Philadelphia nach Kalifornien gelieferten Francis-Spiralturbinen von je **18 000 P. S.** aufweisen, welche bei $H = 160$ m eine Umlaufzahl von $n = 400$ pro Minute haben.

Fünftes Kapitel.

Strahlтурbinen.

17. Allgemeines. Berechnungen und Annahmen.

Strahl-, Freistrahlm-, Druck- oder Aktionsturbinen unterscheiden sich allgemein von Überdruckturbinen dadurch, daß sich das Laufrad stets frei über dem Unterwasserspiegel bewegt. (Weitere Unterschiede s. früher, Abschnitt 5.) — Allerdings trifft man in einigen Ausnahmefällen auch hier eine Art Saugrohr. Jedoch hat dies hier einen anderen Zweck als bei der Überdruckturbinе, nämlich den, einen luftverdünnten Raum zu schaffen, in welchem das Laufrad arbeitet.

Wie schon früher erwähnt, war diese Turbinenart wahrscheinlich die ursprüngliche, und eine dem Wasserrade ähnelnde Form soll bereits im Altertume bekannt gewesen sein. Sicher ist, daß Aktionsturbinen 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 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 Strahlтурbinе zu nennen, welche um 1850 von dem sächsischen Kunstmeister Schwamkrug konstruiert wurde. Schließlich ist die achsiale Strahlтурbinе zu erwähnen, eine Erfindung des Franzosen Girard um 1863, welche lange Jahre eine große Rolle im Turbinenbau gespielt hat.

Mau verwendet die Strahlтурbinen heutzutage nur bei geringer Wassermenge und großem Gefälle. In allen anderen Fällen ist ihnen die Francis-Turbine hinsichtlich des Wirkungsgrades, der Zugänglichkeit und der Regulierfähigkeit überlegen, wie in den folgenden Abschnitten noch des näheren untersucht werden soll.

A. Bewegung des Wassers in Strahltriebwerken.

Wie im Abschnitt 5 bereits bei der Einteilung der Turbinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise gesagt wurde, ist hier zum Unterschiede von Reaktionsturbinen die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade eindeutig bestimmt. Beträgt die Höhe vom Oberwasserspiegel bis zum Leitradaustritt h_1 m (vgl. die frühere Fig. 38, bzw. auch Fig. 120, wobei h_1 genau genommen auf „Mitte Austritt“ zu beziehen wäre, was aber nicht einwandfrei zu bestimmen ist), so würde das Wasser mit der theoretischen Geschwindigkeit $w_1 = \sqrt{2g \cdot h_1}$ aus dem Leitrade ausströmen. Für praktische Berechnungen hat man dann einen Ausflußkoeffizienten zu berücksichtigen, welcher hier durchschnittlich zu $\varphi = 0,94 \div 0,98$ gesetzt werden kann, so daß man eine Strömungsgeschwindigkeit des Wassers von:

$$w_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_1}$$

als feststehende Rechnungsgröße erhält.

Fig. 119.

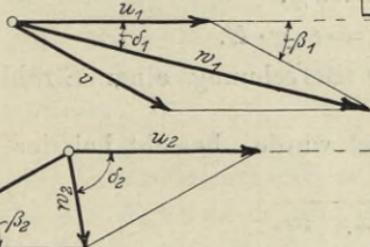


Fig. 121.

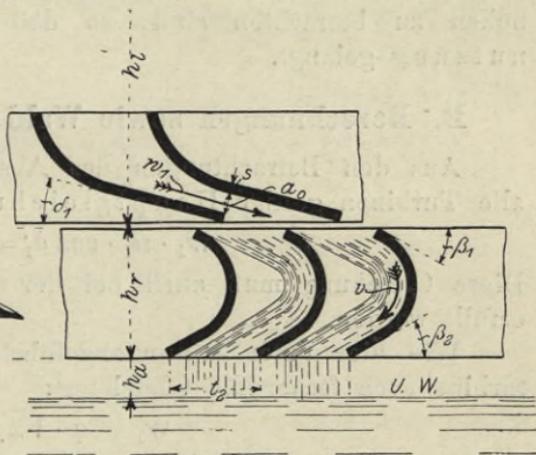


Fig. 120.

Mit dieser Geschwindigkeit strömt also das Wasser in einer durch die Schaufeln festgelegten Richtung aus dem Leitrade aus, vor welchem sich das Laufrad wieder mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 vorbeibewegt. Da auch hier, wie bei der Überdruckturbinen, stoßfreier Eintritt in das Laufrad verlangt wird, ist an der Übergangsstelle das Geschwindigkeitsparallelogramm aus den auftretenden Geschwindigkeiten zu konstruieren. Dasselbe ist in Fig. 119 dargestellt, während Fig. 120 den Zusammenhang mit den Schaufeln wiedergibt. Ein Vergleich mit den früheren Parallelogrammen (Fig. 56 ÷ 58) ist sofort zu ziehen, wenn auch zum Unterschiede zu beachten ist, daß die Winkel und dadurch die Schaufelformen andere geworden sind.

Mit der aus dem Parallelogramm Fig. 119 sich ergebenden Relativgeschwindigkeit v_1 strömt das Wasser an der Laufradschaufel entlang, und zwar als freier Strahl (Freistrahlturbine), ohne die rückwärtige Schaufelwand zu berühren. Da der Fall um die Höhe 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 Geschwindigkeit beim Austritt $v_2 = v_1$ gesetzt werden. Man rechnet also hier genügend genau mit einer gleichbleibenden Durchflußgeschwindigkeit v (Fig. 120).

Am Laufradaustritt ergibt sich nun folgendes: Mit v tritt das Wasser relativ zur Schaufel aus, während diese sich hier mit u_2 bewegt. Beide Geschwindigkeiten zum Parallelogramm vereinigt, ergeben, wie früher, die Resultierende w_2 , d. h. die absolute Austrittsgeschwindigkeit, mit der das Wasser in den Unterwasserkanal strömt (Fig. 121). Auch hier wird man darauf sehen, w_2 so klein wie möglich zu erhalten, da die Geschwindigkeitshöhe $\frac{w_2^2}{2g}$ natürlich wieder einen Verlust an der nutzbaren Gefällhöhe bedeutet. Letztere wird aber schon ohnedies bei Strahlmaschinen infolge des Freihängens verringert, wobei die Höhen h_a und, wie oben ausgeführt, sogar h_r als Verlusthöhen zu betrachten sind, so daß nur h_l eigentlich zur Ausnutzung gelangt.

B. Berechnungen sowie Wahl der Schaufelwinkel usw.

Aus den Betrachtungen des Abschnittes 7 B ergab sich die für alle Turbinen gültige Hauptgleichung:

$$w_1 \cdot u_1 \cdot \cos \delta_1 = \varepsilon \cdot g \cdot H.$$

Diese Gleichung muß auch bei der Berechnung einer Strahlmaschine erfüllt werden.

Wie hier unter A nun angeführt wurde, besteht bei der Strahlmaschine noch ferner die Gleichung:

$$w_1 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot h_l},$$

wobei $\varphi = 0,94 \div 0,98$ ist.

Aus dieser Geschwindigkeit sowie aus der vorhandenen Wassermenge Q sind nun die Ausflußquerschnitte des Leitrades zu bestimmen. Oftmals, wie später aus den Abschnitten 19 und 20 hervorgeht, wird hierbei nur ein sehr kleiner Querschnitt erforderlich, so daß gar kein vollständiges Leitrad ausgebildet werden kann und deshalb eine Art Düse mit einigen oder gar nur einer Leitschaukel Verwendung findet. (Partielle Beaufschlagung.)

Die Querschnitte des Laufrades können dagegen nicht genau berechnet werden. Sie sind nur ausreichend groß zu wählen, damit die freie Ausbildung des Strahls möglich wird. Der Laufraddurchmesser kann infolgedessen in gewissen Grenzen beliebig angenommen werden, so daß die Turbine einer gewünschten Tourenzahl noch leichter angepaßt werden kann als die Francis-Turbine. Die Laufradbreite richtet sich natürlich nach der Breite des Leitapparates.

Bezüglich der Wahl der Schaufelwinkel und der außer w_1 auftretenden Geschwindigkeiten ist folgendes zu bemerken:

Vergleicht man die beiden grundlegenden Gleichungen $w_1 \cdot u_1 \cdot \cos \delta_1 = \varepsilon \cdot g \cdot H$ und $w_1 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot h_l}$ miteinander, so läßt sich mit genügender Genauigkeit auch die letztere Gleichung schreiben: $w_1^2 = \varepsilon \cdot 2g \cdot H$, da in ε bekanntlich (siehe Abschnitt 7 B) alle Verluste, hier also auch die Verluste für das Freihängen der Turbine, enthalten sind. Man erhält dann auch eine Beziehung:

$$w_1 \cdot u_1 \cdot \cos \delta_1 = \frac{1}{2} \cdot w_1^2$$

oder

$$u_1 \cdot \cos \delta_1 = \frac{w_1}{2}.$$

Es stellt dies eine neue Bedingung für die Wahl der Geschwindigkeiten bei Strahltriebwerken dar, und zwar kann diese Bedingung nur erfüllt werden, wenn das Eintrittsparallelogramm zum Rhombus wird, wie dies in Fig. 122 dargestellt ist.

Man erhält dann $v = u_1$, und beide ergeben sich zu:

$$u_1 = v = \frac{w_1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \delta_1}.$$

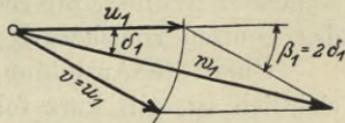


Fig. 122.

Bei allen Strahltriebwerken muß man also darauf sehen, daß dieser Bedingung möglichst Rechnung getragen wird. Allerdings lassen sich diese Werte in praktischen Fällen nicht genau einhalten, wie aus dem Beispiel im Abschnitt 19 hervorgeht, so daß sie nur für vorläufige Rechnungen Geltung haben.

Ferner ergab sich bei der Betrachtung der „Aktionswirkung“ (Abschnitt 7, C), daß der umflossene Schaufelbogen möglichst groß sein soll, d. h. daß die Winkel β_1 und β_2 möglichst klein werden müssen (vgl. Fig. 120). Man wählt hier deshalb (abgesehen von der Schaufel für Tangentialräder) $\sphericalangle \beta_1 \cong 30^\circ$, wodurch sich infolge des Parallelogramms Fig. 122:

$$\sphericalangle \delta_1 = \frac{\beta_1}{2} \cong 15^\circ$$

ergibt. Auch diese Werte können nur annähernd eingehalten werden, wie ebenfalls aus dem Rechnungsbeispiel im Abschnitt 19 hervorgeht.

Der $\sphericalangle \beta_2$ am Schaufelaustritt schließlich ergibt sich aus dem hier auftretenden Parallelogramm Fig. 121. Hier ist u_2 bekannt, ebenso v , und die Geschwindigkeit w_2 kann entweder gewählt oder, wie bei Überdruckturbinen, wiederum aus einem prozentualen Verlust der Gefällhöhe H berechnet werden. Man kann wieder annehmen, daß vielleicht $3 \div 4 (\div 6) \%$ von H zur Erzeugung von w_2 verwendet werden sollen. Jedoch ist zu beachten, daß hier vielfach H sehr groß ist, also zweckmäßig nur ein geringer Prozentsatz gewählt wird, damit nicht w_2 zu groß ausfällt. Es wird also z. B.

$$w_2 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,03 \cdot H}.$$

Damit sind hier die Geschwindigkeiten, also auch das Parallelogramm, und schließlich die Richtung der Schaufelaustrittskante durch $\angle \beta_2$ festgelegt.

Die Schaufelstärken s können, falls Blechschaufeln Verwendung finden, gewählt werden, wie bei den Überdruckturbinen angegeben wurde. Über die Schaufelweite a_2 im Laufrade läßt sich hier keine Bestimmung treffen, da die Zwischenräume ja nicht ganz mit Wasser ausgefüllt sein dürfen. Es handelt sich hier um konstruktive Ausbildung, und es sei daher lediglich auf das spätere Beispiel verwiesen.

18. Die Girard-Turbine und die Grenzturbine.

A. Die Girard-Turbine

ist, wie die Fig. 123÷125 darstellen, eine achsiale Strahltriebwerk mit stehender Welle. Sie besitzt ein vollständiges Leitrad, so daß also das Laufrad ringsherum gleichmäßig beaufschlagt wird.

Über die Ausbildung der Turbine, welche aus den Figuren ersichtlich ist, gilt kurz folgendes:

Der äußere Laufradkranz wird nach außen etwas herausgezogen, damit die freie Entfaltung des Strahls vollständig möglich ist. Das Laufrad selbst wird zweckmäßig schon oben etwas breiter gehalten als das Leitrad. Im Innenkranz sind Ventilationsöffnungen angebracht, durch welche sich die durch den Strahl mitgerissene Luft stets erneuert. Öffnungen am Außenkranz, die man ebenfalls mitunter antrifft, sind dagegen zu vermeiden, da dann das Laufrad wie ein Ventilator wirkt und Luft sowohl wie Wasser nach außen schleudert. Die Laufradschaufel kann der Einfachheit halber, wie der Grundriß Fig. 124 darstellt, hier als Zylinderfläche ausgebildet und so gestellt werden, daß ungefähr ihre Mitte zwischen Ein- und Austritt radial steht, obgleich dies theoretisch nicht ganz richtig ist. (Man denke nur an die verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten am Außen- und Innenkranz und die daraus entstehenden Verschiedenheiten der Geschwindigkeitsparallelogramme.) Ihre Form stellt der Seitenriß Fig. 125 dar. An das gerade, unterm $\angle \beta_2$ verlaufende untere Ende schließt sich ein Kreisbogen, der oben wieder in eine kurze gerade Linie unterm $\angle \beta_1$ ausläuft. Die Schaufeln bestehen meist aus Eisenblech und sind in den Kranz eingegossen.

Die Regulierung der Girard-Turbine erfolgt entweder durch Klappen, die einzelne Leitkanäle von oben abdecken, oder bei besseren Ausführungen durch sogenannte Rollschützen, welche über das Leitrad nach Art eines Rolladens gelegt werden, bzw. durch halbkreisförmige Hauben, deren Einlauf man durch einen Ringschieber zuschiebt.

Heutzutage findet man Girard-Turbinen nur selten noch in Anwendung. Diese Turbinen würden sich vermöge 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 Achsialturbinen, vom Leitrade verdeckt, also unzugäng-

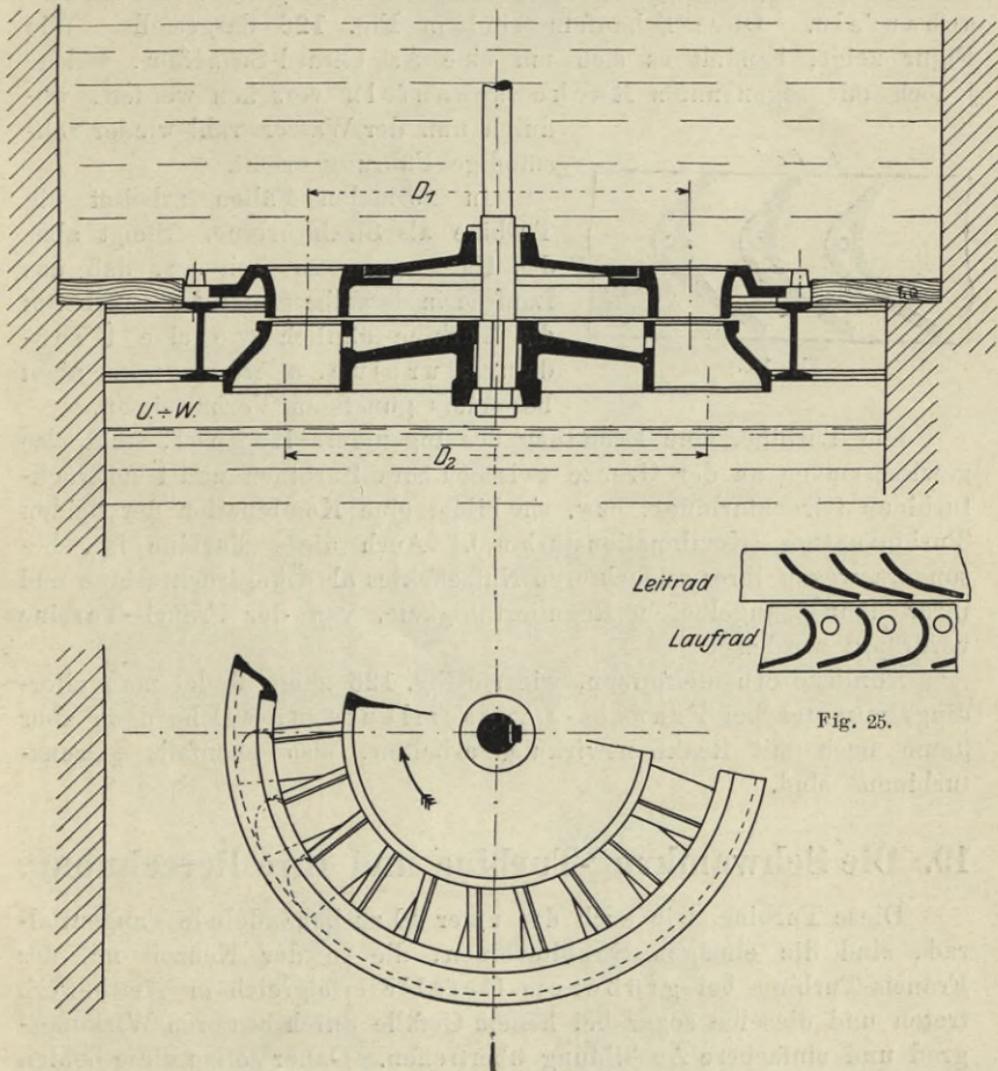


Fig. 25.

Fig. 123 und 124.

lich. Schließlich ist vor allem der nachteilige Umstand zu beachten, daß der Unterwasserspiegel infolge Rückstau so weit 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 h_a 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.

B. Die Grenzturbine oder auch: Kombinations- oder Hähnel-Turbine.

Dieselbe ist aus der Girard-Turbine unter Berücksichtigung und zur Vermeidung des letztgenannten Übelstandes entstanden. Äußerlich ist diese Turbine der erstgenannten gleich. Der charakteristische Unterschied liegt lediglich in der Ausbildung der Laufradschaufeln. Diese Schaufeln sind in Fig. 126 dargestellt. Wie Figur zeigt, handelt es sich um eine Art Girard-Schaukeln, welche jedoch mit sogenannten Rückenschaufeln versehen werden, wodurch nun der Wasserstrahl wieder vollständige Führung erhält.

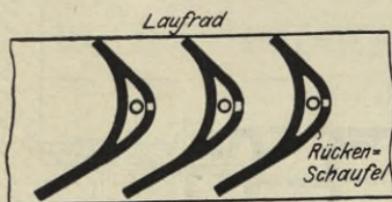


Fig. 126.

In normalen Fällen arbeitet die Turbine als Strahltriebwerk. Steigt aber das Unterwasser so weit an, daß das Laufrad in dasselbe eintaucht, so arbeitet die Turbine ähnlich wie eine Überdruckturbinenart, allerdings unter nicht besonders günstigen Verhältnissen.

Die Turbinenart, eine Erfindung des Ingenieurs Hähnel, steht also gewissermaßen an der Grenze zwischen Strahltriebwerken und Überdruckturbinen (Grenzturbine), bzw. sie bildet eine Kombination der beiden Turbinenarten (Kombinationsturbinenart). Auch diese Turbinenart ist, besonders wegen ihres schlechteren Nutzeffektes als Überdruckturbinenart und ihrer dann mangelhaften Regulierfähigkeit, von der Francis-Turbine verdrängt worden.

Ähnliche Schaufelformen, wie sie Fig. 126 zeigt, findet man allerdings mitunter bei Francis-Langsamläufern, welche dann aber kaum noch mit Reaktionswirkung arbeiten, also ebenfalls „Grenzturbinen“ sind.

19. Die Schwamkrug-Turbine und ihre Berechnung.

Diese Turbinenart, wie auch das unter 20 zu behandelnde Tangentialrad, sind die einzigen Strahltriebwerke, die in der Neuzeit mit der Francis-Turbine bei größerem Gefälle erfolgreich in Wettbewerb treten und dieselbe sogar bei hohem Gefälle durch besseren Wirkungsgrad und einfachere Ausbildung übertreffen. Daher sollen diese beiden Arten noch einer eingehenderen Besprechung gewürdigt werden.

Eine Schwamkrug-Turbine ist in den Fig. 127, 128¹⁾ dargestellt, und zwar zeigen dieselben eine Bauart der Firma Piccard, Pictet in Genf. Wie ersichtlich, hat man es bei der Schwamkrug-Turbine mit einer radial, von innen beaufschlagten Strahltriebwerkart zu tun, deren Beaufschlagung aber nur teilweise erfolgt. Man nennt solche Turbinen, welche kein vollständiges Leitrad besitzen, partiell be-

¹⁾ Nach Reichel, Z. d. V. d. Ing. 1901, S. 1634.

aufschlugte oder „Partialturbinen“. Wie aus Fig. 128 hervorgeht, ist dort nur eine einzige Leitschaufel vorhanden, eine Bauart, wie sie heute vielfach angewendet wird und welche auf die meist

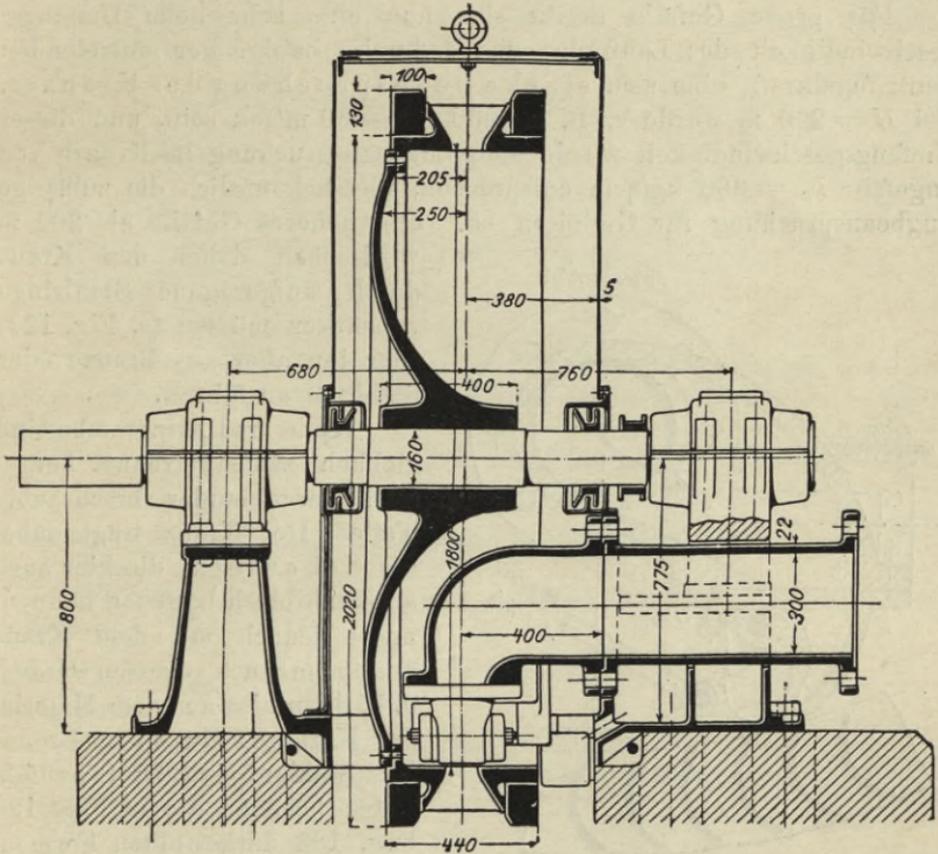


Fig. 127.

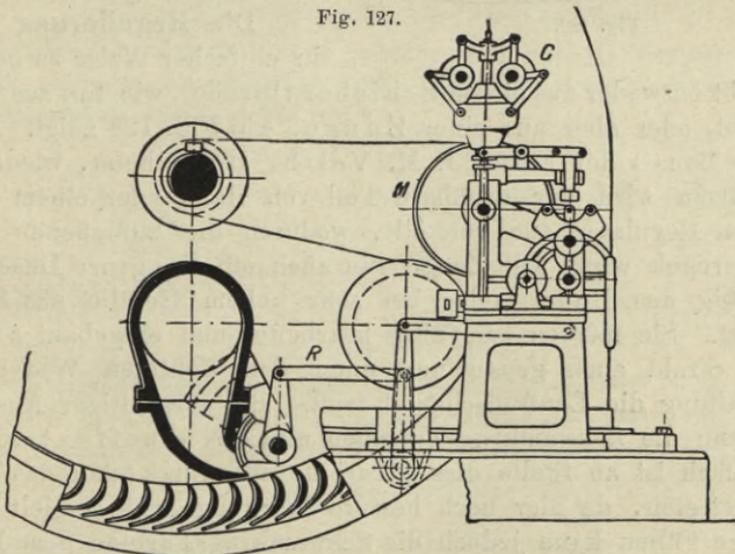


Fig. 128.

Fig. 127 und 128. Schwamkrug-Turbine von 1000 P.S. Gebaut von Piccard, Pictet, Genf. ($H = 500$ m, $Q = 0,2$ cbm/sek, $n = 500$ pro Minute.)

geringe Wassermenge hindeutet. Große Leistungen werden eben dadurch erzielt, daß das Gefälle, wie schon erwähnt, oft sehr groß ist. Bei der gezeichneten Turbine beträgt dasselbe z. B. 500 m.

Für große Gefälle ergibt sich nun eine sehr hohe Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades und dadurch, infolge der auftretenden Zentrifugalkraft, eine sehr starke Beanspruchung des Kranzes. Bei $H=200$ m würde z. B. ungefähr $u=30$ m/sek sein, und dieser Umfangsgeschwindigkeit würde eine Zugbeanspruchung im Kranz von ungefähr $k_z=300$ kg/qcm entsprechen, was bekanntlich die zulässige Zugbeanspruchung für Gußeisen ist. Für höheres Gefälle als 200 m

wird man daher den Kranz durch aufgezoogene Stahlringe verstärken müssen (s. Fig. 127) oder ihn aber aus Bronze oder Stahlguß ausführen.

Kranz und Armscheibe sind vielfach zwei getrennt hergestellte, miteinander verschraubte Teile. Der Kranz trägt dabei die Schaufeln, die hier auch aus Stahlblech bestehen können, meist jedoch mit dem Kranz aus einem Stück gegossen werden, d. h. dann also aus dem Material des Kranzes: Gußeisen, Bronze oder Stahlguß sind. Die Schaufeln selbst besitzen die in Fig. 128 bzw. 132 dargestellten Formen.

Die **Regulierung** ist hier in einfacher Weise zu bewirken.

Sie besteht entweder aus einem Schieber (Blende), wie dies aus Fig. 128 hervorgeht, oder aber aus einer Zunge, wie Fig. 129 zeigt. Letztere gibt eine Bauart der Firma J. M. Voith, Heidenheim, wieder. Bei beiden Arten wird der drehbare Teil von Hand oder einem indirekt wirkenden Regulator aus verstellt, wodurch die zufließende Wassermenge geregelt wird. Die Zunge wie auch oft die ganze Düse werden zweckmäßig aus Bronze oder bei sehr hohem Gefälle aus Stahlguß ausgeführt. Sie müssen sorgfältig bearbeitet und eingebaut sein, damit der Strahl auch genau und unter dem richtigen Winkel sowie ohne Spaltung die Laufradschaufel trifft. Bei sorgfältiger Ausführung haben dann die Schwamkrug-Turbinen einen Nutzeffekt von 80%.

Vielfach ist an Stelle dieser Turbine allerdings schon das Tangentialrad getreten, da hier noch bessere Wirkungsgrade erzielt werden. In einigen Fällen kann jedoch die Schwamkrug-Turbine dem letzteren vorzuziehen sein, so daß verschiedene Firmen deren Bau beibehalten haben.

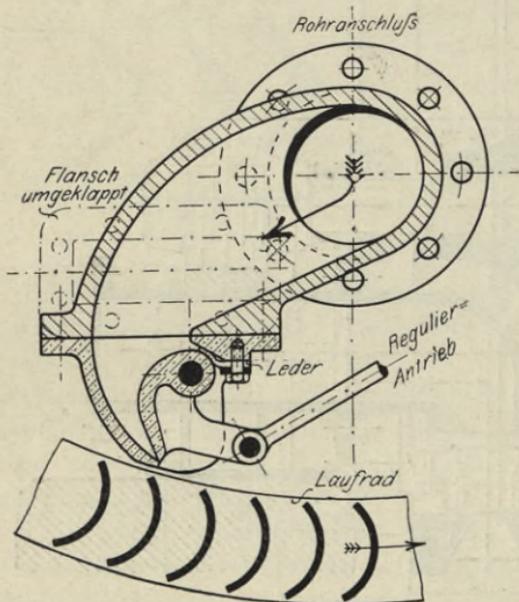


Fig. 129.

Berechnung einer Schwamkrug-Turbine.

Beispiel: Eine Wasserkraftmaschine zur Ausnutzung eines Gefälles von $H = 120$ m und einer Wassermenge von **150 l pro Sekunde** sei zu entwerfen. Für diese Verhältnisse erscheint eine Schwamkrug-Turbine als zweckmäßig, deren Berechnung wie folgt durchzuführen ist:

a) Leistung der Turbine.

Unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 75% würde sich ergeben:

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 10 \cdot 0,15 \cdot 120 = 180 \text{ P. S.}$$

b) Leitvorrichtung.

Nach Abschnitt 17 ist gegeben:

$$w_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_l}$$

Wählt man nun $\varphi = 0,95$ und setzt man, da das Freihängen des Laufrades im Vergleich zur Gefällhöhe von 120 m nur wenig ausmacht, $h_l \cong 120$ m, so ergibt sich:

$$w_1 = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot 120} = 46 \text{ m/sek.}$$

Der Ausflußquerschnitt der Leitvorrichtung müßte somit sein:

$$f = \frac{0,150}{46} = 0,0033 \text{ qm} = 33 \text{ qcm.}$$

Wählt man nun eine Düse von $b_0 = 95$ mm Breite, so würde die Öffnung derselben

$$a_0 = \frac{33}{9,5} = 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

betragen.

Die Schaufel soll hier unter einem Winkel $\delta_1 = 15^\circ$ stehen. Die Düse sowie deren drehbare Zunge sollen die Bauart Fig. 129 erhalten und aus Rotguß hergestellt werden.

c) Laufrad und Umlaufszahl.

Der Laufraddurchmesser kann beliebig groß gewählt werden. Es werde hier z. B. angenommen (vgl. Fig. 132): $D_1 = 1200$ mm ϕ . Dann wird bei einer Laufradhöhe von $h_r = 100$ mm:

$$D_2 = 1200 + 2 \cdot 100 = 1400 \text{ mm } \phi.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt würde nach 17 B

$$u_1 = \frac{w_1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \delta_1}$$

sein, also bei $\delta_1 = 15^\circ$:

$$u_1 = \frac{46}{2} \cdot \frac{1}{0,96} = 24 \text{ m/sek.}$$

Jedoch ergibt dieser Wert dann eine große äußere Umfangsgeschwindigkeit u_2 , wodurch w_2 ebenfalls groß und sehr schräg gerichtet wird, was aber vermieden werden soll. Es sei deshalb aus Zweckmäßigkeit nur:

$$u_1 = 23 \text{ m/sek}$$

gewählt.

Schließlich ergibt sich daraus die Umlaufszahl zu

$$n = \frac{23 \cdot 60}{1,2 \cdot \pi} = 360 \text{ pro Minute.}$$

d) Laufradschaufel.

Es ist also $u_1 = 23$ m/sek gewählt worden. Ferner ist bekannt: $\sphericalangle \delta_1 = 15^\circ$ und $w_1 = 46$ m/sek. Das Geschwindigkeitsparallelogramm am Laufradeintritt erhält somit die Gestalt Fig. 130, woraus sich $\sphericalangle \beta_1$ sowie die Geschwindigkeit v graphisch ergeben. Man greift aus der maßstäblichen Zeichnung $v = 24$ m/sek sowie $\beta_1 = 28^\circ$ ab. Der $\sphericalangle \beta_1$ muß alsdann der Schaufelrichtung am Eintritt gegeben werden, wie Fig. 132 zeigt.

Am Laufradaustritt erhält man folgendes. Bekannt sind:

$$v = 24 \text{ m/sek}$$

und

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} = 23 \cdot \frac{1400}{1200} = 26,8 \text{ m/sek.}$$

Fig. 130.

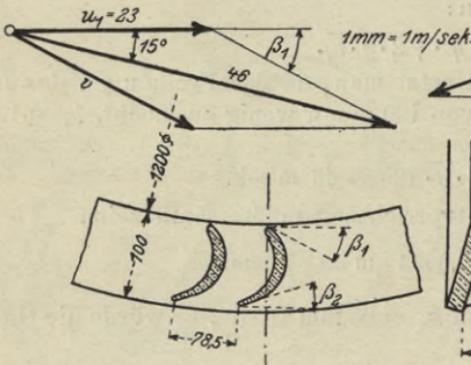


Fig. 131.

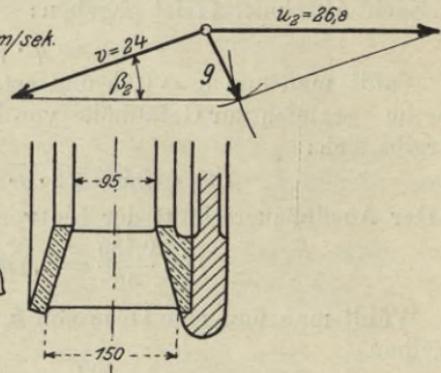


Fig. 132.

Maßstab 1:10 d. N.

Zur Erzeugung von w_2 sollen nun 3,5% von H verloren gehen, also wird

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,035 \cdot 120} = 9 \text{ m/sek.}$$

Die drei Geschwindigkeiten zusammengesetzt ergeben das Parallelogramm Fig. 131, und daraus erhält man den $\sphericalangle \beta_2$, wonach hier die Schaufel zu gestalten ist.

Die Laufradschaufel selbst kann schließlich in der Weise, wie Fig. 132 maßstäblich zeigt, entworfen und in den Kranz eingebaut werden. Der Kranz wird nach außen zu zweckmäßig erweitert. Er soll mit den Schaufeln aus einem Stück, und zwar aus Rotguß hergestellt und an eine gußeiserne Armscheibe angeschraubt werden, welche den Schaufelkranz in der in der Figur ersichtlichen Weise umfaßt.

Aus Fig. 132 erhält man beim maßstäblichen Aufzeichnen, unter Annahme einer Schaufelzahl $z_2 = 56$, eine Teilung $t_2 = \frac{1400 \cdot \pi}{56} = 78,5$ mm, was einer Schaufelweite von annähernd 30 mm entsprechen würde.

20. Das Tangentialrad und seine Berechnung.

Die Tangential- oder Pelton-Räder sind diejenigen Freistrahlturbinen, welche für große Gefällhöhen und geringe Wassermengen am geeignetsten sind. Man findet sie in Anwendung bei Gefällhöhen von 60 ÷ 600 m, und sie erreichen dabei einen für Wasserkraftmaschinen ganz ungeahnt hohen Nutzeffekt bis zu 95%.

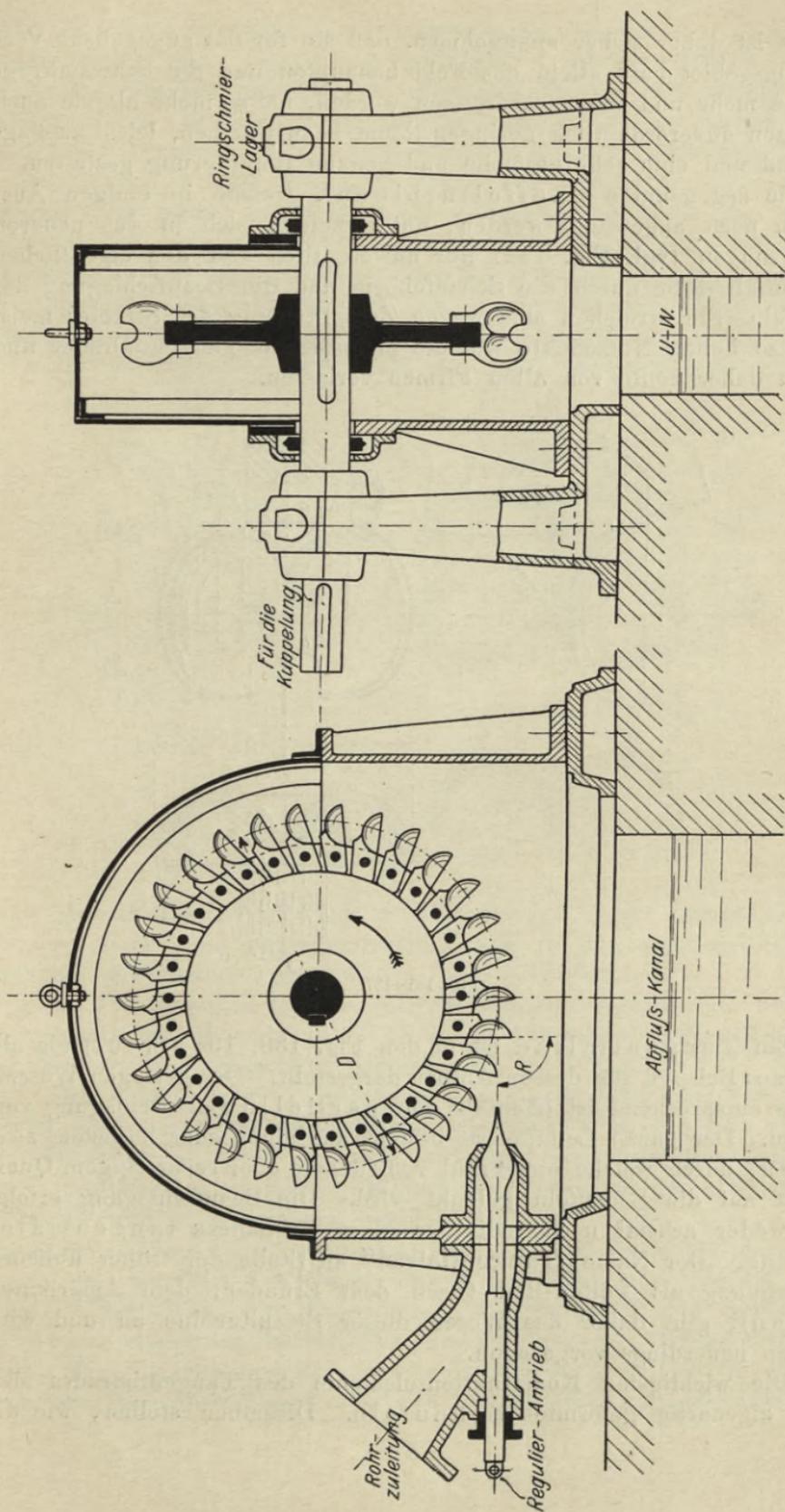


Fig. 134.

Fig. 133.

Tangentialrad. Normale Anordnung.

Es ist daher sicher anzunehmen, daß sie für das angegebene Verwendungsgebiet bald allein das Feld behaupten und die Schwammkrug-Turbine mehr und mehr verdrängen werden, um so mehr als sie auch nur einen außerordentlich geringen Raum beanspruchen, leicht zugänglich sind und eine sehr einfache und genaue Regulierung gestatten.

Die sogenannten „Löffelturbinen“, welche in einigen Ausnahmen noch angewandt werden, unterscheiden sich in den neueren Ausführungen (vgl. Fig. 142) nur unwesentlich von den eigentlichen Tangentialrädern durch die Schaufelform und die Beaufschlagung der Schaufeln. Sie erreichen aber wegen Zersplitterung des Strahles meist keine so hohen Nutzeffekte wie die eigentlichen Tangentialräder und werden daher heute von allen Firmen verlassen.

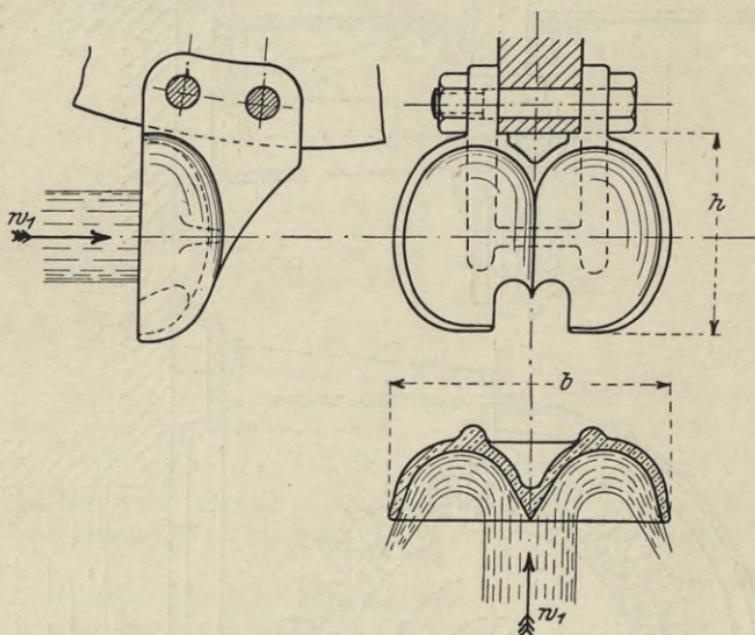


Fig. 135—137.

Ein Tangentialrad ist in den Fig. 133, 134 (S. 107) als allgemeines Beispiel für dessen Aufbau dargestellt. Der geringen Wassermenge entsprechend ist ebenfalls nur partielle Beaufschlagung vorhanden. Der ganze Leitapparat besteht aus einer oder höchstens zwei Düsen, durch welche ein Strahl von rundem oder rechteckigem Querschnitt auf die Schaufeln gelenkt wird. Die Beaufschlagung erfolgt hier weder achsial noch radial, sondern in nahezu tangentialer Richtung. Der Name „**Tangentialrad**“ an Stelle der früher üblichen Bezeichnung als Pelton-Rad (nach dem Erfinder, dem Amerikaner Pelton), gibt daher das Wesen dieser Strahltriebwerke an und wird deshalb neuerdings vorgezogen.

Die wichtigsten Konstruktionselemente des Tangentialrades sind seine eigenartig geformten Schaufeln. Dieselben stellen, wie die

Fig. 135 bis 140 zeigen, gewissermaßen Doppelschaufeln einer Freistrahlturbine dar. Der Strahl wird genau auf die mittlere Schneide gelenkt, teilt sich und fließt in möglichst dünnem Querschnitt je zur Hälfte durch die beiden Schaufelmulden, welche in der zu durchfließenden Rundung nahezu einen Bogen von 180° umfassen. Durch diese Schaufelformen tritt, wie früher im Abschnitt 7 C entwickelt wurde, die beste Ausnutzung der lebendigen Energie des Wasserstrahles auf, wodurch sich dann auch der hohe Wirkungsgrad der Tangentialräder erklärt. Der in den Figuren sichtbare Ausschnitt wird aus dem Grunde gewählt, daß die Düse recht nahe an die Schaufel gerückt werden kann, und die Schaufeln richtig beaufschlagt werden. Die Größe der Schaufel läßt sich nicht berechnen, sondern muß

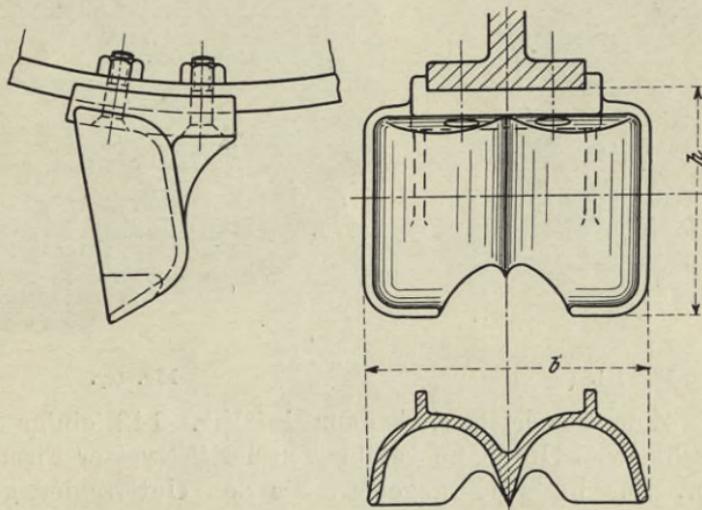


Fig. 138—140.

aus Zweckmäßigkeitsgründen gewählt werden. Sie richtet sich besonders nach dem Strahlquerschnitt, wie in den späteren „Berechnungen“ noch näher angegeben ist. Die Schaufelform Fig. 135 bis 137 wird hierbei gewählt, falls der beaufschlagende Wasserstrahl runden Querschnitt besitzt, während die Form Fig. 138 bis 140 mehr bei rechteckigem Strahlquerschnitt benutzt wird.

Die Schaufeln sind manchmal aus einem Stück mit dem Rade, meist aber besonders angeschraubt wie dies z. B. aus den Figuren hervorgeht, und zwar ist dann auf eine sehr sorgfältige und genaue Befestigung zu sehen, da auch hier (wie bei der Schwamkrug-Turbine näher ausgeführt wurde) sehr große Umfangsgeschwindigkeiten auftreten können. Mit Rücksicht darauf ist auch eine sorgfältige Ausbalancierung des Rades nötig, sowie ferner eine richtige Wahl des Materials. Die Schaufeln sind vielfach aus Bronze, manchmal aus Gußeisen und bei größerem Gefälle aus Stahlguß. Eine Bearbeitung der Schaufelmulden wird vielfach wegen ihrer Schwierigkeit unterlassen oder von Hand durch Ausschleifen oder

Schaben bewirkt. Jedoch erhöht sich der Wirkungsgrad der Turbine durch eine saubere Bearbeitung. Das Rad besteht aus Gußeisen oder bei hoher Umfangsgeschwindigkeit ebenfalls aus Stahlguß bzw. Stahl.

Ein Tangentialrad mit ganz ähnlicher Schaufelform, wie sie Fig. 135 zeigte, eine Ausführung der Firma Breuer, Höchst a. M., ist in Fig. 141

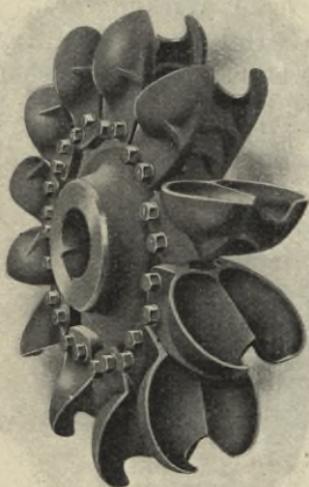


Fig. 141.

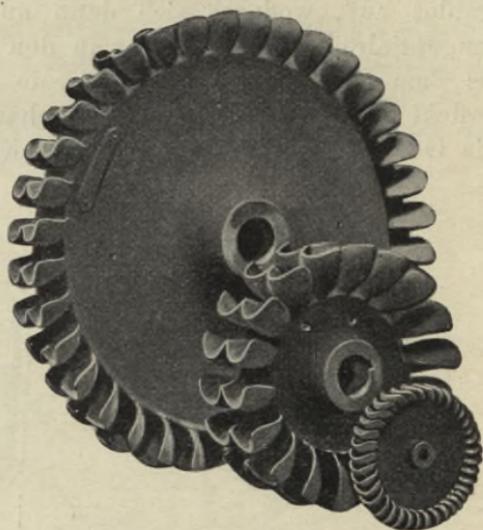


Fig. 142.

dargestellt. Zum Vergleich sind dann in Fig. 142 einige Löffelräder verschiedener Größe, ausgeführt von der Schweizer Firma Escher, Wyß & Co., Zürich, wiedergegeben, die den Unterschied gegenüber den eigentlichen Tangentialrädern erkennen lassen.

Die **Regulierung** der zugeführten Wassermenge erfolgt auf verschiedene Weise, je nachdem ein Strahl von rundem oder rechteckigem Querschnitt Verwendung finden soll.

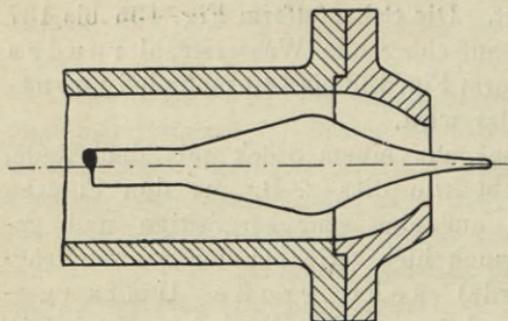


Fig. 143.

Bei rundem Strahl ist allgemein die Verengung des Düsenquerschnitts durch eine Nadel üblich. Als Form derselben wird in einfachster Weise ein Dorn mit konischer Spitze gewählt, wodurch jedoch der Ausflußkoeffizient φ und dadurch der Wirkungsgrad bei vor-

geschobener Spitze schlecht wird. Vorteilhaft ist dagegen die Form der Nadel nach Fig. 143, wie sie von der auf dem Gebiete des Tangentialradbaues berühmten amerikanischen Firma A. Doble & Co. in San Francisco zuerst ausgeführt wurde. Es soll hierbei ein Ausfluß-

koeffizient $\varphi = 0,98$ bis $0,993$ erreicht werden, und zwar annähernd bei jeder Nadelstellung, da der Strahl infolge der eigenartigen Form von Nadel und Düse stets eine gleichförmig beschleunigte Bewegung erhält. Die betreffende Firma verwendet bei allen Rädern nur eine Düse, und zwar bis zu 150 mm Mündungsdurchmesser. Der Zusammenbau von Düse und Rad ist hierbei aus der Abbildung Fig. 144 ersichtlich¹⁾.

In Europa, besonders der Schweiz (dort auch bei Löffelturbinen), wird vielfach der rechteckige Strahl dem kreisrunden vorgezogen. Hierzu ist eine Regulierung mittelst einer Blende (ähnlich der früheren Konstruktion Fig. 128, jedoch mit Angriff der Regulierstange im Innern der Düse) oder mittelst Doppelschiebers nötig, z. B. nach Art der

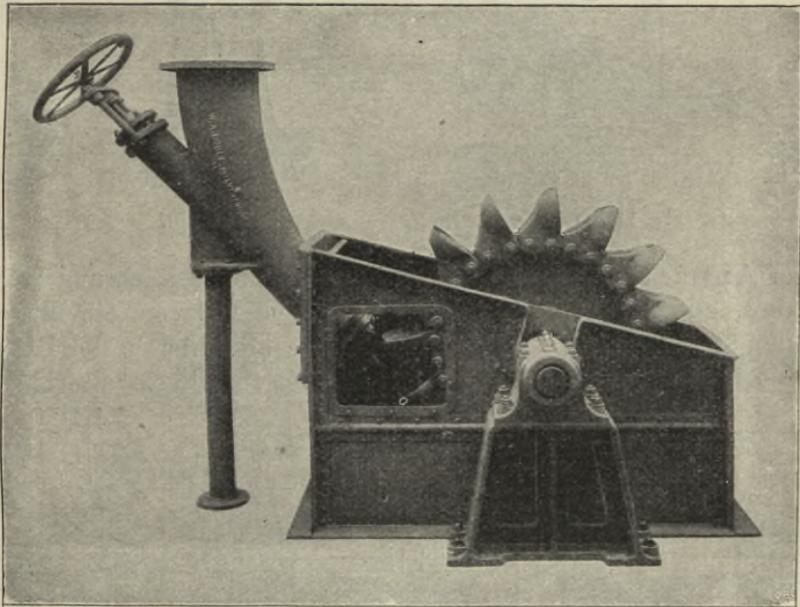


Fig. 144.

Fig. 145. Diese Figur stellt eine Ausführung der französischen Firma Singrun Frères dar. Die beiden Schieber sind von beiden Seiten gleichzeitig zu verschieben. Dies kann durch Zahnstangen, wie Fig. 145 zeigt, oder mittelst zweier durch Kolben und hydraulischen Druck bewegter Stangen bewirkt werden. Eine weitere Regulierung durch Doppelschieber ist in den Fig. 146 bis 149 dargestellt, welche die Ausführung der Firma Briegleb, Hansen & Co., Gotha, zeigen. Die Schieber sind keilförmig; werden sie zugeschoben, so ist die Folge, daß das nicht zur Beaufschlagung gelangende Wasser seitlich ins Freie tritt (Fig. 147). Die zugeleitete Wassermenge bleibt dadurch auch bei häufigen Belastungsänderungen der Turbine stets gleich, und Druckschwankungen werden in der Rohrleitung vermieden, die bei hohem Gefälle gefährlich werden können. Damit bei dauernder Verstellung der Keil-

¹⁾ Nach Homberger, Z. d. V. d. Ing. 1904, S. 1903.

backen aber nicht unnötig viel Wasser vergeudet wird, befindet sich, wie die Fig. 148, 149¹⁾ zeigen, hinter den zur Regulierung dienenden Keilbacken *S* ein Doppelschieber *a*, der dann langsam auf den gewünschten Strahlquerschnitt eingestellt werden kann. Die von der genannten Firma benutzten Schaufelformen waren in den früheren Fig. 138 bis 40 dargestellt.

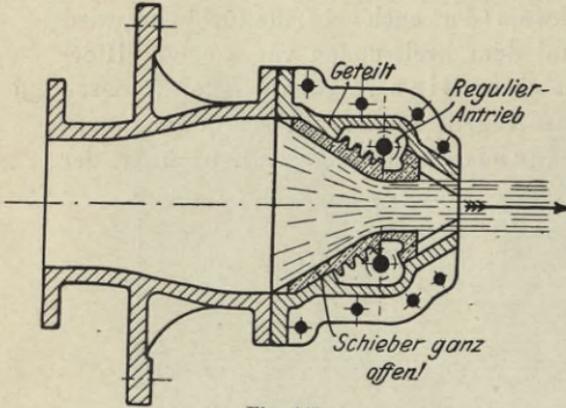


Fig. 145.

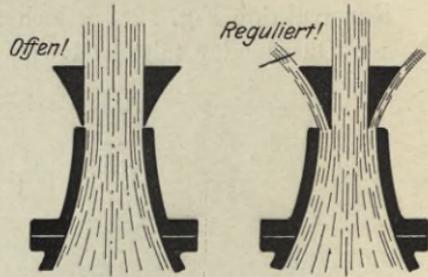


Fig. 146.

Fig. 147.

Der Antrieb der verschiedenen Regulierungsvorrichtungen erfolgt, wie früher, entweder von Hand oder aber besser von einem indirekt wirkenden Regulator aus. Die Verstellkräfte sind hier in der Regel sehr gering, so daß man nur ganz kurze Schlußzeiten für die Regulierung erhält.

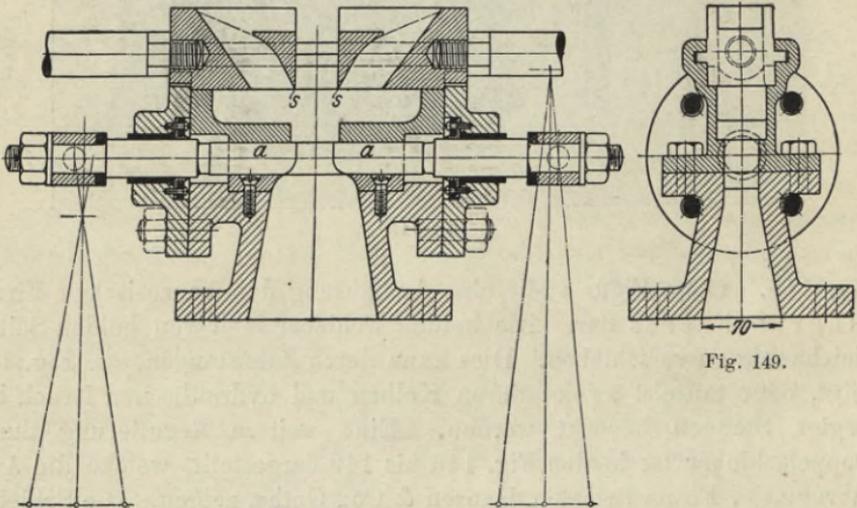


Fig. 148.

Fig. 149.

Den gesamten Aufbau einer Tangentialradanlage von 176 P. S., welche von der Firma Briegleb, Hansen & Co. für das Elektrizitätswerk der Stadt Nordhausen geliefert wurde, zeigen schließlich noch die Fig. 150, 151. Sie lassen die Lagerung der Welle in Ringschmier-

¹⁾ Nach P f a r r, Z. d. V. d. Ing. 1908, S. 1224. Hieraus sind auch die weiteren Fig. 150, 151 entnommen.

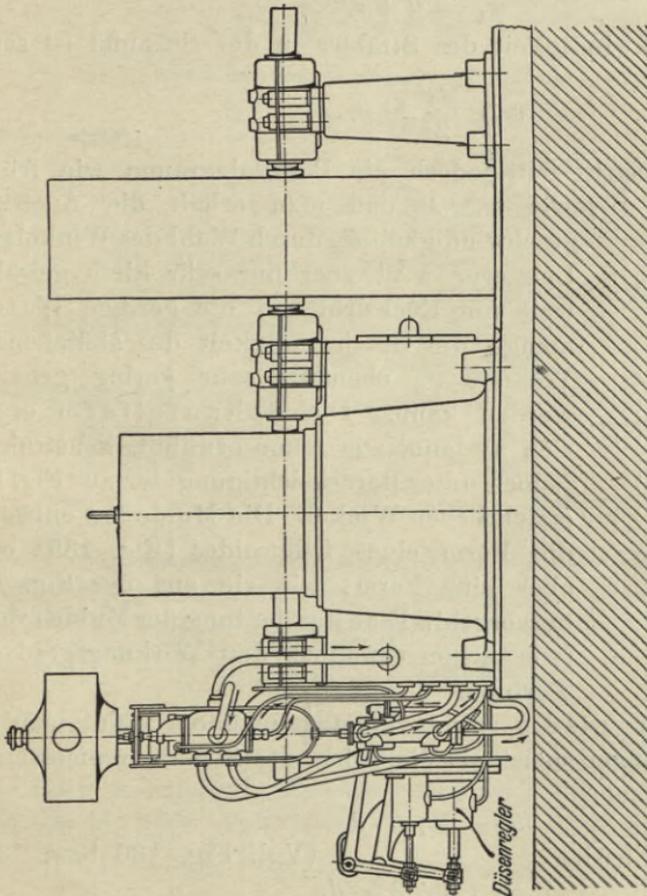


Fig. 150.

Tangentialrad-Anlage von 176 P. S. — Gebaut von Briegleb, Hansen & Co., Gotha.
 ($H = 165$ m, $Q = 100$ l/sek, $n = 750$ pro Minute.)

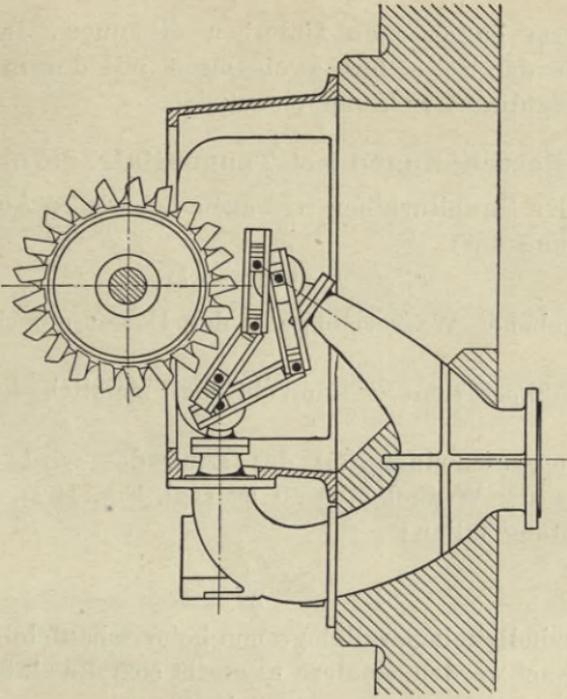


Fig. 151.

lagern auf einem gußeisernen Unterbau erkennen, in welchen von unten bzw. von der Seite her zwei Düsen mit der in Fig. 148, 149 dargestellten Reguliervorrichtung einmünden.

Berechnungen bei Tangentialrädern.

Wie bei allen Strahltriebwerken tritt auch bei dieser Abart die grundlegende Gleichung auf:

$$w_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_1},$$

woraus bei gegebener Wassermenge Q der Düsenquerschnitt berechnet werden muß.

Der Ausflußkoeffizient φ kann hierbei ziemlich hoch (0,98) gewählt werden.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades wird nun nach Abschnitt 17 B, da der Winkel $\delta_1 \cong 0$ ist (vgl. Fig. 152), d. h. w_1 und u in gleiche Richtung fallen:

$$v \cong \frac{w_1}{2}.$$

Ein Geschwindigkeitsparallelogramm beim Schaufeleintritt kann also nicht aufgezeichnet werden, sondern es ergibt sich die einfache Beziehung

$$w_1 = u + v.$$

Die Relativgeschwindigkeit des Strahles in der Schaufel ist somit ebenfalls:

$$v \cong \frac{w_1}{2} \cong u.$$

Beim Schaufelaustritt tritt jedoch ein Parallelogramm wie früher auf. Bekannt sind u sowie $v \cong u$, und man erhält die Austrittsgeschwindigkeit w_2 durch Wahl des Winkels β_2 . Letzterer wird aber nur sehr klein gewählt, weil mit Rücksicht auf die geringe Wassermenge die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers w_2 ebenfalls sehr gering gehalten werden kann. Die Schaufelform ergibt sich alsdann, wie schon erwähnt, konstruktiv, jedoch unter Berücksichtigung der aus Fig. 152 ersichtlichen Winkel. Die Mulde hat entweder die Form eines Ellipsoides (Fig. 135) oder aber eine Form, wie sie aus der Fig. 138 hervorgeht. Eine Bearbeitung der Mulde erhöht (wie schon erwähnt) den Wirkungsgrad der Turbine.

Die Schaufelbreite b sowie die Schaufelhöhe h wählt man bei praktischen Ausführungen meist als Vielfaches des Strahldurchmessers d . Man findet hierbei:

$$b = 3 \div 5 \cdot d$$

und eine Schaufelhöhe (Vgl. Fig. 136 bzw. 139.)

$$h = 1,5 \div 2,5 \cdot d.$$

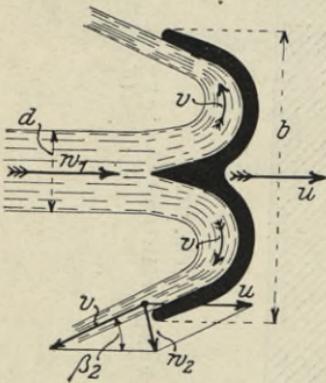


Fig. 152.

Die Schaufelzahl z richtet sich nach dem gegenseitigen Abstände, d. h. nach der Schaufelteilung t . Die Schaufeln der Löffelturbinen sitzen sehr eng aufeinander; bei den eigentlichen Tangentialrädern findet man dagegen in praktischen Ausführungen häufig eine äußere Teilung von annähernd $t_a \cong h$, was für die Berechnung von z überschläglich angenommen werden kann. Jedoch ist die Ausführbarkeit beim Aufzeichnen des Rades zu prüfen. Die Schaufeln werden, wie Fig. 133, 135, 138 zeigen, nicht radial gestellt, sondern so, daß der auf die Schaufeln zuerst voll auftreffende Strahl senkrecht zur Schaufel steht.

Die lichte Gehäusebreite kann ungefähr gleich dem Dreifachen der Schaufelbreite gewählt werden, damit das Wasser seitlich einen bequemen Abfluß findet.

Beispiel: Gefälle und Wassermenge des Beispiels im Abschnitt 19 sollen durch ein Tangentialrad ausgenutzt werden. Es war $Q = 150 \text{ l/sek}$ und $H = 120 \text{ m}$.

Wie dort sei ferner gesetzt: $w_1 = 46 \text{ m/sek}$. Der Düsenquerschnitt wird somit auch hier $f = 33 \text{ qcm}$. — Nimmt man nun einen runden Strahl an, so wird dessen Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{33 \cdot 4}{\pi}} = 6,5 \text{ cm} = 65 \text{ mm}$$

Die Schaufel könnte dementsprechend eine Breite von z. B.

$$b = 3,50 \cdot d = 230 \text{ mm}$$

und eine Höhe

$$h = 1,75 \cdot d = 115 \text{ mm.}$$

erhalten, wenn nicht vorgezogen wird, wegen der verhältnismäßig großen Dimensionen eine Teilung in zwei Laufräder (Zwillingsturbine) bzw. auch in zwei Düsen für ein Laufrad vorzunehmen.

Der Laufraddurchmesser (auf Mitte Schaufel ungefähr gerechnet) kann wieder in gewissen Grenzen beliebig sein. Es werde gewählt

$$D = 1000 \text{ mm } \Phi,$$

so daß sich die Umlaufzahl bei der auftretenden mittleren Umfangsgeschwindigkeit $u \cong \frac{w_1}{2} \cong 23 \text{ m/sek}$ zu

$$n = \frac{23 \cdot 60}{1 \cdot \pi} = 440 \text{ pro Minute}$$

ergibt. — Zur Ermittlung der Schaufelzahl kann eine äußere Teilung von ungefähr $t_a = 115 \text{ mm}$ angenommen werden. Da der äußere Durchmesser sich zu $D_a = 1000 + 115 = 1115 \text{ mm}$ ergibt, so erhält man eine Schaufelzahl von

$$z = \frac{1115 \cdot \pi}{115} \cong 30 \text{ Schaufeln.}$$

Diese Zahl erfordert dann eine genaue Teilung von $t_a = 116,7 \text{ mm}$.

Die Leistung würde bei $\eta = 0,75$ wie bei der Schwamkrug-Turbine $N_e = 180 \text{ P. S.}$ betragen. Rechnet man jedoch mit einem Wirkungsgrad von 85%, was bei guter Ausführung hier gestattet wäre, so ergibt sich:

$$N_e = 180 \cdot \frac{0,85}{0,75} \cong 200 \text{ P. S.}$$

Es ergibt sich also eine außerordentlich geringe Raumbeanspruchung der berechneten Turbine von nur annähernd 1200 mm Höhe und 250 mm Breite, was für eine Betriebsmaschine von 200 P. S. bei 440 minutlichen Umdrehungen natürlich als sehr günstig zu bezeichnen ist.

In dem eingangs dieses Abschnittes angegebenen Verwendungsgebiet werden deshalb Tangentialräder wegen dieses und ihrer anderen Vorteile vorgezogen. Man findet sie von den kleinsten Ausführungen bis zu den größten Einheiten in Anwendung. Die bereits genannte Firma Doble & Co. hat ein Rad gebaut, welches bei 400 Umdrehungen pro Minute von einer Düse beaufschlagt: 7800 P. S. leistet. Desgleichen konstruierte diese Firma ein Tangentialrad in Zwillingsanordnung zum Betriebe eines Elektrizitätswerkes mit einer Leistung von 13000 P. S. Von der Firma Escher, Wyß & Co. wurden schließlich nach Südamerika Tangentialräder geliefert, die bei $H = 400$ m, $n = 300$ pro Minute, $D = 2640 \Phi$, von 4 Düsen beaufschlagt: $N = 18000$ P. S. ergeben, welche Leistung zurzeit überhaupt die jemals erreichte Höchstleistung einer stationären Betriebsmaschine darstellt. (Vgl. auch S. 95.)

Sechstes Kapitel.

Verwendungsgebiet der Turbinen. „Spezifische“ Gröfsen.

21. Verwendungsgebiet der Turbinen.

Aus den vorhergehenden gesamtten Betrachtungen ist zu entnehmen, daß zurzeit eigentlich nur drei Turbinenarten ausgeführt werden, und zwar:

1. die radiale Überdruckturbine oder Francis-Turbine;
2. die radiale, partiell beaufschlagte Strahl turbine oder Schwamkrug-Turbine;
3. das Tangentialrad.

Der Grund, weshalb gerade diese Turbinenarten zurzeit allein das Feld behaupten, ist, wie schon früher erwähnt wurde, darin zu suchen, daß sie am besten den Forderungen der Neuzeit (vgl. S. 27) genügen. Hauptsächlich kommt in Betracht die einfache und gute Regulierfähigkeit dieser Turbinen; bei Tangentialrädern kommt hinzu die außerordentlich einfache Bauart, bei Francis-Turbinen noch der Umstand, daß das Laufrad auch bei verhältnismäßig großer Wassermenge einen kleinen Durchmesser, also eine große Umlaufszahl erhalten kann.

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

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

b) bei größeren Gefällhöhen, wenn die Wassermenge ziemlich groß ist, so daß Schwamkrug-Turbine oder Tangentialrad nicht gut verwendet werden können. In diesem Fall kann das Laufrad auch die Form des „Langsamläufers“ erhalten.

Das Anwendungsgebiet der beiden anderen Turbinenarten: Schwamkrug-Turbine und Tangentialrad liegt hauptsächlich im Bereich großer Gefällhöhen und verhältnismäßig geringerer Wassermengen. Dabei ist zu bemerken, daß die Schwamkrug-Turbine im

allgemeinen wieder größere Wassermengen verarbeiten kann, daß aber dies beim Tangentialrad ebenfalls zu erzielen ist, wenn man das Rad nicht durch eine, sondern durch mehrere Düsen beaufschlagt.

Die Tatsache, daß Strahltriebwerke den Überdruckturbinen bei kleineren und mittleren Gefällhöhen stets unterlegen sind, geht schon bei der „Einteilung der Turbinen“ (s. S. 29) hervor. Das Saugrohr der Überdruckturbinen gestattet die Ausnutzung des gesamten nutzbaren Gefälles, während dies bei der Strahltriebwerke wegen des Freihängens des Laufrades nicht möglich ist. Bei geringen Gefällhöhen würde sich daher bei Strahltriebwerken 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 Strahltriebwerke, 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.

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 $Q = 0,3$ cbm pro sek eine Turbinenzahl ergeben von: $n = 1000$ pro Minute, falls zur Ausnutzung dieser Wasserkraft eine normale Francis-Turbine verwendet wird, dagegen eine Turbinenzahl von $n = 550$ pro Minute bei Verwendung eines Francis-Langsamläufers und schließlich nur $n = 150$ pro Minute bei Anwendung eines Tangentialrades. In welcher Weise sich die Turbinen in ihrer Umdrehungszahl den Forderungen des Betriebes anpassen lassen, soll im folgenden Abschnitt 22 noch weiter untersucht werden.

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 an-

nähernd 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 22 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 den verhältnismäßig einfachen Reguliermechanismus. Bei Anwendung einer Francis-Turbine aber spielen wieder die Art der Aufstellung und des Einbaues eine Rolle.

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

22. „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 die Projektierung von Neuanlagen sind sie heute unentbehrlich geworden.

A. Spezifische 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 $H_I = 1$ m herunter, so würde somit die neue Turenzahl betragen:

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

Beispiel: Bei $H = 8$ m hatte das im Abschnitt 11 berechnete Laufrad eine Umlaufszahl $n = 124$ pro Minute. Wird dasselbe Laufrad einem Gefälle von nur 1 m ausgesetzt, so sinkt die Umlaufszahl auf:

$$n_I = \frac{124}{\sqrt{8}} = 44 \text{ pro Minute.}$$

B. Spezifische 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:

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

Beispiel: Die Turbine des obigen Beispiels wird bei $H = 8$ m von $Q = 2$ cbm pro Sekunde beaufschlagt und leistet somit bei $\eta = 0,75$:

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

Bei $H_I = 1$ m würde die Wassermenge sinken auf:

$$Q_I = \frac{2}{\sqrt{8}} = 0,71 \text{ cbm pro Sekunde,}$$

und die Leistung würde somit nur noch betragen:

$$N_{eI} = 10 \cdot 0,71 \cdot 1 = 7,1 \text{ P. S.}$$

C. Spezifische 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:

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

Beispiel: Die mehrfach erwähnte Turbine leistete bei $H = 8$ m und $\eta = 0,75$: $N = 160$ P. S. Baut man dasselbe Laufrad in einer Anlage ein, der nur $H_I = 1$ m zur Verfügung steht, so würde es nur noch leisten:

$$N_I = \frac{160}{\sqrt{8^3}} = \frac{160}{22,6} = 7,1 \text{ P. S.},$$

wie allerdings auch beim Beispiel unter B schon berechnet war.

D. „Spezifische Drehzahl“ n_s .

Aus den Betrachtungen unter A, B und C erkennt man 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).

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 , unter gleichem Gefälle laufen, so verhalten sich deren Umlaufszahlen umgekehrt wie die Durchmesser. Es ist also:

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

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

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

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

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

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

Die Umlaufszahl n einer Turbine, welche gerade $N = 1$ P. S. leistet, erhält man somit aus der Umlaufszahl n_1 einer ähnlichen Turbine von N_1 P. S. 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 $H_1 = 1$ m, so erhält man die Gleichung:

$$(Gl. 4) \quad n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1}$$

Hierin haben dann n_1 und N_1 die in den Gleichungen 1 und 3 aufgestellten Werte. Die Umlaufszahl n_s bezeichnet man nun als „spezifische Drehzahl“. ¹⁾

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

Beispiel: Die Turbine der unter A, B und C angeführten Beispiele leistete bei $H = 8$ m und einem Laufraddurchmesser von 1200 mm $N = 160$ P. S. und hatte $n = 124$ Touren pro Minute. Bei 1 m Gefälle sank die Leistung dagegen herunter auf $N_1 = 7,1$ P. S., die Umlaufszahl auf $n_1 = 44$ pro Minute. Vergleicht man das vorhandene Laufrad nun mit einem anderen, kleineren, aber sonst gleich gebauten, welches aber nur 1 P. S. bei 1 m Gefälle leistet, so würde dies eine Tourenzahl erhalten von:

$$n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1} = 44 \cdot \sqrt{7,1} = 118 \text{ pro Minute.}$$

Letzteres wäre also die spezifische Drehzahl dieser Laufradform.

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

n_s	Turbinenart
12 ÷ 20	Tangentialrad
20 ÷ 50	Schwamkrug-Turbine (oder Tangentialrad mit mehreren Düsen)
50 ÷ 100	Francis-Langsamläufer (Fig. 68)
100 ÷ 200	Francis-Normalläufer (Fig. 64)
200 ÷ 300	Francis-Schnellläufer (Fig. 65)
300 ÷ 425	Zwillings-Schnellläufer, System Francis (z. B. Fig. 109)
425 ÷ 600	Doppelzwillings-Schnellläufer, System Francis (z. B. Fig. 114)

Aus der Tabelle ergibt sich z. B., daß das normale Francis-Laufrad (Fig. 64 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. 44) entsprechen; die größeren Werte von

1) Nach Prof. Camerer, München.

n_s können nur erzielt werden durch möglichste Begrenzung des Laufraddurchmessers sowie durch Wahl eines größeren $\sphericalangle \beta_1$.

Durch Anwendung der 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 Turbinen.

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 $Q = 55$ cbm pro Sekunde zur Verfügung. Die Turbinen sollen möglichst eine Umlaufzahl von $n = 150$ pro Minute erhalten.

Gleichung 4 wird unter Einsetzung der Werte der Gleichungen 1 und 3 zu:

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

also hier:

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

Sollen nun Turbineneinheiten von je 400 P. S. beispielsweise Verwendung finden, so wäre:

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

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

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

d. h., es sind Zwillingss-Schnellläufer anzuwenden. Alle beide Turbinenarten können aber dann mit der gewünschten Umlaufzahl $n = 150$ /Minute laufen.

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

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

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt[3]{80}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 0,09 \cdot n.$$

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

$n = 100$	pro Minute gäbe:	$n_s = 9$,	was unausführbar ist,
$n = 200$	„ „ „ „	$= 18$,	also ein Tangentialrad,
$n = 400$	„ „ „ „	$= 36$,	also eine Schwamkrug-Turbine,
$n = 600$	„ „ „ „	$= 54$,	also einen Francis-Langsamläufer.

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

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-Turbinen durchschnittlich einen besten Wirkungsgrad haben bei $n_s = 120$ bis 140, während die größeren und kleineren spezifischen Drehzahlen in der Regel wegen ungünstigerer Formen kleinere Wirkungsgrade ergeben. Allerdings sind aber auch schon Schnelläufer gebaut worden, die sogar bei $n_s = 445$ noch beinahe 77 % Wirkungsgrad ergaben¹⁾.

F. Laufradserien.

Wie schon erwähnt, haben die spezifischen Größen die Grundlage abgegeben zu einer Normalisierung im Turbinenbau. Es werden bestimmte Laufradformen, „Normaltypen“, entworfen und in Versuchstationen auf ihren Wirkungsgrad und ihre Anpassungsfähigkeit an bestimmte Betriebsverhältnisse hin untersucht (s. z. B. Tabelle). Alsdann werden nach diesen Laufrädern wieder ganze „Serien“ entworfen, die alle ähnliche Bauart, aber verschiedene Durchmesser erhalten. Dem Aufbau dieser Serien werden von den meisten Turbinenfabriken heute neben der spezifischen Umlaufszahl n_I und der spezifischen Drehzahl n_s , vor allem auch die sogenannte „Schluckfähigkeit“, d. h. die von der betreffenden Laufradform aufnehmbare spezifische 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:

$$Q_I = k_Q \cdot D_1^3$$

und:

$$n_I = k_n \cdot \frac{1}{D_1}.$$

¹⁾ Vgl. Reichel, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1909, S. 421 u. f.

(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_s die charakteristischen Konstanten 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 $k = 37$ bis 76 , wobei die kleinsten Werte nur für Tangentialräder, die größten nur für Francis-Schnellläufer gelten.

Beispiel: Die Francis-Turbine unseres Beispiels im Abschnitt 11 hatte $D_1 = 1200 \Phi$. Aus Abschnitt 22 B ergab sich $Q_I = 0,71$ cbm, aus 22 A ergab sich $n_I = 44$ pro Minute. Die Konstanten dieser Laufradserie (Normalläufer) würden also sein:

$$k_Q = \frac{Q_I}{D_1^2} = \frac{0,71}{1,2^2} = 0,49$$

$$k_n = n_I \cdot D_1 = 44 \cdot 1,2 = 53.$$

Die spezifische Drehzahl war (22 C) $n_s = 118$.

Wie solche Seriensysteme in der Praxis aufgestellt werden, möge schließlich folgende Tabelle ¹⁾ zeigen, welche für eine bestimmte Laufradserie der Firma Briegleb, Hansen & Co., Gotha, gilt und sowohl über n_s wie auch über Umlaufzahl, 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 nächst höhere Serie könnte sich also vielleicht anschließen mit: $n_s = 170$ bis 200, die vorhergehende Serie könnte dagegen $n_s = 100$ bis 130 umfassen usf. Natürlich könnten 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	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$
			Beaufschlagung			
$46/D_1$	$0,662 \cdot D_1^2$	122	79,5	79,0	78,5	73,5 %
$50/D_1$	$0,653 \cdot D_1^2$	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 %

¹⁾ Nach Camerer, Z. d. V. d. Ing. 1908, S. 1909.

Siebentes Kapitel.

Wasserräder.

23. 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 Fig. 153 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 auszugießen beginnen.

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

$$D = H - (h_l + h_a)$$

ergeben würde.

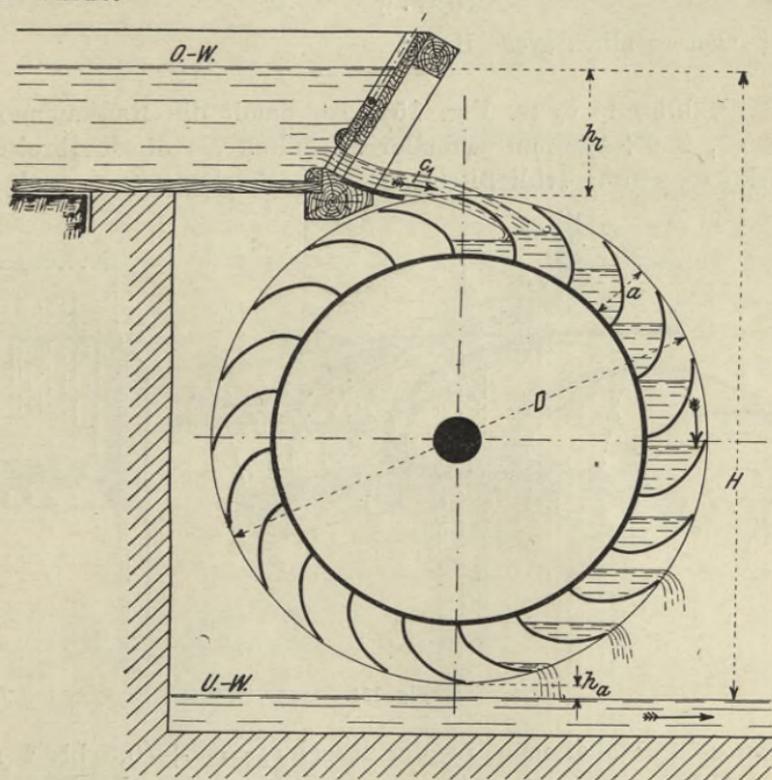


Fig. 153.

Die zum Entwurfe 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:

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

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

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

Beispiel: Bei 1 cbm Wasser pro Sekunde, einer Schaufeltiefe $a = 0,35$ m (bei $H = 6$ m) und einer Umfangsgeschwindigkeit $u = 2$ m/sek. würde sich z. B. ergeben:

$$b = \frac{1 \cdot 3}{0,35 \cdot 2} = 4,3 \text{ m,}$$

also eine außerordentlich große Breite.

Die Strahlbreite b_0 (s. Fig. 154) ist, damit die Radkammern gut „schlucken“, $200 \div 400$ 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

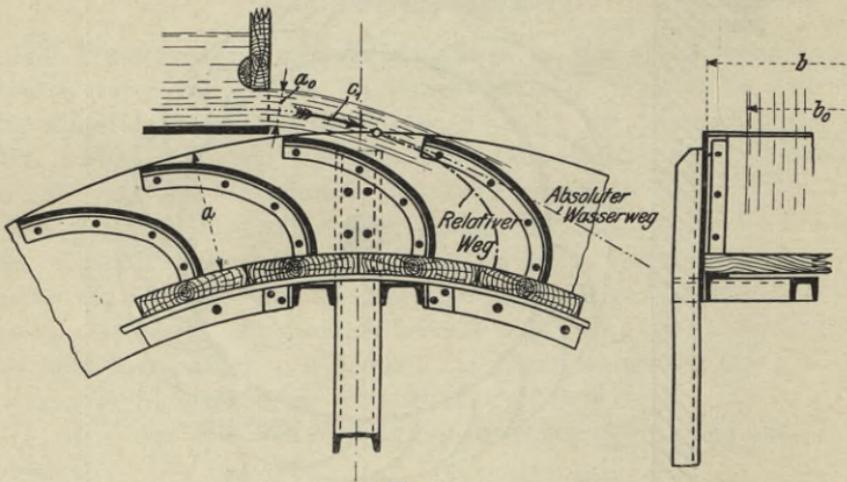


Fig. 154.

berechnen sein, wobei man in der Regel $c_1 = u + (0,5 \text{ bis } 1 \text{ m})$ 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 Fig. 154 angedeutet ist. Der (zum Rade) relative Weg ergibt sich aus dem absoluten Weg des Wasserstrahls, welcher eine Parabel darstellt. Bezüglich der genauen Konstruktion dieser Kurven sei z. B. auf die Ausführungen im Taschenbuch „Hütte“ verwiesen.

Die konstruktive Ausbildung der oberflächigen 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 Fig. 154 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 [-Eisen, die, wie die spätere Fig. 159 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 %. In der Regel beträgt derselbe aber nur 70 % und weniger.

B. Mittelschlächtige Wasserräder.

Ein derartiges Rad stellt Fig. 155 dar. Wie ersichtlich, tritt das Wasser nahezu in Höhe der Achse in das Rad ein, füllt wiederum die 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.

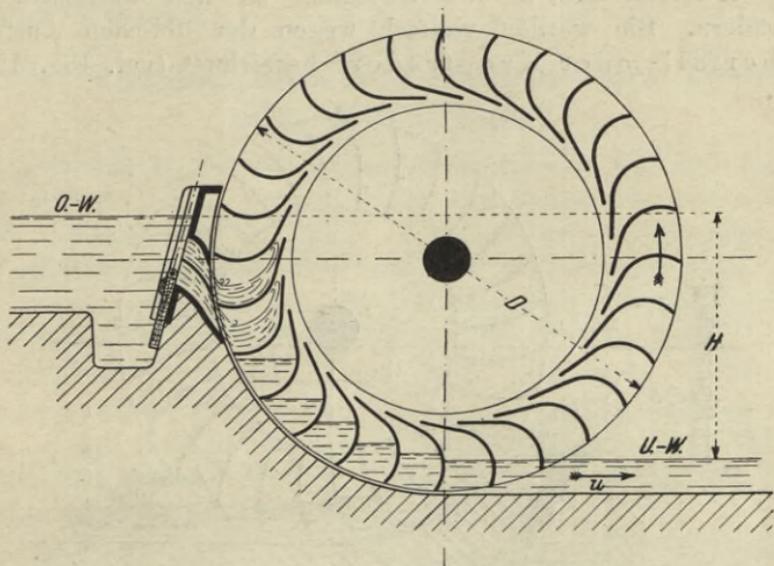


Fig. 155.

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 Figur 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 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 % 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. Fig. 156).

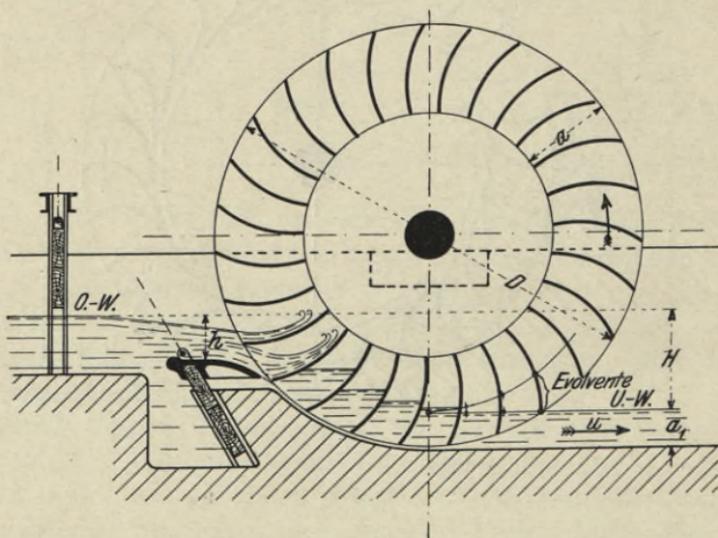


Fig. 156.

Da diese Räder unter Umständen zur Ausnutzung sehr kleiner Gefälle von $0,4 \div 1,5$ m (für welche Turbinenanlagen verhältnismäßig teuer werden) geeignet sein können, soll im Abschnitt 24 kurz auf ihre Konstruktion und Berechnung noch eingegangen werden.

C. Unterschlächtige Wasserräder.

Das Wesen eines derartigen Rades ist in Fig. 157 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 Spanschütze, wie Figur zeigt, verwendet werden.

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 $30 \div 35\%$ angenommen werden.

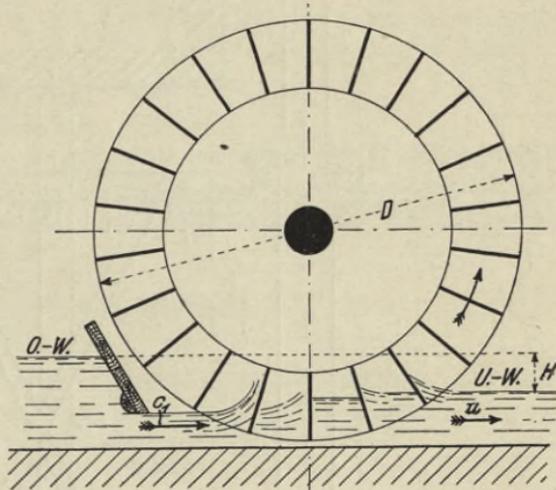


Fig. 157.

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

Ein solches Rad war zunächst schematisch in Fig. 156 dargestellt. Der sogenannte Kropf, welcher wieder das Rad am benetzten Umfange umhüllt, endigt hier in einen einstellbaren Überfall. Der Kropf selbst wird mittelst einer Schablone ausbetoniert, welche um die vorher montierten Lager pendelt. Er umschließt das Rad unten und an den Seiten mit höchstens $5 \div 10$ mm Spielraum. Der Wirkungsgrad dieser Räder beträgt in der Regel nicht mehr als $60 \div 65\%$. 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 $0,5$ cbm 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

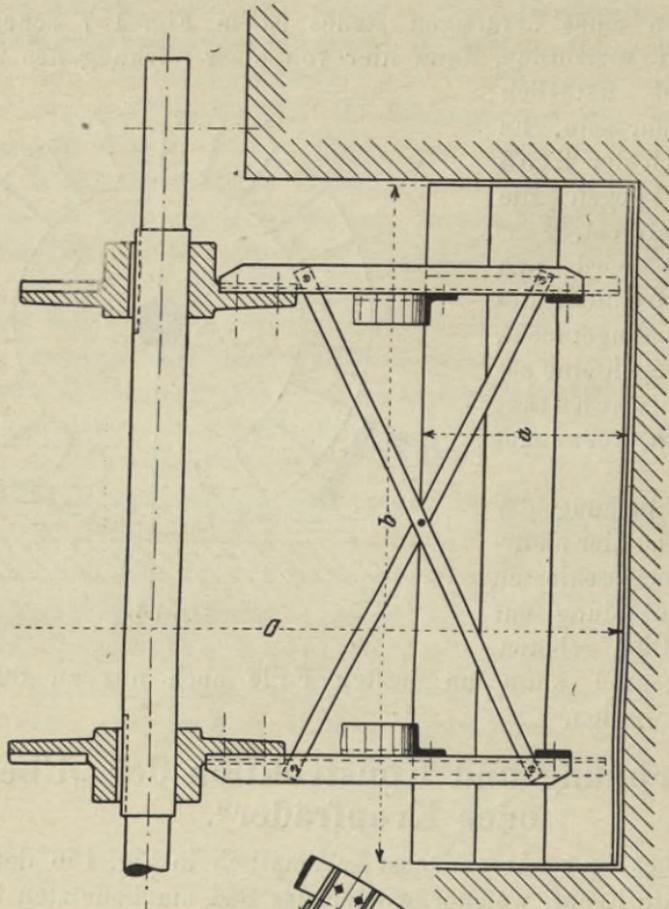


Fig. 159.
Konstruktion eines „Überfallrades“.

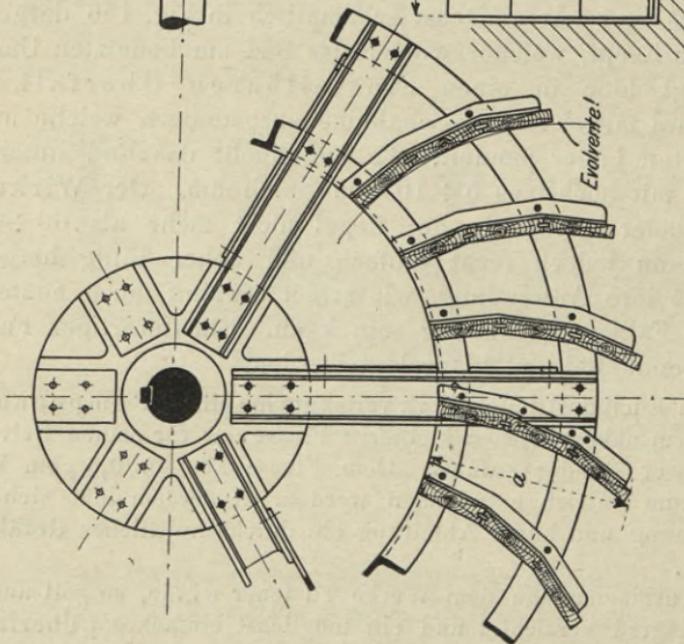


Fig. 158.

Wirkungsgrad von 60%, der einer einfachen Ausführung nach Fig. 158, 159 entsprechen würde, so beträgt die effektive Leistung des Rades

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

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:

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

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 (Fig. 156). 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 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 $b_0 = 1,7 \text{ m}$:

$$h \cdot \sqrt{h} = \frac{0,5}{0,45 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} = 0,15$$

und daraus:

$$h \cong 0,28 \text{ m.}$$

Die konstruktive Ausbildung des Rades sowie der Schaufeln kann schließlich in der Weise, wie die Fig. 158, 159 zeigen, 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 Fig. 156 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 Flach-eisen. 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.

25. Anwendungsgebiet der Wasserräder. Vergleich derselben mit Turbinen.

Wie schon aus dem vorstehenden Abschnitte hervorging, ist das Anwendungsgebiet der Wasserräder beschränkt. Es kann sich nur um Ausnutzung geringer Gefällhöhen bis herauf zu höchstens

10 m sowie geringer Wassermengen handeln. Oberschlächlige Wasserräder würden dabei die größeren Gefällhöhen bis 10 m ausnutzen, wobei aber die Räder schon außerordentlich schwer werden, während bei geringerem Gefälle eines der unter B und C genannten Arten angewendet werden müßte.

Das **Anwendungsgebiet** erhellt daher am besten aus nachstehender kleiner Tabelle, in welcher gleichzeitig die erforderlichen Raddurchmesser, die zulässigen Umdrehungszahlen sowie die normalen Wirkungsgrade η angegeben sind:

Bezeichnung des Rades	H in m	Q cbm/sek	n pro Min.	D in m	η
Oberschlächlige Räder	4 ÷ 10	bis 1 cbm	8 ÷ 4	3,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Rückenschlächlige Räder	2,5 ÷ 6	„ 1 „	8 ÷ 4	4,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Mittelschlächlige 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
Unterschlächlige Räder,.	0,1 ÷ 1	—	—	—	0,3 ÷ 0,35

Es ist daraus zu ersehen, daß alle Wasserräder einen verhältnismäßig großen Durchmesser erhalten, d. h. also auch ein bedeutendes Gewicht; daß in der Regel größere Wassermengen als 1 ÷ 3 cbm pro Sekunde nicht verwendet werden können, weil sonst die Radbreite ins ungeheure wächst oder die Schaufeltiefe zu groß wird; daß schließlich die höchste zulässige Umlaufzahl in der Regel nur den sehr geringen Wert von **8 in der Minute** erreicht.

Beim **Vergleich mit Turbinen** ergibt sich somit folgendes:

1. Während Turbinen für jede Gefällhöhe und fast beliebig große Wassermengen geeignet sind, liegt das Anwendungsgebiet der Wasserräder, wie soeben erörtert wurde, lediglich im Bereich der kleinen Gefälle und geringen Wassermengen. Zu beachten ist hierbei noch, daß der Durchmesser der ersteren mit der Gefällhöhe abnimmt, bei letzteren dagegen zunimmt.

2. Der Wirkungsgrad kann auch bei sachgemäß konstruierten (teuren) Wasserrädern niemals derart hoch werden wie bei ebenso konstruierten Turbinen. Bei letzteren ist heute, wie aus den Kapiteln IV und V hervorging, mindestens $\eta = 0,8$ als normal anzusehen. Bei geringerer Beaufschlagung sinkt der Wirkungsgrad der Turbinen z. B. nach der in Fig. 98 wiedergegebenen Kurve. Bei Wasserrädern tritt aber infolge der großen Reibungswiderstände in den Lagern, Vorlegen usw. ebenfalls ein starkes Sinken des Wirkungsgrades bei geringerer Beaufschlagung ein.

3. Die Welle ist bei Wasserrädern allerdings stets liegend. Beachtet man jedoch, daß die Umdrehungszahl so außerordentlich gering ist, so wird in der Regel niemals ein unmittelbarer Anschluß an Transmissionen und dergleichen wie bei Turbinen möglich sein. Es

müssen vielmehr erst sehr große Zahnradübersetzungen zwischengeschaltet werden, die dann wiederum eine Menge Arbeit durch Reibung verzehren.

4. Die Regulierung einer modernen Turbine ist, wie früher erörtert wurde, durchaus vollkommen und in einigen Fällen sogar einfach zu erreichen. Bei Wasserrädern würde eine Reguliervorrichtung (die z. B. durch Spansschütze zu bewirken ist) dagegen nur ganz unvollkommen und recht schwerfällig ausgebildet werden können.

5. Die Lebensdauer ist bei Turbinen wie bei Wasserrädern wohl annähernd gleich. Letztere werden, da sie zugänglicher sind, leichter noch zu reinigen und zu unterhalten sein, so daß hierin ein Vorzug derselben zu erblicken ist. Auch bei unreinem, schlammigem Wasser sind Turbinen leichter einer Betriebsstörung durch Verstopfen der Schaufelkammern ausgesetzt. Bei Wasserrädern liegt dagegen wieder mehr die Gefahr eines starken Eisansatzes bei strenger Kälte vor, während bei Turbinenanlagen sich wohl eine dicke Eisdecke auf dem Oberwasser bilden kann, die Turbine selbst dagegen im allgemeinen durch die größere Wassergeschwindigkeit von Eisansatz frei bleibt.

6. Starke Schwankungen des Unterwasserspiegels sind für Francis-Turbinen bekanntlich ohne Einfluß auf die Wirkungsweise; bei Wasserrädern dagegen in der Regel sehr. Bei ober-schlächtigen Wasserrädern würde z. B. der Wirkungsgrad außerordentlich sinken, sobald die Schaufeln in das Unterwasser eindringen.

7. Der größte Nachteil der Wasserräder liegt aber schließlich in ihren zum Vergleich mit Turbinen ungeheuren Abmessungen und den damit verbundenen großen Eigengewichten. — Um dies klar zu machen, sei ein Vergleich zwischen der unter 11 berechneten Francis-Turbine und einem ober-schlächtigen Wasserrade für dieselben Verhältnisse geführt, wie folgt:

Beispiel: Es war bei dem angeführten Beispiel im Abschnitt 11: $H = 8$ m, $Q = 2$ cbm/sek, und die gefundenen Abmessungen der Francis-Turbine waren: Laufraddurchmesser 1200 mm bzw. äußerer Leitraddurchmesser 1660 mm. Größte Laufradhöhe 400 mm. Ferner war die Umdrehungszahl $n = 124$ pro Minute.

Das entsprechende ober-schlächlige Wasserrad würde dagegen folgende Abmessungen erhalten:

Der Raddurchmesser kann zu $D = 7$ m gewählt werden.

Dies gäbe bei einer größten zulässigen Umfangsgeschwindigkeit von 2,2 m/sek eine Umlaufzahl

$$n = \frac{2,2 \cdot 60}{7 \cdot \pi} = 6 \text{ pro Minute.}$$

Wählt man nun die Schaufeltiefe zu $a = \frac{1}{5} \cdot \sqrt{8} = 0,4$ m und die Füllung zu $\frac{1}{2}$ der Tiefe, so ergibt sich die lichte Breite des Rades zu

$$b = \frac{2 \cdot 2}{2,2 \cdot 0,4} = 4,54 \text{ m;}$$

die äußere Breite kann daraus zu annähernd 4,6 m geschätzt werden.

Es steht also den verhältnismäßig kleinen Dimensionen der Turbine ein ungeheures Rad von 7 m Φ und 4,6 m Breite gegenüber, dessen Gewicht wohl jenes um wenigstens das 15fache übertrifft. —

Schlußfolgerung: Trotzdem die Konstruktion der Turbine mit ihren sorgfältig auszuführenden Einzelteilen an sich wesentlich teurer ist als die eines Wasserrades, so wird infolge der großen Gewichtsunterschiede doch in den meisten Fällen eine Turbinenanlage sich billiger stellen als eine in Eisenkonstruktion sachgemäß ausgeführte Wasserradanlage, besonders dann, wenn bei letzterer eine Anzahl Zahnräder erforderlich werden, damit die notwendige Umlaufzahl einer normalen Transmission oder Arbeitsmaschine erreicht wird. Ganz von selbst verbietet sich die Anwendung der Wasserräder zum Antrieb von Dynamomaschinen, da ihre Regulierung zu mangelhaft ist. Die Wasserradkonstruktionen können daher im allgemeinen als veraltet und unzweckmäßig angesehen werden, denn den im Abschnitt 5 aufgestellten „Forderungen der Neuzeit“ entsprechen sie durchaus nicht.

Als Neuanlagen kommen sie infolgedessen auch kaum mehr in Betracht, ausgenommen vielleicht in dem unter 24 genannten Fall zur primitiven Ausnutzung kleinster Gefälle in einem Kropfrad; unter Umständen auch vielleicht in dem Falle, daß bei mittleren Gefällhöhen die Wassermenge zu gering ist (z. B. unter 0,1 cbm/sek), als daß sich eine Turbinenanlage lohnen würde. Hier kann sogar noch heute ein oberflächliches Wasserrad am Platze sein.



Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Ihre Theorie und Konstruktion. Von **A. Pfarr**, Geh. Oberbaurat, Professor des Maschinen-Ingenieurwesens an der Großherzoglichen Technischen Hochschule zu Darmstadt. Zweite, erweiterte Auflage. Mit zahlreichen Textfiguren und einem Atlas von lithographierten Tafeln. Unter der Presse.

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch von **Rudolf Escher**, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Mit 242 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Zur Theorie der Francis-Turbinen mit Versuchen an einer 300pferdigen Turbine. Von Dr.-Ing. **Fritz Oesterlen**. Mit 31 Textfiguren und 19 lithogr. Tafeln. Preis M. 7,—.

Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Professor E. Reichel und unter Benutzung seines Berichtes „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris 1900“ bearbeitet von **Wilhelm Wagenbach**, Konstruktionsingenieur an der Kgl. Techn. Hochschule Berlin. Mit 48 Textfiguren und 54 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 15,—.

Turbinen und Turbinenanlagen. Von **Viktor Gelpke**, Ingenieur. Mit 52 Textfiguren und 31 lithogr. Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 15,—.

Die automatische Regulierung der Turbinen. Von Dr.-Ing. **W. Bauersfeld**, Assistent an der Kgl. Technischen Hochschule Berlin. Mit 126 Textfiguren. Preis M. 6,—.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Professor **Max Tolle**, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Karlsruhe. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 463 Textfiguren und 19 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 26,—.

Technische Schwingungslehre. Einführung in die Untersuchung der für den Ingenieur wichtigsten periodischen Vorgänge aus der Mechanik starrer, elastischer, flüssiger und gasförmiger Körper sowie aus der Elektrizitätslehre. Von Dr. **Wilhelm Hort**, Dipl.-Ing. Mit 87 Textfiguren. Preis M. 5,60; in Leinwand gebunden M. 6,40.

Grundzüge der Kinematik. Von **A. Christmann**, Dipl.-Ing. in Berlin, und Dr.-Ing. **H. Baer**, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule in Breslau. Mit 169 Textfiguren. Preis M. 4,80, in Leinwand gebunden M. 5,80.

Elemente der technologischen Mechanik. Von Dr. **Paul Ludwik**, Wien. Mit 20 Textfiguren und 3 Tafeln. Preis M. 3,—.

Die Pumpen. Berechnung und Ausführung der für die Förderung von Flüssigkeiten gebräuchlichen Maschinen. Von **Konrad Hartmann** und **J. O. Knoke**. Dritte, neubearbeitete Auflage von **H. Berg**, Prof. an der Technischen Hochschule zu Stuttgart. Mit 704 Textfiguren und 14 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 18,—.

Die neueste Entwicklung der Wasserhaltung. Versuche mit verschiedenen Pumpensystemen. Von Professor **Baum**, Berlin, unter Mitarbeit von Ingenieur Dr. **Hoffmann**, Bochum. Mit 63 Textfiguren und 9 Tafeln. Preis M. 4,—.

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl.-Ing. **Fritz Neumann**. Mit 135 Textfiguren und 7 lithographierten Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen. Von Ing. Dr. techn. **E. R. v. Grünebaum**. Mit 89 Textfig. u. 3 Tafeln. Preis M. 3,—.

Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. I. Teil: Rohrleitungen. Von **Lorenzo Alliévi**. Deutsche, erläuterte Ausgabe, bearbeitet von **Robert Dubs** und **V. Bataillard**. II. Teil: Stollen und Wasserschloß. Von **Robert Dubs**. Mit 35 Textfiguren. In einem Bande. Preis M. 10,—.

Rohrleitungen. Herausgegeben von der Gesellschaft für Hochdruckrohrleitungen, Berlin. Mit Preis-, Gewichts- und Maßtabellen M. 10,—. Ohne Preis-, Gewichts- und Maßtabellen M. 8,—.

Die Bestimmung der Querschnitte von Staumauern und Wehren aus dreieckigen Grundformen. Von **E. Link**. Mit 33 Abbildungen. Preis M. 2,40.

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Professor **Fr. Freytag**, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten zu Chemnitz. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1041 Textfiguren und 10 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—; in Leder gebunden M. 12,—.

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Von Professor **Ferdinand Wittenbauer**, Graz.

- I. Allgemeiner Teil. Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage. 773 Aufgaben nebst Lösungen. Mit 572 Textfiguren. Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 5,80.
 - II. Teil: Festigkeitslehre. 545 Aufgaben nebst Lösungen. Mit 457 Textfiguren. Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.
 - III. Teil: Flüssigkeiten und Gase. 504 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Mit 339 Textfiguren. Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.
-

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299285