# Berechnung und Entwerfen von
# Turbinen- und Wasserkraftanlagen
## und die Anwendung des Turbinen-Rechenschiebers

von

Ing. HOLL



Mit 39 in den Text gedruckten Abbildungen
und 4 Tafeln



München und Berlin
Druck und Verlag von R. Oldenbourg
1913.

# Vorwort.

Aus dem kleinen Werk spricht eine so gediegene Sachkenntnis des Verfassers auf dem Gebiete der Wasserkraftanlagen und der Stoff ist auf knappem Raum so übersichtlich zusammengestellt, daß jeder Techniker, der sich über die wichtigsten Abmessungen bei der Berechnung und für den Entwurf einer Wasserkraftanlage rasch unterrichten will, aus den Darlegungen Nutzen ziehen wird.

Der vom Verfasser für die einschlägigen Berechnungen besonders konstruierte Turbinen-Rechenschieber leistet dabei zwar ganz vortreffliche Dienste, setzt aber in der Handhabung eine gewisse Übung voraus. Aber auch ohne ihn bleibt der Wert des Buches bestehen.

Die vorliegende Ausgabe ist gegen die erste unverändert, da es dem Verfasser durch seinen allzufrühen Tod leider nicht mehr vergönnt gewesen ist, auf den Inhalt Einfluß zu nehmen und seine reichen Kenntnisse zu etwa noch wünschenswerten Verbesserungen zu benutzen.

Charlottenburg, im Mai 1913.

Professor E. Reichel.

# Vorwort.

Im Laufe des letzten Jahrzehntes hat sich der Bau von Wasserturbinen zu einem der wichtigsten Zweige der heutigen Maschinentechnik entwickelt. Infolge der vielfachen Verwendung der Wasserturbine als Antriebsmaschine in den mannigfaltigsten Industrien werden häufig Ingenieure, Betriebsleiter, Wasserkraftbesitzer usw., welche dem Wasserturbinenbau fernstehen, gezwungen, sich mit Ausnützung von Wasserkräften zu befassen und der Wasserturbine näherzutreten. Spezialkenntnisse im Turbinenbau sind dabei naturgemäß nicht immer vorhanden; ihr Mangel macht sich unangenehm fühlbar und erschwert den Verkehr zwischen Turbinenbesteller und Turbinenlieferant. Die eigene Tätigkeit als projektierender Ingenieur führte mir die Notwendigkeit, hierin Abhilfe zu schaffen, täglich vor Augen, und ich stellte mir die Aufgabe, ein Instrument zu konstruieren, welches die Gesetze der Wasserturbine in so einfacher Form zur Darstellung bringt, daß auch der Nichtfachmann im Turbinenbau an Hand desselben einen Einblick in das Verfahren beim Projektieren von Wasserkraftmaschinen gewinnen kann. Diese Aufgabe suchte ich mit dem von mir entworfenen Turbinenrechenschieber, dessen Beschreibung und Erläuterung Zweck der vorliegenden Abhandlung ist, zu lösen. Ich hoffe, mit diesem Instrument auch dem Fachmann im Wasserturbinenbau einen Zeit und Mühe sparenden Gehilfen in die Hand zu geben. Für etwaige Anregungen zur Vervollkommnung des Instruments werde ich jederzeit dankbar sein.

Um die Anwendung des Turbinenrechenschiebers jedermann klarzulegen, habe ich die Beschreibung so verfaßt, daß sie einen allgemeinen, kurzgefaßten Überblick über Wasserkraftprojektierung enthält. Einige Vertrautheit mit den einschlägigen Begriffen habe ich dabei vorausgesetzt und bin auf die verschiedenen hier zusammentreffenden Gebiete nur so weit eingegangen, als sie für die praktische Arbeit des projektierenden Ingenieurs in Betracht kommen. Die Projektierung von Zentrifugalpumpen, welche sich auch mit dem Turbinenrechenschieber erledigen läßt, ist im Anschluß daran kurz gestreift worden.

Berlin, im Februar 1908. **Ing. Holl.**

# INHALTSVERZEICHNIS.

Seite

Kapitel 11. Beispielsammlung:

## Kapitel 1.

# Beschreibung des Turbinenrechenschiebers.

Das Instrument hat die Form eines Rechenschiebers. Es wird in zwei Ausführungsarten, die auf umstehender Tafel I abgebildet sind, hergestellt. Fig. 1 zeigt die Ausführung in Holz, Fig. 2 die Ausführung in Karton. Fig. 3 stellt einen Schnitt durch den Schieber in Holzausführung dar. Das Instrument besteht, wie aus letzterer Figur ersichtlich ist, ähnlich wie ein gewöhnlicher Rechenschieber, aus dem Schieberkörper, der eine obere und eine untere Wange besitzt, aus der im Schieberkörper verschiebbaren Zunge und aus dem Läufer, der zum Ablesen dient.

Der Schieberkörper und die Zunge sind mit verschiedenen Skalen und Zeichen versehen, und zwar die Zunge beim Holzschieber sowohl auf der Oberseite als auf der Unterseite. In Fig. 1 und 2 ist je die Oberseite der Zunge sichtbar. Fig. 4 gibt die Unterseite der Zunge des Holzschiebers. Beim Kartonschieber mußte die Zungenunterseite aus Herstellungsgründen fortgelassen werden.

In den Fig. 1 und 2 zeigt das Instrument vier lange Skalen mit den Bezeichnungen: $D$, $n$, $H$ und $Q$. Diese vier langen Skalen sind die Hauptskalen des Instruments; die übrigen noch darauf befindlichen Skalen werden als Hilfsskalen bezeichnet. Drei von den Hauptskalen beziehen sich auf die Bestimmungselemente der Wasserturbinen:

Wassermenge $Q$,
Gefälle $H$,
Umdrehungszahl $n$ der Turbinenwelle,

während die vierte Hauptskala, die Skala $D$, zur Turbinendimensionierung dient. Die Skalen $Q$ und $D$ sind auf den beiden Wangen des Schieberkörpers, die Skalen $H$ und $n$ auf der Zungenoberseite angebracht. Außerdem befinden sich auf dem Schieberkörper besonders ausgebildete Systemdarstellungen, im folgenden „Systembilder" genannt, für die drei im heutigen Turbinenbau so gut wie ausschließlich zur Verwendung kommenden Turbinensysteme:

Peltonturbine,
Francisturbine,
Radiale Freistrahlturbine mit partialer innerer Beaufschlagung.

Bekanntlich lassen sich mit diesen drei Systemen sämtliche Aufgaben der Wasserkraftausnützung in der einfachsten und vorteilhaftesten Weise lösen. Es braucht daher auf andere Turbinensysteme nicht eingegangen zu werden; auch ist zu bemerken, daß das dritte System, die innere Freistrahlturbine mit ihrer Unterart der Schwamkrugturbine, nur noch die Rolle eines Lückenbüßers für die zwischen Pelton- und Francissystem bestehende Lücke spielt und in Anbetracht verschiedener ihm anhaftender Mängel wenn irgend möglich vermieden wird.

Die Skala $Q$ gibt die pro Sekunde durch die Turbine hindurchströmende Wassermenge in Litern an. Die Skala $H$ stellt das für die Turbine disponible Nettogefälle in Metern und die Skala $n$ die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute dar.

$Q$ ist von 0,15 bis 100000 l pro Sekunde also bis 100 kbm Wasser pro Sekunde angegeben. Die Hauptskala $H$ reicht von 0,2 bis 1500 m und die Hauptskala $n$ von 10 bis 8000 Umdrehungen pro Minute.

Die Systembilder bestehen, wie die Fig. 1 und 2 erkennen lassen, in der Hauptsache aus horizontalen Linien von bestimmter Länge und Lage. Jede dieser Linien ist mit verschiedenen symbolischen Zeichen versehen. Bei Holzschiebern sind dies einfach Punkte von drei verschiedenen Größen: große Punkte, Punkte mittlerer Größe und kleine Punkte; während bei Kartonschiebern zur Erhöhung der Deutlichkeit entsprechend Fig. 5 die großen Punkte überall durch große Sterne, die mittleren Punkte überall durch kleine Sterne und die kleinen Punkte, dort wo es anging, durch Ausrufungszeichen ersetzt wurden. Wegen der größeren Deutlichkeit werden in den nachfolgenden Erläuterungen meist die dem Kartonschieber zukommenden Bezeichnungen verwendet, womit aber im Hinblick auf Fig. 5 die Erläuterungen auch jedem verständlich bleiben, der nicht den Kartonschieber, sondern den Holzschieber vor Augen hat.

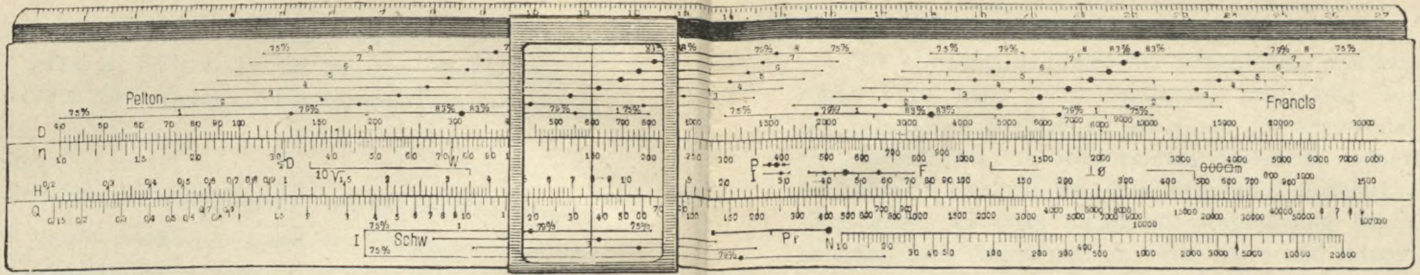



Fig. 1.

Turbinenrechenschieber in Holzausführung.

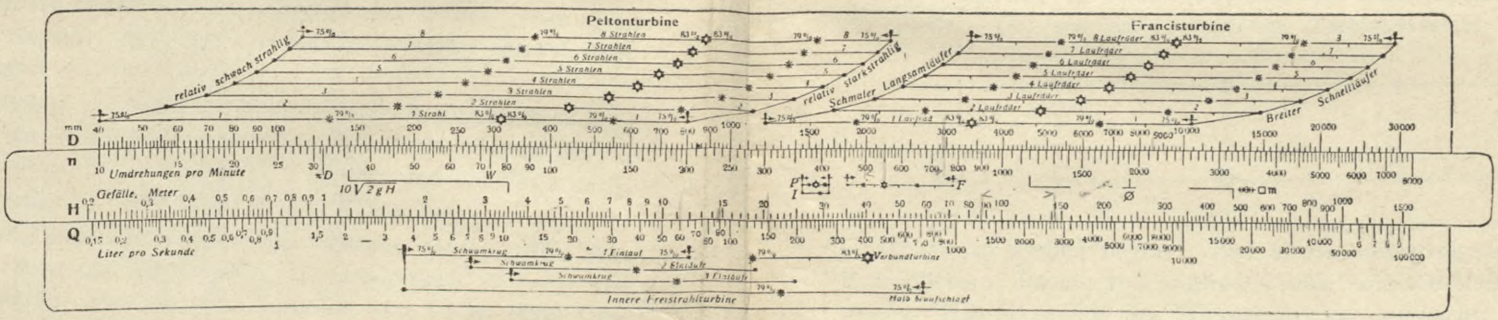



Fig. 2.

Turbinenrechenschieber in Kartonausführung.

(Der größeren Deutlichkeit halber wurde in der Abbildung der Läufer weggelassen.)

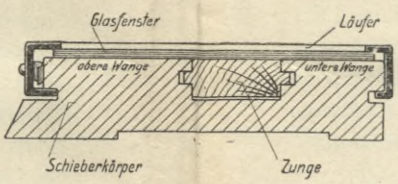



Fig. 3.

Schnitt durch den Turbinenrechenschieber in Holzausführung.

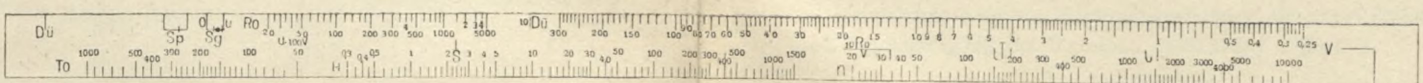


Fig. 4.

Unterseite der Zunge bei Ausführung in Holz.

Die horizontalen Linien der Systembilder werden als „Systemzüge“ bezeichnet. Jeder Systemzug stellt eine Turbinenart dar. Die betreffende Turbinenart ist durch die allgemeine Bezeichnung des Systembildes, zu welchem der Systemzug gehört, und durch die spezielle Inschrift auf dem Systemzug definiert. Die Systemzüge zeigen in ihrer Länge die Ausdehnung des Verwendungsbereichs ihrer Turbinenart an. Die obere und untere Grenze dieses Verwendungsbereichs, also die Enden des Systemzugs, sind durch die vorerwähnten Ausrufungszeichen, welche mit einem Pfeil in das Verwendungsgebiet hineinweisen, markiert (bei Holzschiebern: kleine Punkte). An diesen Stellen ist der Wirkungsgrad der Turbine schlecht; er bessert sich mit dem Fortschreiten im Sinn der Pfeile. Da, wo das betreffende Turbinensystem allgemein

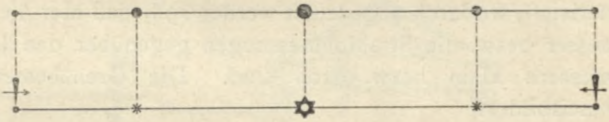


Fig. 5.

brauchbar zu werden beginnt, sind kleine Sterne angebracht (bei Holzschiebern: Punkte von mittlerer Größe), und die Stelle endlich, welche dem Maximum des Wirkungsgrades entspricht, ist durch einen großen Stern (bei Holzschiebern: großer Punkt) gekennzeichnet.

Die in den Systembildern eingeschriebenen Ziffern geben die Wirkungsgrade an, welche in den betreffenden Systemlagen unter Voraussetzung richtig gewählter Arbeitsprozesse des Wassers und unter sonst günstigen Umständen erreichbar sind. Die Zahlen gelten für Turbinen mittlerer Größe; für große Turbinen wird der Wirkungsgrad größer, für kleine Turbinen (Francisturbinen mit kleinem Laufraddurchmesser und Peltonturbinen mit dünnem Strahl) bleibt er unterhalb der eingeschriebenen Werte. Gleichartige Zeichen in den Systembildern haben durchweg gleiche Wirkungsgradziffer[1]).

Die verschiedenen Inschriften, welche sich auf dem Kartonschieber (Fig. 2) vorfinden, sind auf dem Holzschieber, um die an und für sich schon außerordentlich schwierige Herstellung desselben tunlichst zu vereinfachen, soweit als möglich abgekürzt.

[1]) Näheres über die Wirkungsgradziffern und ihr Verhältnis zu Bauart und Beaufschlagung der Turbinen enthält das Kapitel 8.

Am Systembild der Peltonturbine steht das Wort *„Pelton“*, am Francisbild das Wort *„Francis“*, bei der inneren Freistrahlturbine der Buchstabe *„J“* und bei der Schwamkrugturbine das Zeichen *„Schw“*. Auf der unteren Wange des Schieberkörpers, in der Nähe der Schwamkrugturbine, befindet sich ferner noch ein kurzer Systemzug *„Pf“*, der auf dem Kartonschieber mit der Inschrift *„Verbundturbine“* versehen ist. Dieser Systemzug gehört zur Francisturbine und ist nur aus Platzmangel vom Francissystembild räumlich getrennt worden. Die auf dem Kartonschieber an den Rändern der Systembilder Pelton und Francis eingeschriebenen Bemerkungen gelten selbstverständlich auch für den Holzschieber. Die Grenzen des Peltonbildes sind demnach durch die Worte:

„relativ schwachstrahlig“ (untere Grenze),
„relativ starkstrahlig“ (obere Grenze)

charakterisiert, wodurch angedeutet werden soll, daß hier die Strahldurchmesser bezw. die Strahlabmessungen gegenüber den Laufrad-Durchmessern klein bezw. groß sind. Die Grenzbemerkungen des Francisbildes:

„Schmaler Langsamläufer“ (untere Grenze),
„Breiter Schnelläufer“ (obere Grenze)

bedürfen keiner Erläuterung.

Zur inneren Freistrahlturbine ist noch zu bemerken, daß infolge der hydraulischen Minderwertigkeit dieser Turbinenart im zugehörigen Systembild keine große Sterne (große Punkte) vorkommen.

Auf der Zungenoberseite sind noch einige besondere Zeichen angebracht, ferner befinden sich auf der Zungenunterseite des Holzschiebers und auf dessen Schieberkörper weitere Skalen und Zeichen. Alle diese Skalen und Zeichen haben den Zweck, die Rechenarbeit bei der Wasserkraftprojektierung auf das geringstmögliche Maß zu beschränken; ihre Bedeutung und Anwendung wird später erläutert werden. Die Kartonschieber sind, da hier die Skalen der Zungenunterseite fehlen, nicht so vielseitig verwendungsfähig, wie die Schieberexemplare aus Holz.

Der Turbinenrechenschieber läßt sich zur Lösung verschiedener Probleme benützen. Wie man dabei vorzugehen hat, wird in den folgenden Kapiteln gezeigt und im Anschluß daran an einer umfassenden Beispielsammlung veranschaulicht.

## Kapitel 2.

# Projektierung einer Turbine.

Wenn es sich um Ausnützung einer Wasserkraft handelt, so ist gewöhnlich das Nettogefälle *H*, dessen Kenntnis erste Erfordernis zur Benützung des Turbinenrechenschiebers ist, noch unbekannt und muß erst aus dem Bruttogefälle berechnet werden. Als Bruttogefälle bezeichnet man den betriebsmäßigen Höhenunterschied

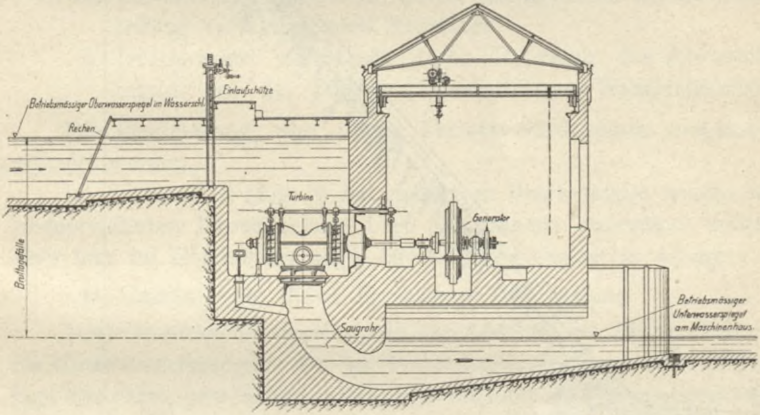



Fig. 6.

zwischen Oberwasserspiegel im Wasserschloß und Unterwasserspiegel am Maschinenhaus (vergl. Fig. 6, 7 u. 8). Der Ausdruck „betriebsmäßig“ bedeutet, daß für beide Spiegel die Höhenlage bei normalem Wasserdurchfluß im Ober- und Unterwasserkanal in Rechnung zu setzen ist. Aus diesem Bruttogefälle muß man das Nettogefälle berechnen und hat dabei folgende drei Fälle zu unterscheiden:

Fall I. Francisturbinen im offenen Schacht (Fig. 6).

Fall II. Francisturbinen in geschlossenem Gehäuse, denen das Wasser durch eine Druckrohrleitung zugeführt wird (Fig. 7).

Fall III. Peltonturbinen (Fig. 8) und innere Freistrahlturbinen.

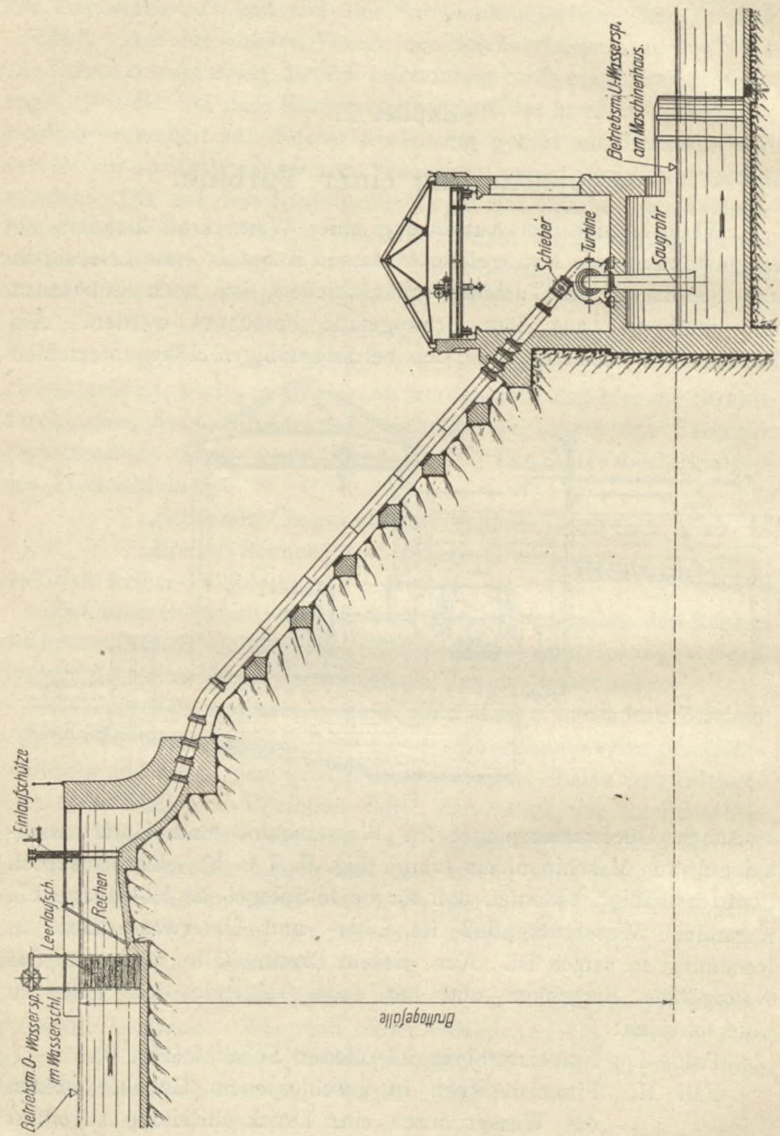

Betriebsm. U.-Wassersp. am Maschinenhaus.
Schieber
Turbine
Saugrohr
Einlaufschütze
Leerlaufsch.
Rechen
Betriebsm. O.-Wassersp. im Wasserschl.
Bruttogefälle

Fig. 7.

Im ersten Fall (Fig. 6) ist das Nettogefälle gleich dem Bruttogefälle abzüglich der Spiegelsenkung, welche entsteht, wenn das Wasser mit normaler Geschwindigkeit den Rechen im Wasserschloß passiert.

Das Nettogefälle im zweiten Fall (Fig. 7) ist gleich dem Bruttogefälle weniger folgende Gefällsverluste:

1. Gefällsverlust durch Passieren des Rechens.
2. Gefällsverlust durch die Widerstände beim Passieren des Rohreinlaufs.
3. Druckverlust verursacht durch die Reibung des strömenden Wassers in der Druckrohrleitung vom Wasserschloß bis zum Abschlußorgan vor der Turbine.
4. Druckverlust verursacht durch Passieren der in der Rohrleitung vorkommenden Krümmer.
5. Druckverlust verursacht durch Passieren des Abschlußorgans vor der Turbine (Drosselklappe, Wasserschieber).

Die Bestimmung aller dieser Verluste wird später eingehend erörtert werden.

Im dritten Fall (Fig. 8) hat man vom Bruttogefälle wieder die obenerwähnten Druckverluste 1—5 abzuziehen; außerdem kommt aber hier im allgemeinen noch ein weiterer Verlust in Abzug:

6. Gefällsverlust durch Freihängen der Turbine.

Unter Freihängen versteht man den Abstand von Düsenmündung bis Unterwasserspiegel. Da bei Projektarbeiten die genaue Höhenlage der Düse gewöhnlich noch nicht bekannt ist, so vernachlässigt man den geringen Unterschied in der Höhenlage von Düse und Maschinenhausflur und setzt für das Freihängen vorläufig die Entfernung von Maschinenhausflur bis Unterwasserspiegel in Rechnung. Daß dieser sechste Verlust hier noch hinzukommt, rührt daher, daß die Peltonturbine und die innere Freistrahlturbine im Gegensatz zur Francisturbine gewöhnlich ohne Saugrohr arbeiten. Das Saugrohr ermöglicht in den beiden Fällen I und II (Fig. 6 u. 7) die Ausnützung auch der Gefällsstrecke von der Turbine abwärts bis zum Unterwasser. Bei der Peltonturbine ist dies im allgemeinen nicht möglich, und es muß daher hier diese Gefällsstrecke als Verlust aufgefaßt werden. Man kann allerdings auch im Falle III Saugwirkung erzielen und dadurch erreichen, daß ein Teil des Freihängens als Sauggefälle zur Wirkung kommt, doch wird die

Peltonturbine, um die es sich hier fast ausschließlich handelt, meist ohne Saugwirkung gebaut.

In die Fälle I, II, III lassen sich alle in der Praxis vorkommenden Turbinenprojekte einreihen. Die erste Aufgabe bei einem vorliegenden Projekt ist, an Hand des Bruttogefälles und der übrigen Daten zu untersuchen, welcher von den Fällen I, II und III in Betracht kommt, um dann das Nettogefälle $H$ zu berechnen. Diese Voruntersuchung wird, wie im folgenden gezeigt wird, mit dem Turbinenrechenschieber ausgeführt.

Es sei nun das Nettogefälle $H$ gefunden, ferner sei die sekundliche Wassermenge $Q$ der Turbine und die von ihr verlangte Umdrehungszahl $n$ gegeben; gewünscht ist Auskunft über System und Wirkungsgrad der Turbine. Man verfährt folgendermaßen:

Man stellt die Zunge des Turbinenrechenschiebers mit Oberseite nach oben so ein, daß der Wert $H$ Meter (Hauptskala $H$) genau über den gegebenen Wert $Q$ Liter pro Sekunde (Hauptskala $Q$) zu stehen kommt; dann nimmt die Hauptskala $n$ gegenüber den Systembildern eine solche Lage ein, daß unter, bezw. über jedem Systembild die zur bezüglichen Turbinenart passenden Umdrehungszahlen stehen. Man sucht also auf der Hauptskala $n$ den Wert $n$ Umdr./Min. auf, schiebt den Strich des Läufers darüber und sieht nach, welche Systemfigur und welcher Systemzug vom Läuferstrich durchschnitten wird. Dieser Strich schneidet nun meistens eine ganze Reihe von Systemzügen und zwar, wie man sofort erkennt, in Punkten von verschieden guter Systemlage. Man hat nun, nachdem man aus der Bezeichnung des in Frage kommenden Systembilds das für den vorliegenden Fall passende Turbinensystem erkannt hat, unter den verschiedenen sich darbietenden Systemzügen zu wählen einerseits so, daß der Wirkungsgrad der Turbine ein möglichst guter wird, d. h. so, daß der gewählte Systempunkt möglichst nahe dem großen Stern seines Zuges oder wenigstens noch innerhalb des Sterngebiets liegt; anderseits ist jedoch zu beachten, daß in allen drei Systembildern diejenigen Züge, welche am nächsten der Skala $n$ liegen, den Vorzug verdienen, denn sie geben die konstruktiv einfachsten Maschinen. Beim Pelton- und Francissystem z. B. gibt, wie aus den Inschriften des Kartonschiebers (Fig. 2) hervorgeht, der erste Strich über $n$ die Einstrahlpeltonturbine beziehungsweise die einfache Francisturbine; beim zweiten Strich hat man Maschinen mit Zweiteilung

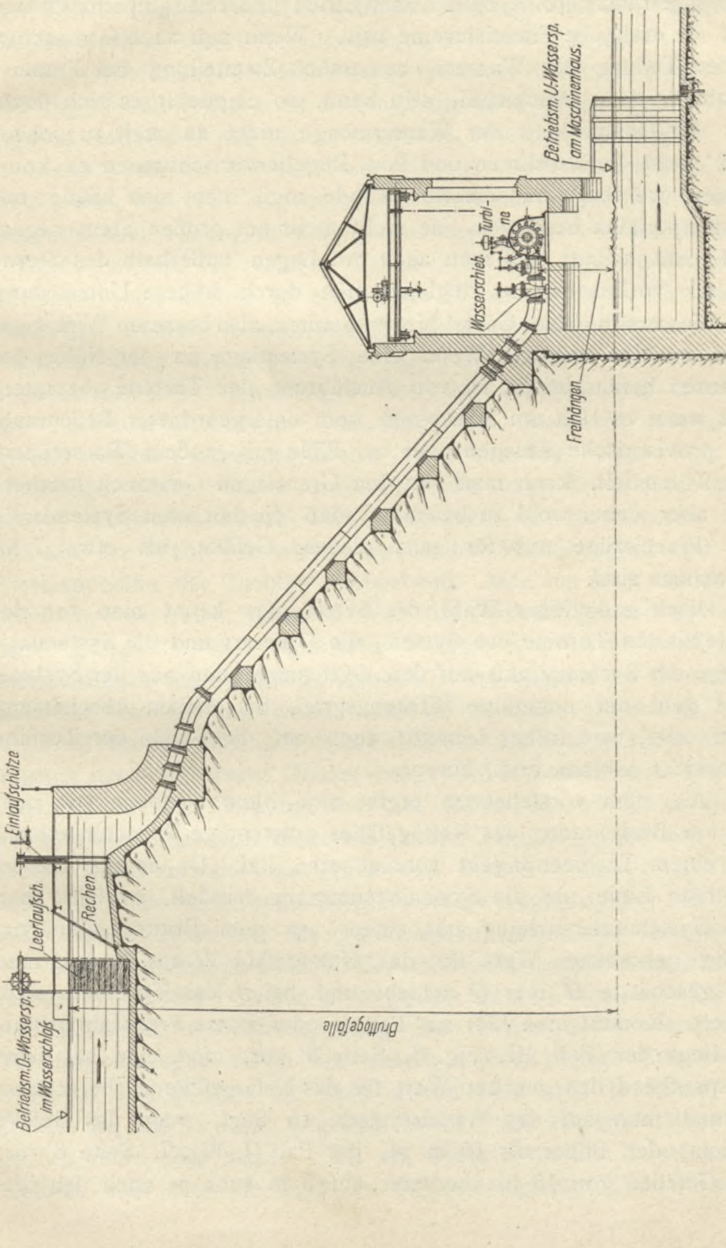

Betriebsm. U-Wassersp.
am Maschinenhaus.
Turbine
Wasserschieb.
Freihängen
Einlaufschütze
Leerlaufsch.
Rechen
Betriebsm. O-Wassersp.
im Wasserschloß
Bruttogefälle

Fig. 8.

der Wassermenge: Zweistrahlpeltonturbine und Doppel- oder Zwillingsfrancisturbine, beim dritten Strich die Dreistrahlpeltonturbine und die dreifache Francisturbine usw. Wenn nun auch in manchen Fällen Teilung des Wassers, namentlich Zweiteilung bei Francisturbinen, ganz zweckmäßig sein kann, so empfiehlt es sich doch, mit der Unterteilung der Wassermenge nicht zu weit zu gehen, weil sonst die Maschinen und ihre Reguliervorrichtungen zu kompliziert werden. Aus diesem Grunde muß man sich häufig mit Systempunkten begnügen, die nicht mehr am großen Stern liegen, und nicht selten muß man auch mit Lagen außerhalb des Sterngebiets vorliebnehmen, obgleich man durch höhere Unterteilung des Wassers in dieses Gebiet hineinkommen, also besseren Wirkungsgrad erzielen würde. Wenn eine Systemlage in der Nähe der Grenzen herausspringt, ist von Ausführung der Turbine abzuraten. Nur wenn es sich um Maschinen von untergeordneter Bedeutung, um provisorische Anlagen oder um Fälle mit großem Wasserüberschuß handelt, kann man von den Grenzlagen Gebrauch machen, hat aber dabei wohl zu beachten, daß die höchsten Systemlagen der Franciszüge nur für ganz niedere Gefälle, bis etwa 7 m, brauchbar sind.

Nach endgültiger Wahl des Systemzugs kennt man von der projektierten Turbine das System, die Unterart und die Systemlage (Lage des Systempunkts auf dem Systemzug), und aus der Systemlage geht der ungefähre Wirkungsgrad, bei dessen Abschätzung man aber, wie früher bemerkt, auch auf die Größe der Turbine Rücksicht nehmen muß, hervor.

Aus dem vorstehenden ergibt sich ohne weiteres, wie man die zur Bestimmung des Nettogefälles notwendige Voruntersuchung bei einem Turbinenprojekt vorzunehmen hat. Da es sich hierbei in erster Linie um die Systembestimmung handelt, so führt man die Systemuntersuchung mit einem aus dem Bruttogefälle vorläufig geschätzten Wert für das Nettogefälle $H$ aus, indem man das geschätzte $H$ über $Q$ schiebt und bei $n$ das Turbinensystem abliest. Kommt man hier auf Pelton- oder innere Freistrahlturbine, so liegt der Fall III, Fig. 8, Seite 9 vor, und man hat dementsprechend den genauen Wert für das Nettogefälle zu berechnen. Kommt man auf das Francissystem, so liegt, wenn das Gefälle gleich oder höher als 15 m ist, der Fall II, Fig. 7, Seite 6 vor; bei Gefällen von 15 bis herunter auf 5 m kann je nach den örtlichen Verhältnissen sowohl die Anordnung von Fall II als die von Fall I, Fig. 6, Seite 5 getroffen werden, und für kleinere Gefälle als 5 m bleibt im allgemeinen nur Fall I übrig.

Die Anordnung der Rohrleitung und des Gehäuseeinlaufes in den Fig. 7 und 8 kann die mannigfaltigsten Formen zeigen. Die Figuren sind daher nur als schematische Skizzen aufzufassen.

Sehr häufig ist bei Turbinenprojekten die Umdrehungszahl $n$ nicht, wie bis jetzt angenommen, gegeben. Man möchte im Gegenteil erst wissen, welche Umdrehungszahlen etwa in Betracht kommen können. In solchen Fällen läßt sich die Antwort vom Turbinenrechenschieber in einfachster Weise ablesen: Man stellt die Zunge wieder so ein, daß $Q$ und $H$ übereinanderstehen und hat dann durch die gegenseitige Lage der Skala $n$ und der drei Systembilder einen vollständigen Überblick darüber, was bei den drei Turbinensystemen an Umdrehungszahl überhaupt erreichbar ist und welche Umdrehungszahlen empfehlenswert sind. Für die endgültige Wahl von $n$ sind einerseits die Rücksichten auf den vorliegenden Zweck und anderseits die Rücksichten auf den aus der Wahl von $n$ sich ergebenden Wirkungsgrad und die Systemposition der Turbine maßgebend. Man hat also wieder zu beachten, was früher über den Wert der Systemzüge und Systemlagen gesagt wurde. Außerdem kommt aber hier noch der wirtschaftliche Standpunkt in Betracht. Bei gegebenem $Q$ und $H$ sinkt das Gewicht und damit auch bis zu einem gewissen Grade der Preis der Maschine mit dem Vorrücken der Systemlage von der unteren nach der oberen Grenze des gewählten Systemzuges. Diese Tatsache hat die Wirkung, daß das Gebiet der wirtschaftlich günstigsten Maschine nicht am großen Stern liegt, sondern vom großen Stern aufwärts bis gegen den oberen kleinen Stern hin. Man wird also, wenn sonst kein Hindernis entgegensteht, mit Vorliebe dieses Gebiet mit der guten Materialausnützung verwenden.

Beim Francissystem ist wieder zu beachten, daß Schnelläuferturbinen für höhere Gefälle nicht gebaut werden können. Sobald das Gefälle 20 m übersteigt, liegt die Grenze der anwendbaren Francissystemlagen schon am oberen kleinen Stern. Das höher liegende Systemgebiet ist dann unbrauchbar und je höher das Gefälle ist, um so mehr empfiehlt es sich, mit der Systemlage am großen Stern oder besser noch ein wenig unterhalb desselben zu bleiben, weil hier die Turbinen die bestmögliche Wasserführung haben und die Laufräder derselben eine einfache, gedrungene Form bekommen, die an sich schon mit günstigen Festigkeitseigenschaften ausgestattet ist; ferner ist hierbei zur Vermeidung des Achsialschubes und der damit verknüpften Unannehmlichkeiten die Doppelfrancisturbine der einfachen Francisturbine vorzuziehen. Auch beim Peltonsystem vermeidet man, wenn es sich um hohe Gefälle handelt, gerne die oberen Systemlagen und überschreitet den kleinen oberen Stern nicht; doch ist diese Regel hier nicht so streng wie beim Francissystem.

Man erkennt aus vorstehendem, daß es von größter Wichtigkeit ist, bei jedem Projekt zunächst auf Grund des Gefälles zu untersuchen, welche Systemlagen zulässig sind und welche Systemlagen ausscheiden. Die Systembilder, welche man dann zunächst untersuchen wird, sind die Systembilder Pelton und Francis. Diese sind auf dem Schieber bis zu achtfacher Unterteilung des Wassers dargestellt. Man könnte sie aber selbstredend noch weiter fortsetzen. Wenn also bei einem Projekte nach Einstellung von $H$ über $Q$ die brauchbaren Umdrehungszahlen nach rechts über das Bild des gewählten Systems hinausfallen, so folgt daraus, daß eben die achtfache Unterteilung des Wassers nicht genügt und daß noch höhere Unterteilung des Wassers notwendig ist. Mehr als acht Francislaufräder auf derselben Welle wird man aber nie bauen, ebensowenig Peltonturbinen mit acht oder mehr Strahlen. Man muß deshalb in einem derartigen Fall die Turbine in zwei getrennte Hälften teilen, d. h. zwei getrennte Turbinen bauen. Die Untersuchung auf dem Schieber macht man dann genau wie früher, nur tritt an die Stelle der Wassermenge $Q$ jetzt die Wassermenge $\frac{Q}{2}$ und die bei $n$ abgelesene Turbine ist doppelt aufzustellen.

Fällt einmal das Gebiet der brauchbaren Drehzahlen links über das Peltonsystem hinaus, so kann man die untere Grenze der Peltonzüge noch um etwa 10 mm nach links überschreiten. Der Wirkungsgrad sinkt zwar dabei, aber nicht erheblich.

Manchmal liegen nach Einstellung von $H$ über $Q$ die für den gerade vorliegenden Zweck günstigen Drehzahlen so, daß die Turbine in die Lücke zwischen den praktisch brauchbaren Gebieten von Pelton- und Francissystem fällt. Diese Lücke ist ziemlich breit. Da einerseits mehr als Vierstrahlpeltonturbinen: zwei Laufräder mit je zwei Strahlen heutzutage kaum mehr angewendet werden, und da anderseits die Francisturbinen an der unteren Grenze außer mit schlechtem Wirkungsgrad noch mit der Gefahr der Schaufelzerstörung durch Anfressung behaftet sind, so beginnt die fragliche Lücke für wichtigere Projekte an dem oberen kleinen Stern des Peltonzuges „vier Strahlen“ und endigt am unteren kleinen Stern des Franciszuges „ein Laufrad“. Zur Überbrückung dieser Kluft bieten sich die auf der unteren Wange des Schieberkörpers dargestellten Turbinenarten dar, und zwar zunächst die innere Freistrahlturbine mit ihren Unterarten. Das hierzu gehörige Systembild enthält von oben nach unten die Schwamkrugturbine mit ein, zwei, drei Einläufen; der unterste und letzte Strich veranschaulicht die innere Freistrahlturbine mit Beaufschlagung auf einem bestimmten zusammenhängenden Teil des Laufradumfanges, beginnend links mit gleichem Beaufschlagungsbogen wie die einfache Schwamkrugturbine und rechts aufhörend mit halber Beaufschlagung. Von diesem Systembild fallen die beiden untersten Züge in die erwähnte Lücke. Man kann sich also mit den Turbinenarten: Schwamkrugturbine mit drei Einläufen und innere Freistrahlturbine mit größerem Beaufschlagungsbogen helfen. Beide Turbinenarten sind aber sowohl aus hydraulischen als aus konstruktiven Gründen nicht sehr empfehlenswert. Man macht daher besser von der dritten sich hier darbietenden Turbinenart, welche anf dem Schieber rechts neben den vorigen dargestellt ist, Gebrauch. Es ist dies die Francisturbine mit zwei Druckstufen. Bei dieser Turbinenkonstruktion wird das Gefälle in zwei Hälften geteilt und mittels zweier Laufräder in Hintereinanderschaltung ausgenützt. Man kann natürlich auch mehr Druckstufen anwenden, beschränkt sich aber zweckmäßigerweise im Interesse der Einfachheit der Maschinen auf Stufenturbinen mit zwei gleichgroßen Druckstufen je von der Größe $\frac{H}{2}$. Diese Turbinenart ist zuerst von Pfarr unter der Bezeichnung „Verbundturbine“, welch letztere Bezeichnung auch auf dem Kartonschieber, (Fig. 2) angebracht ist, in die Praxis des Turbinenbaues eingeführt worden[1]). Für den Holzschieber mußte eine kürzere Bezeichnung gesucht werden; Verfasser hat hierfür das Zeichen „*Pf*“ (vergl. Fig. 1) gewählt.

[1]) Die Anordnung steht in den meisten Ländern unter Erfinderschutz. Die Firma J. M. Voith, Heidenheim, hat sämtliche Patenrechte übernommen.

Der Systemzug der Verbundturbine ist ein Francissystemzug; derselbe ist aber auf dem Schieber nur von seinem großen Stern (großer Punkt) ab bis zum kleinen unteren Stern (unterer mittlerer Punkt) dargestellt, weil sich die übrigen Systemlagen der Francisturbine nicht zur Stufenbauart eignen. Aus der Lage dieses Verbundsystemzuges ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Verbundturbine die obenerwähnte Lücke zwischen den brauchbaren Lagen der Vierstrahlpeltonturbine und den brauchbaren Lagen der einfachen Francisturbine gerade ausfüllt.

Wenn von einer Turbine nur das Gefälle $H$ (Meter) und die verlangte Leistung ab Turbinenwelle $N$ (Pferdestärken) bekannt ist, so berechnet man die sekundliche Wassermenge (Liter pro Sekunde) am einfachsten zunächst mit 75% Wirkungsgrad ($\eta_{\text{turb}} = 0{,}75$) aus der Formel

$$\underset{0,75}{Q}^{\text{liter/sek}} = 100\,\frac{N^{\text{PS}}}{H^{\text{meter}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

und geht mit diesem $\underset{0,75}{Q}$ vor wie früher. Dabei findet man im allgemeinen einen von 0,75 verschiedenen Wirkungsgrad $\eta_{\text{turb}}$ und hat nun nach Vornahme der Korrekturrechnung:

$$Q = \underset{0,75}{Q} \cdot \frac{0{,}75}{\eta_{\text{turb}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

oder:

$$Q^{\text{liter/sek}} = 100\,\frac{N^{\text{PS}}}{H^{\text{meter}}} \cdot \frac{0{,}75}{\eta_{\text{turb}}} \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

die Untersuchung zur Kontrolle zu wiederholen.

Bei Erregerturbinen, bei denen gewöhnlich nur die elektrische Leistung der angetriebenen Dynamomaschine in Kilowatt gegeben ist, ergibt sich zunächst $\underset{0,75}{Q}$ mit 85% Wirkungsgrad der Dynamomaschine und 75% Wirkungsgrad der Turbine aus der Formel

$$\underset{0,75}{Q}^{\text{liter/sek}} = 160\,\frac{\text{Kilowatt}}{H^{\text{meter}}} \quad \ldots\ldots \quad 4)$$

welcher die allgemeine Formel:

$$Q^{\text{liter/sek}} = \frac{102}{\eta_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{turb}}} \cdot \frac{\text{Kilowatt}}{H^{\text{meter}}} \quad \ldots \quad 5)$$

mit $\eta_{\text{el}}$ als Wirkungsgrad der Dynamomaschine zugrunde liegt.

Mit der Wassermenge $\underset{0,75}{Q}$ wird die Turbine wieder vorläufig untersucht, und es wird dann wieder eine Korrekturrechnung nach Gleichung 5 vorgenommen.

Soll eine zu projektierende Turbine einen Dreh- oder Wechselstromgenerator unmittelbar antreiben, so ist zu beachten, daß die Umdrehungszahl $n$ sich nach der Periodenzahl des Stroms und nach der Polzahl des Generators zu richten hat. Man hat dafür bekanntlich die Beziehung

$$n = 120 \frac{\text{sekundliche Periodenzahl}}{\text{gesamte Polzahl}} \quad . \; . \; . \; 6)$$

und erhält damit umstehende Tabelle für die möglichen Umdrehungszahlen.

Es ist zu beachten, daß nicht alle der darin angeführten Polzahlen von den elektrotechnischen Firmen bei ihren normalen Konstruktionen verwendet werden. Namentlich gehören 10- und 14polige Maschinen meist zu den abnormalen Typen, was durch Einklammerung dieser Polzahlen in der Tabelle angedeutet ist.

Umdrehungszahlen
von Dreh- und Wechselstromaggregaten.

| | Gesamte Polzahl des Generators = | 2 | 4 | 6 | 8 | (10) | 12 | (14) | 16 | 20 | 24 | 28 | 32 | 36 | 40 | 48 | 56 | 64 | 72 | 80 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sekundliche Periodenzahl = 60 | Minutliche Umdrehungszahl der Generatorwelle = | 3600 | 1800 | 1200 | 900 | 720 | 600 | 514,3 | 450 | 360 | 300 | 257,1 | 225 | 200 | 180 | 150 | 128,6 | 112,5 | 100 | 90 |
| Sekundliche Periodenzahl = 50 | Minutliche Umdrehungszahl der Generatorwelle = | 3000 | 1500 | 1000 | 750 | 600 | 500 | 428,6 | 375 | 300 | 250 | 214,3 | 187,5 | 166,7 | 150 | 125 | 107,1 | 93,7 | 83,3 | 75 |
| Sekundliche Periodenzahl = 42 | Minutliche Umdrehungszahl der Generatorwelle = | 2520 | 1260 | 840 | 630 | 504 | 420 | 360 | 315 | 252 | 210 | 180 | 157,5 | 140 | 126 | 105 | 90 | 78,7 | 70 | 63 |
| Sekundliche Periodenzahl = 25 | Minutliche Umdrehungszahl der Generatorwelle = | 1500 | 750 | 500 | 375 | 300 | 250 | 214,3 | 187,5 | 150 | 125 | 107,1 | 93,7 | 83,3 | 75 | 62,5 | 53,5 | 46,8 | 41,6 | 37,5 |

## Kapitel 3.

# Vorläufige Dimensionierung der projektierten Turbine.

Häufig ist es erwünscht, beim Projektieren rasch Aufschluß über die ungefähre Größe der projektierten Turbine zu bekommen. Einen Anhalt hierfür erhält man, indem man die Hauptdimension $D_1$ der Turbine bestimmt. $D_1$ ist bei Francis- und inneren Freistrahlturbinen der Eintrittsdurchmesser, bei Peltonturbinen der Strahlkreisdurchmesser, d. h. der Durchmesser des Kreises, welcher die Strahlmitte berührt (vergl. Fig. 9).

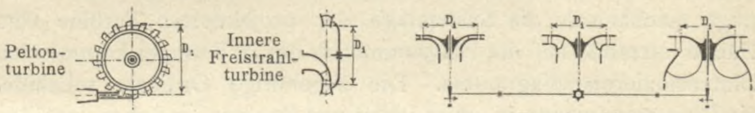



Fig. 9.

Die Größe $D_1$ läßt sich nun in einfacher Weise aus dem Schieber entnehmen. Dazu dient die vierte Hauptskala, die Skala $D$ und die kleinen Hilfssystembilder, welche sich zwischen den Hauptskalen $n$ und $H$ auf der Zungenoberseite befinden und je nur aus einem Systemzug für die drei Turbinensysteme:

Peltonturbine bezeichnet mit $P$,

innere Freistrahlturbine und ihre Unterarten bezeichnet mit $I$,

Francisturbine bezeichnet mit $F$

bestehen. Die Verwendung dieser Hilfssystemzüge geschieht in folgender Weise.

Nachdem man von der für ein gegebenes ($Q$, $H$, $n$) projektierten Turbine System und Systemlage bestimmt hat, schiebt man $n$ (Hauptskala) über das N e t t o g e f ä l l e $H$, g e n o m m e n a u f S k a l a $Q$; dann geht man mit dem Läufer unter Beachtung des vorliegenden Turbinensystems in den in Frage kommenden Hilfssystemzug ein, überträgt die vom Hauptsystembild abgelesene Systemlage der Turbine auf diesen Hilfszug und liest senkrecht über der hier gefundenen Stelle den Durchmesser $D_1$ auf der Skala $D$ ab, und zwar unmittelbar in Millimetern. Beim Francissystem sind zur Erleichterung des Übergangs vom Haupt- auf das Hilfsbild auf den Hauptzügen und auf dem Hilfszuge $F$ kleine einander entsprechende Vertikalstriche angebracht.

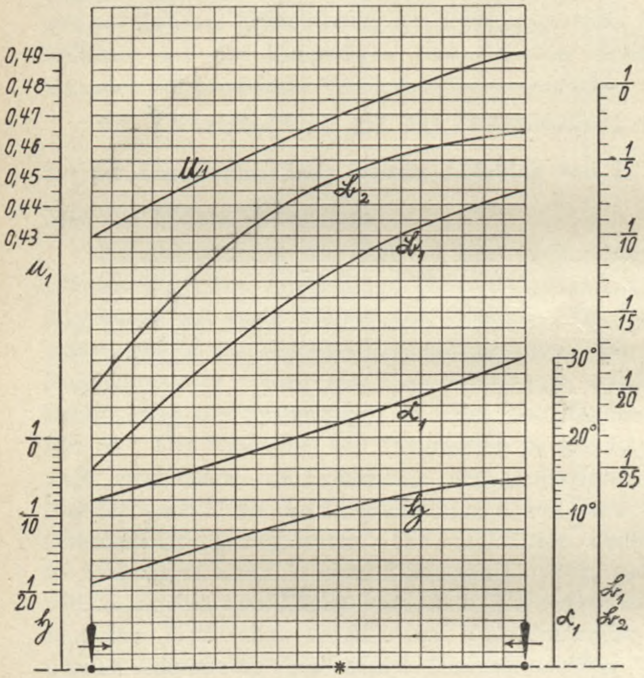
Für Verbundturbinen gilt das Francishilfsbild, nur muß man bei der Zungeneinstellung zwecks Ablesung von $D_1$ den Wert $\frac{H}{2}$ statt des Wertes $H$ benutzen.

Zur Bestimmung der weiteren Laufraddimensionen dienen die auf den folgenden Tafeln II und III verzeichneten Dimensionierungsdiagramme mit ihren Kurven und Formeln. Zu jedem Turbinensystem gehört ein Dimensionierungsdiagramm. Die Kurven dieser Diagramme sind je über einer Basis verzeichnet, welche eine genaue Nachbildung des Systemzuges in dem betreffenden Hauptsystembild ist. Die Benutzung der Diagramme ist wie folgt. Man überträgt mechanisch die Systemlage der projektierten Turbine vom Hauptsystembild auf die Diagrammbasis des in Betracht kommenden Dimensionierungsdiagramms. Die zugehörige Ordinate schneidet die Diagrammkurven in einer Reihe von Punkten, welchen laut den seitlich angebrachten Skalen bestimmte Werte der verschiedenen mit deutschen Buchstaben bezeichneten Verhältniszahlen (Dimensionsziffern) zukommen. Aus diesen Dimensionsziffern ermitteln sich nach den auf den Tafeln selbst angegebenen Formeln aus der Größe $D_1$ die übrigen Laufraddimensionen, deren Bedeutung aus den jeweils der Tafel beigegebenen Figuren hervorgeht.

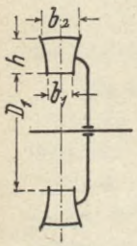
Um mit den Formeln richtige Resultate zu erhalten, ist bei Ablesung von $D_1$ möglichst genaue Übertragung vom Haupt- aufs Hilfsbild notwendig. Für Turbinenkonstrukteure sind auf den Tafeln II und III noch Kurven für die Umfangsschnelligkeit $u_1$[1]) beigefügt, mit deren Hilfe sich die Größe $D_1$ nach sinngemäßer Entnahme von $u_1$ genau berechnen läßt nach der Formel:

$$D_1^{\text{meter}} = 84{,}6\, u_1 \frac{\sqrt{H^{\text{meter}}}}{n} \quad . \; . \; . \; . \; . \; 7)$$

[1]) Über den Begriff „Umfangsschnelligkeit" vergleiche Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, April—Mai 1908.




Schwamkrugturbine.



$b_1 = \mathfrak{B}_1 D_1$

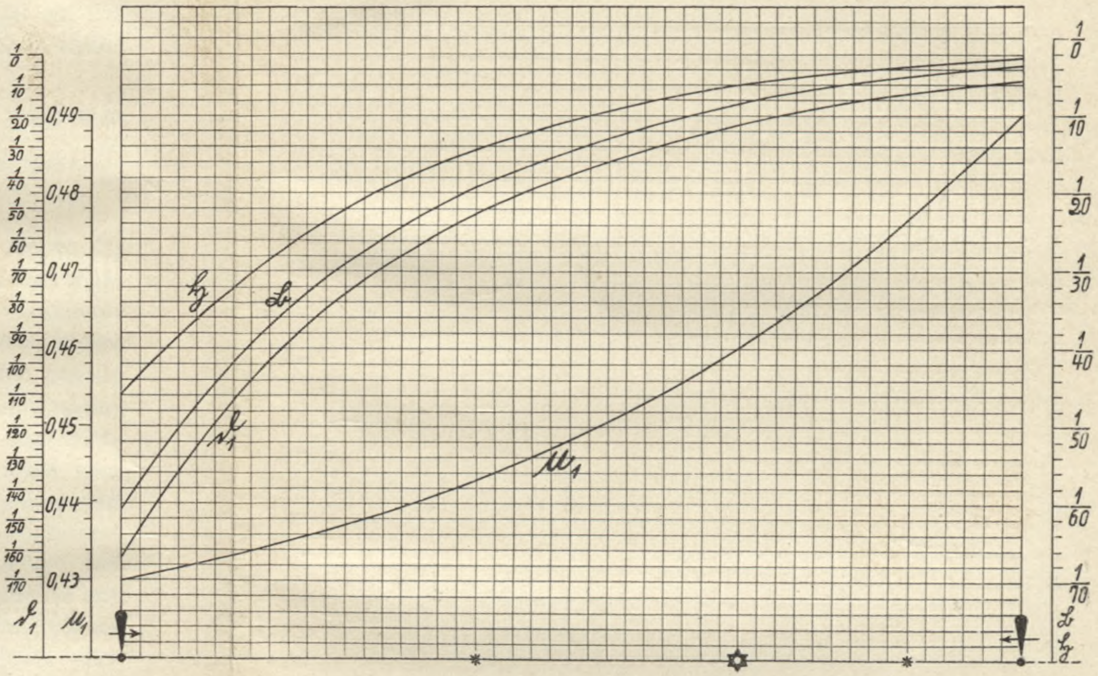
$h = \mathfrak{H} D_1$

$b_2 = \mathfrak{B}_2 D_1$

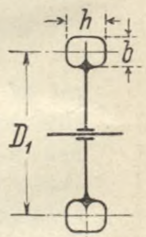
$\alpha_1$ = Zuführungswinkel des Wassers gegen die Umfangstangente am Kreis $D_1$.

Strahlstärke $= \frac{b_1}{2}$ zirka.

$u_1$ = Umfangschnelligkeit am Kreise $D_1$.




Peltonturbine.



$d_1 = \mathfrak{d}_1 D_1$

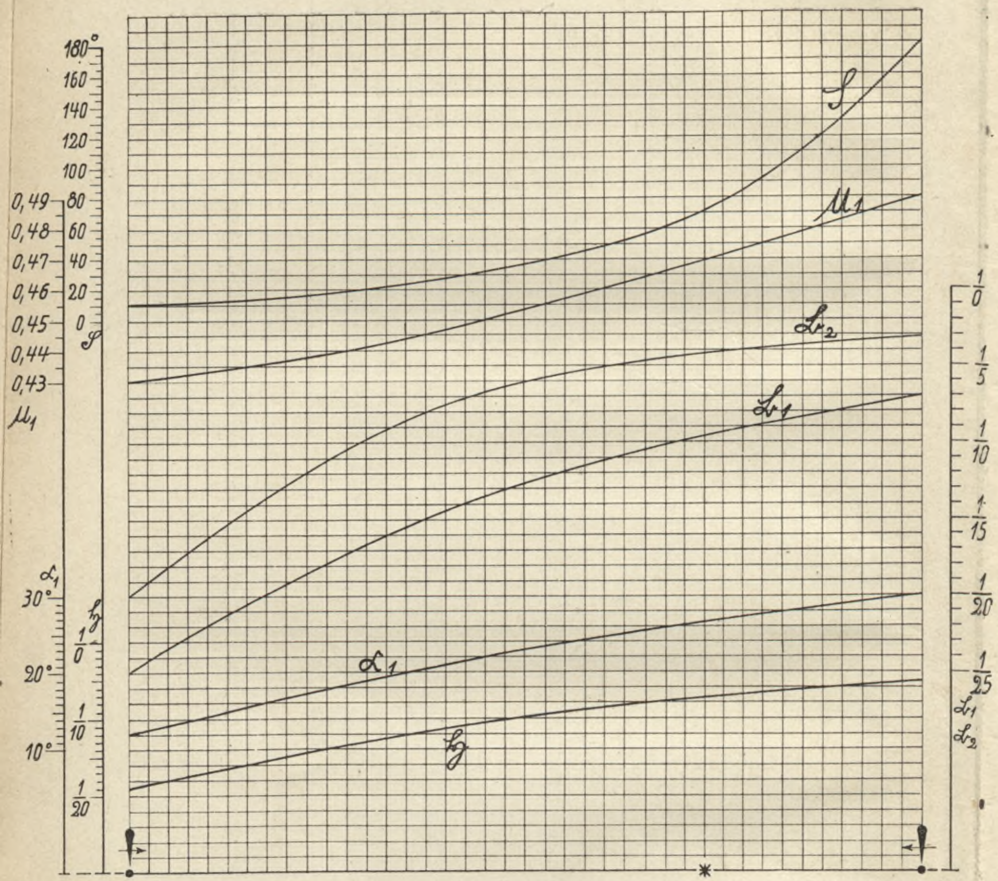
$h = \mathfrak{H} D_1$

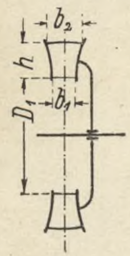
$b = \mathfrak{B} D_1$

$d_1$ = Mündungsdurchmesser bei runder Düse.

Die Abmessungen einer rechteckigen Düse ergeben sich durch Umwandlung der Kreisfläche $\frac{\pi}{4} d_1^2$ in ein Rechteck vom gewünschten Seitenverhältnis.

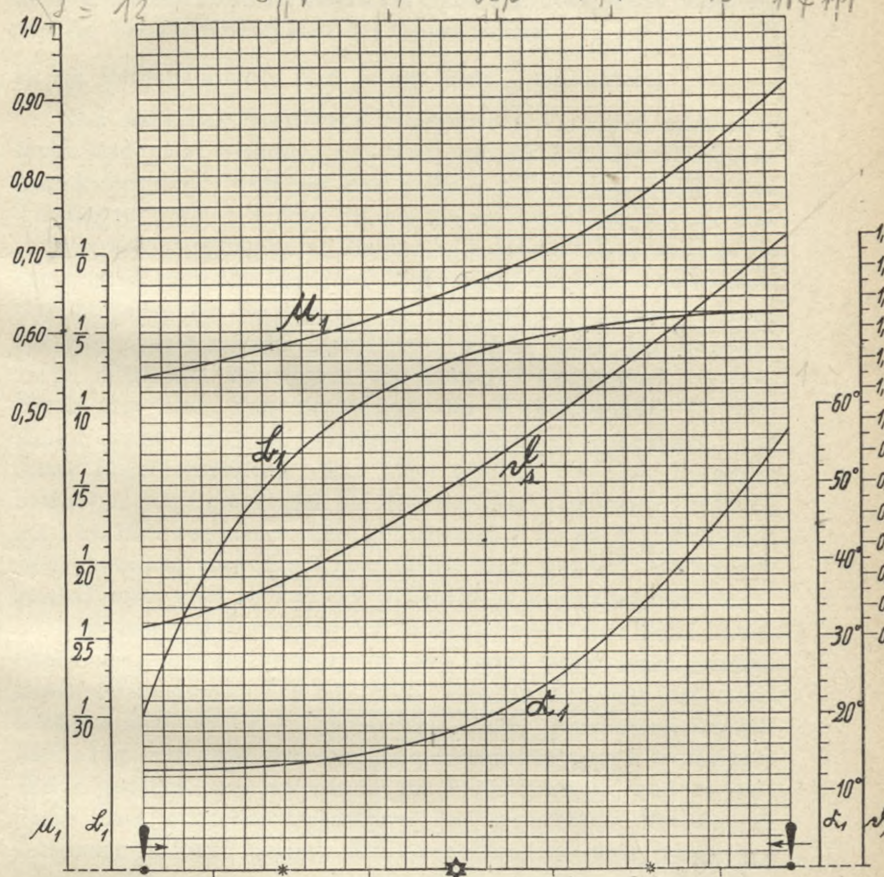
$u_1$ = Umfangschnelligkeit am Kreis $D_1$.

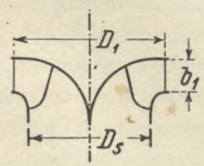



Innere Freistrahlturbine
mit partialer Beaufschlagung.

$b_1 = \mathfrak{B}_1\, D_1$ $\quad \alpha_1 =$ Zuführungswinkel des Wassers gegen die Umfangstangente am Kreis $D_1$.
$h = \mathfrak{H}\, D_1$
$b_2 = \mathfrak{B}_2\, D_1$ $\quad \varphi =$ Centriwinkel des beaufschlagten Bogens.
$u_1 =$ Umfangschnelligkeit am Kreis $D_1$.




Francisturbine.

Eintrittsbreite $b_1 = \mathfrak{B}_1\, D_1$.

Saugrohrdurchmesser hinter dem Laufrad $D_s = \mathfrak{D}_s\, D_1$.

$\alpha_1 =$ Zuführungswinkel des Wassers gegen die Umfangstangente am Kreis $D_1$.

$u_1 =$ Umfangschnelligkeit am Kreis $D_1$.

Bei vorhandener Saugrohrversperrung durch Wellen und dergleichen, ist bei $D_s$ ein die Versperrung ausgleichender Zuschlag zu machen.

Die Laufraddimensionen der Verbundturbine werden mit Hilfe des Francisdiagramms auf Tafel III in genau derselben Weise bestimmt, wie die Laufraddimensionen der Francisturbine. In der Formel (7) ist bei Verbundturbinen statt $H$ der Wert $\frac{H}{2}$ einzusetzen.

Die nach dem vorstehend angegebenen Verfahren erhaltenen Maße sind nicht definitiv; sie sollen nur als Anhaltswerte dienen beim Projektieren; denn für eine Reihe von Faktoren, die sich von Turbine zu Turbine ändern, ist bei dieser Darstellungsart nur eine rohe Berücksichtigung durch Einführung konstanter Mittelwerte in die den Kurven zugrunde liegenden Rechnungen möglich. Der leitende Gesichtspunkt bei Festlegung der Diagrammkurven war, überall auf diejenigen Laufräder hinzuführen, welche unter den unendlich vielen möglichen Variationen den besten Wirkungsgrad ergeben. Wenn man eine Verschlechterung des Wirkungsgrades in Kauf nimmt, kann man, um leichtere Maschinen zu bekommen, von dieser Regel abweichen. Man kann nämlich bei allen Systemen in den höheren Systemlagen die vom Schieber abgelesene Größe $D_1$ um 5 bis 10 % verringern. Dies gilt namentlich für die Francisturbine. Viel gewonnen wird damit aber nicht; denn was am Durchmesser gespart wird, muß an anderen Dimensionen zugegeben werden.

Die definitive Festlegung der Turbinendimensionen bleibt immer Sache des Turbinenkonstrukteurs, der dabei außer einer genauen Durchrechnung der Turbine noch mancherlei Dinge im Auge behalten muß, wie z. B. abgerundete Maße, vorhandene Modelle usw. Die mit Hilfe der Dimensionierungsdiagramme bestimmten Werte genügen aber vollständig für Projektarbeiten, und es wird durch diese einfachen Operationen und elementaren Rechnungen jedermann in Stand gesetzt, sich einen Überblick über Größe und Gewicht der projektierten Maschine zu verschaffen und einen Einblick zu gewinnen, wie bei gegebenem $Q$ und $H$ Größe und Gewicht der Maschine sich ändern mit der Wahl der Umdrehungszahl. Laien im Turbinenbau werden allein schon durch Ablesung des Wertes $D_1$ davor bewahrt, Turbinen zu projektieren, die zwar theoretisch richtig, aber wegen zu kleiner oder zu großer Dimensionen praktisch unausführbar sind.

Einige weitere die Turbinendimensionierung betreffende Rechnungserleichterungen gibt die Unterseite der Zunge[1]). Zieht man

[1]) Fehlt bei Kartonschiebern.

die Zunge heraus, dreht sie um ihre Längsachse, so daß sie ihre Unterseite nach oben kehrt und schiebt sie wieder ein, so sieht man an ihrem untern Rand eine kurze Skala *H* (Meter). Zu dieser kurzen Skala *H*, im weiteren Hilfsskala *H* genannt, gehören die Zeichen *Dü*, *Sp*, *Sg* und 10 *Dü*, welche sich links am oberen Rand der Zungenunterseite befinden.

Das Zeichen *Dü* dient zur Bestimmung des Düsendurchmessers bei Freistrahlturbinen und kommt hauptsächlich zur Anwendung beim Projektieren von Peltonturbinen. Stellt man die Zunge so ein, daß das auf der Hilfsskala *H* aufgesuchte Nettogefälle über der wie früher auf der Skala *Q* aufgesuchten sekundlichen Wassermenge *Q* steht, so liest man auf der Skala *D* beim Zeichen *Dü* den Düsendurchmesser $d_1$ in Millimetern ab, welcher notwendig

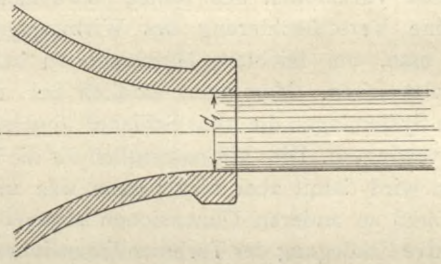



Fig. 10.

ist, um die Wassermenge *Q* unter dem Nettogefälle *H* aus einer Düse frei austreten zu lassen (vergl. Fig. 10). Wird statt der kreisförmigen Düse eine rechteckige verwendet, so muß der Flächeninhalt dieser rechteckigen Austrittsöffnung gleich $\frac{\pi d_1^2}{4}$ sein.

An dem Zeichen 10 *Dü* liest man den zehnfachen Wert der Austrittslichtweite $d_1$ ab. Dieses Zeichen 10 *Dü* wird benutzt, wenn das Zeichen *Dü* über die Skala *D* nach links hinausfällt. Da die Skala *D* bis auf 40 mm heruntergeht, so kann man mittels des Hilfszeichens 10 *Dü* noch Düsendurchmesser von 4 mm ablesen. Die Lage der Zeichen *Dü* und 10 *Dü* ist unter Zugrundelegung eines die Reibung in der Düse und die Kontraktion des Strahls summarisch berücksichtigenden Ausflußkoeffizienten von 0,93 festgelegt worden.

Das Zeichen *Sp* dient zur Dimensionierung der Spiralgehäuse von Francisturbinen. Nach Einstellung von *H* (Hilfsskala) über *Q* wie oben, gibt die Ablesung auf der Skala $D$ am Zeichen $Sp$ den Durchmesser des sich spiralig um den Leitapparat der Turbine herumwindenden Wasserkörpers an der Stelle $a$—$a$ (Fig. 11), an welcher die gerade Rohrachse des Zuflußrohres in die Spirallinie übergeht. Das Zeichen $Sp$ hat zwei vertikale Endstriche, zwischen denen sich ein kleiner Mittelstrich befindet. Benutzt man den rechten Endstrich, so bekommt man ein hydraulisch gutes aber verhältnismäßig teueres Spiralgehäuse; der linke Endstrich kommt

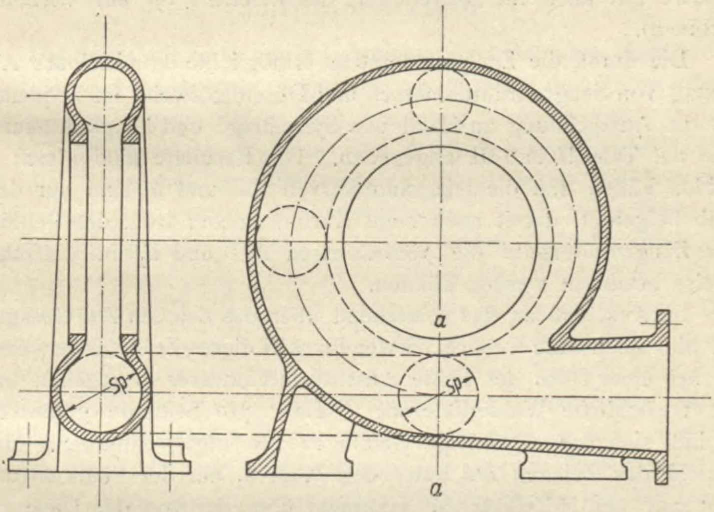



Fig. 11.
Spiralgehäuse.

in Anwendung, wenn man auf Kosten des Wirkungsgrades ein billiges Spiralgehäuse bauen will; der Mittelstrich entspricht mittleren Verhältnissen.

Das Zeichen $Sg$ dient zum raschen Ablesen des Saugrohrdurchmessers $D_s$ bei Francisturbinen (siehe Figur auf Tafel III). Man schiebt auch hier wieder das $H$ der Hilfsskala über $Q$ wie oben, geht nun unter Beachtung der vorliegenden Systemlage in das Zeichen $Sg$ ein und liest senkrecht darüber auf der Skala $D$ den Saugrohrdurchmesser $D_s$ in Millimetern ab. Das Zeichen $Sg$ stellt einen umgekehrten Francissystemzug dar, bei dem der große Stern durch einen großen Punkt, die beiden kleinen Sterne durch kleine Vertikalstriche und die beiden Endlagen durch kleine

Punkte dargestellt sind. Da der Systemzug *Sg* ein umgekehrter Francissystemzug ist, so liegt bei ihm die obere Grenze (Schnellläufer) links und die untere Grenze (Langsamläufer) rechts. Die obere Grenze ist mit *o*, die untere Grenze mit *u* bezeichnet. Bei mehrfachen Francisturbinen muß man bei Ausführung dieser Rechnung für $Q$ die sekundliche Wassermenge pro Laufrad und bei Verbundturbinen das Gefälle pro Laufrad, d. h. den Wert $\frac{H}{2}$ einsetzen (das letztere gilt auch für Anwendung des Zeichens *Sp* auf Verbundturbinen).

Die durch die Zungenunterseite ermöglichte unmittelbare Ablesung von Saugrohrdurchmesser und Düsenlichtweite ist bequemer als die Ausrechnung an Hand von Systemlage und Diagrammkurve wie auf Tafel II und III angegeben. Die Resultate sind gleich in beiden Fällen und die Diagrammkurven $\mathfrak{D}_s$ und $\mathfrak{d}_1$ sind nur deshalb beigefügt, damit auch beim Kartonschieber trotz des Fehlens der Zungenunterseite die Abmessungen $D_s$ und $d_1$ in einfacher Weise bestimmt werden können.

Im Anschluß an das vorstehend über das Zeichen *Dü* Gesagte, sei hier noch eine weitere Verwendbarkeit dieses Zeichens erwähnt. Ist bei einer Düse der lichte Austrittsdurchmesser $d_1$ gegeben und die tatsächliche Wasserlieferung $Q$ Liter pro Sekunde gemessen, so läßt sich das zugehörige Gefälle $H$ wie folgt bestimmen. Man schiebt das Zeichen *Dü* unter den Wert $d_1$ auf der Skala $D$ und liest auf der Hilfsskala $H$, senkrecht über der von der Düse gelieferten Wassermenge $Q$ das wirksame Nettogefälle $H$ in Metern ab. Ist der Durchmesser $d_1$ kleiner als 40 mm, so benutzt man das Hilfszeichen 10 *Dü*, stellt dieses an die Zahl 10 $d_1$ der Sklala $D$ und liest ab wie oben.

## Kapitel 4.

# Turbinenserien.

Um nicht für jede neu zu bauende Turbine neue Modelle für Laufrad und Leitapparat anfertigen zu müssen, sind gegenwärtig die meisten Turbinenfirmen zum Serienbau übergegangen.

Die Turbinen einer Serie sind dadurch gekennzeichnet, daß sie alle, abgesehen von Wellenstärke, Wandstärken und Schaufelzahl, unter sich ähnliche Raumgebilde sind. Man kann daher von vornherein normale Modelle in verschiedenen Größen anfertigen; dieselben werden gewöhnlich so ausgeführt, daß die einzelnen Laufraddurchmesser $D_1$ eine stetig ansteigende Reihe darstellen. Man kann unendlich viele Serien aufstellen und unterscheidet hauptsächlich beim Francissystem: Schnelläuferserien, Normalläuferserien, Langsamläuferserien, und entsprechend beim Peltonsystem: Starkstrahlserien, Normalstrahlserien und Schwachstrahlserien; doch ist zu beachten, daß jede Turbinenfirma ihre eigenen Serien hat.

Eine richtig durchkonstruierte Turbinenserie hat nun die Eigenschaft, daß die Systemlagen der sämtlichen dazugehörigen Turbinen im Turbinenrechenschieber auf ganz bestimmte Punkte der in Betracht kommenden Systembilder zusammenfallen. Kennt man die Daten $Q$, $H$, $n$ einer ausgeführten Serienturbine, so stellt man $H$ über $Q$ und macht senkrecht über $n$ auf dem für die vorliegende Turbinenart in Frage kommenden Systemzug ein Zeichen. Dieses Zeichen wird auf alle übrigen Systemzüge des betreffenden Systembildes rein mechanisch mit dem Zirkel übertragen. Alle Systemzüge eines Systembildes sind nämlich unter sich kongruent und die Spezialzeichen einer und derselben Turbinenserie müssen auf jedem Systemzug die gleiche Systemlage einnehmen, also z. B. überall gleich weit vom großen Stern entfernt liegen. Nachdem die Serie so markiert ist, wird man finden, daß jede beliebige andere Turbine der Serie mit den Serienmarken übereinstimmt.

Auch im Hilfssystembild hat jede Turbinenserie eine bestimmte Marke, welche, wenn sie bekannt ist, gestattet, nach Einstellung von $n$ über $H$, genommen auf Skala $Q$, den für den vorliegenden Fall notwendigen Laufraddurchmesser $D_1$, abzulesen und damit zu entscheiden, welches Modell der Serie in Frage kommt. Die Bestimmung der Lage des Serienzeichens im Hilfsbild wird wie beim Hauptbild an Hand einer vorliegenden Ausführung gemacht. Näheres hierüber siehe in der Beispielsammlung. Die bei den verschiedenen Turbinenfirmen vorhandenen Turbinenserien lassen sich mittels Systemlage und Dimensionsziffern auch in das zugehörige Dimensionierungsdiagramm in Form von Punkten eintragen. Infolge der bei der Turbinendimensionierung bestehenden Freiheit werden dabei diese Punkte nicht immer gerade auf die vom Verfasser vorgeschlagenen Diagrammkurven fallen.

Um die Systemlage einer Turbinenserie eindeutig anzugeben, empfiehlt sich folgendes Verfahren: Man liest auf der Skala $D$ die Skalenangabe ab, welche der auf dem untersten Zug des Hauptsystembildes befindlichen Serienmarke entspricht. Diese Zahl durch 100 dividiert, dient als Kennzahl der Serie. Die zur Reihe der kleinen oberen Sterne des Francisbildes gehörende Francisserie hat z. B. die Kennzahl $\frac{6500}{100} = 65$; die dem großen Stern entsprechende Francisserie hätte die Kennzahl $\frac{3400}{100} = 34$. Diese Zahlen 65 und 34 sind nun nichts anderes als die Systemziffern[1]) der einfachen Francisturbine am kleinen oberen Stern bezw. am großen Stern, und die Systemziffer selbst ist nichts anderes als der rechnerische Audruck für den Begriff „Systemlage“.

Will man eine Turbinenserie und den in ihr gewählten Arbeitsprozeß des Wassers noch näher charakterisieren, so muß man die Umfangsschnelligkeit $u_1$ und bei Francisturbinen außerdem noch die Dimensionsziffer $\mathfrak{B}_1$ der Eintrittsbreite (Breiteverhältnis, vergl. Tafel III) angeben.

Die Großsternfrancisserie hätte demnach folgende Charakteristik, wenn sie nach Tafel III dimensioniert wird:

---

[1]) Über den Begriff „Systemziffer“ vergleiche Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, April—Mai 1908.

Kennzahl: 34
Umfangsschnelligkeit: 0,65
Breiteverhältnis: $\frac{1}{7}$

Die Charakteristik der Francisserie am oberen kleinen Stern wäre bei Dimensionierung nach Tafel III:

Kennzahl: 65
Umfangsschnelligkeit: 0,77
Breiteverhältnis: $\frac{1}{4,5}$

Um die vorerwähnte verhältnismäßige Freiheit in der Turbinendimensionierung zu demonstrieren, sei erwähnt, daß das Streben nach größtmöglicher Materialausnützung hier zu einer anders gebauten Serie führen würde. Man kann nämlich mit der Systemlage im Hauptbild bis an den kleinen oberen Stern herangehen und im Hilfsbild doch am großen Stern stehen bleiben. Dies hat zur Folge, daß die Umfangsschnelligkeit und die Laufraddurchmesser erheblich kleiner werden als bei der oben charakterisierten Serie. Die Eintrittsbreite und ihre Dimensionsziffer wird dafür aber erheblich größer. Die Charakteristik dieser Serie, welche der Urform der bekannten amerikanischen Turbinenserie entspricht, ist ungefähr:

Kennziffer: 60 ÷ 65[1])
Umfangsschnelligkeit: 0,65
Breiteverhältnis: rund $\frac{1}{2,5}$

Zu verwerfen ist diese Serie durchaus nicht. Wenn es sich darum handelt, recht billige Maschinen zu bauen, so ist sie wohl am Platze und wird vielfach angewendet. Es sei deshalb hier besonders auf sie hingewiesen, weil der Turbinenrechenschieber entsprechend seinem Grundsatz, unter den möglichen Turbinenformen immer die besten auszuwählen, sie ignoriert.

---

[1]) Das Zeichen ÷ bedeutet „bis“.

## Kapitel 5.

# Anwendung des Turbinenrechenschiebers zur Projektierung hydroelektrischer Anlagen.

Die gesamte in einer Wasserkraftanlage zu verarbeitende sekundliche Wassermenge betrage $\Sigma Q$ Liter; das für die in der Zentrale aufzustellenden Turbinen in Frage kommende Nettogefälle sei zu $H$ Meter ermittelt. Es soll nun auf Grund von $\Sigma Q$ und $H$ entschieden werden, welches Turbinensystem zu wählen ist, auf wieviel Aggregate die Gesamtleistung der Zentrale zu verteilen ist und welche Umdrehungszahlen und Leistungen die Turbinen und die elektrischen Einheiten haben werden.

Man stellt die Zunge des Schiebers so ein, daß $H$ über $\Sigma Q$ steht und kann nun für jede beliebige Drehzahl $n$ durch Eingehen in die Systembilder senkrecht über oder unter $n$ ablesen, wieviel Peltonstrahlen, wieviel Francislaufräder, wieviel Schwamkrugeinläufe notwendig sind, damit das Wasser mit einer bestimmten vorgeschriebenen oder angenommenen Ausnutzungsgüte verarbeitet wird. Es bietet keine Schwierigkeit, die Leistung eines solchen Strahls, Laufrades, Schwamkrugeinlaufes zu berechnen; man kann dann die Leistung einer jeden solchen „hydraulischen Primäreinheit" durch eine elektrische Einheit absorbieren lassen und hat eine dementsprechende Anzahl von Aggregaten. Wenn die Leistung der hydraulischen Primäreinheit zu klein ist, um eine rationelle elektrische Einheit hierfür konstruieren zu können, so baut man mehrere Peltonstrahlen, mehrere Schwamkrugeinläufe, mehrere Francislaufräder zu einer selbständigen Maschine zusammen und hat dann entsprechend dieser vergrößerten hydraulischen „Sekundäreinheit" größere elektrische Einheiten und eine entsprechend kleinere Anzahl von Aggregaten. Die Anzahl der hydraulischen Primäreinheiten gibt in diesem Fall die Primärunterteilung der Zentrale an, während die Anzahl der selbständigen Turbinen die Sekundärunterteilung der Zentrale darstellt.

Die Turbinen und die elektrischen Einheiten werden, wenn die Drehzahl dazu geeignet ist, direkt gekuppelt oder sie müssen, wenn dies nicht der Fall ist, durch Übersetzung: Zahnrad, Riementrieb, Seiltrieb, miteinander verbunden werden.

Die Bestimmung von Drehzahl und Größe der elektrischen Einheiten kann so Hand in Hand und unter gleichzeitiger Berücksichtigung der hydraulischen Gesichtspunkte vorgenommen werden, und die Übersichtlichkeit des Verfahrens ermöglicht es, in kurzer Zeit die beste aller Varianten herauszufinden.

Wenn die Skala der Wassermengen für $\Sigma Q$ nicht ausreicht, dann geht man mit der Hälfte von $\Sigma Q$ ein, bestimmt die Hälfte der Zentrale und verdoppelt die Anzahl der gefundenen Aggregate. Ebenso geht man vor, wenn nach Einstellung von $H$ über $\Sigma Q$ das Gebiet der brauchbaren Umdrehungszahlen über die Systembilder hinausfällt. Sobald dies eintritt, weiß man, daß die Zentrale eine mehr als achtfache Primärunterteilung nötig hat. Das Nettogefälle $H$ wird, wie früher angegeben, zunächst aus dem Bruttogefälle geschätzt und nach einer Voruntersuchung, in welcher das Turbinensystem festgelegt wird, genau bestimmt.

Durch den Turbinenrechenschieber ist es nunmehr jeder elektrotechnischen Firma ermöglicht, bei Projektierung hydroelektrischer Anlagen die Größe und die Umdrehungszahl der Generatoren festzulegen, und es wird nicht mehr vorkommen, wie es jetzt noch so häufig geschieht, daß die elektrotechnische Firma der Turbinenfirma unmögliche Drehzahlen vorschreibt. Der Wasserturbinenkonstrukteur kann ja im allgemeinen jede beliebige Umdrehungszahl zulassen, von den niederen Zahlen der Wasserräder bis zu den Drehzahlen der Dampfturbinen. Bei Maschinen für moderne elektrische Zentralen trifft dies aber nicht zu. In Anbetracht der hohen Anforderungen an Wirkungsgrad, Regulierfähigkeit und Betriebssicherheit ist hier nur das Einfachste gut genug und das sind Francis- und Peltonturbinen in guter Systemlage, ohne oder mit mäßiger Unterteilung der Wassermenge, wenn möglich direkt gekuppelt oder doch mit möglichst wenig Übersetzung zwischen Turbine und Generator. Es existiert nun aber, wie schon früher erwähnt und wie die

Systembilder deutlich zeigen, zwischen diesen beiden Kategorien von Turbinen eine Lücke, die nur durch komplizierte Konstruktionen überbrückt wird. Einsichtige Elektroingenieure werden bei ihren Projekten diese Lücke zu vermeiden suchen; das vorliegende Instrument wird dabei gute Dienste leisten.

Wenn es vorkommt, daß die Daten $\Sigma Q$ und $H$ einer Zentrale zusammen mit den Rücksichten auf Zahl und Größe der Einheiten gerade in dieses gefährliche Gebiet führen, so bleibt noch der Ausweg, die Zentrale in zwei Gruppen zu teilen mit Aggregaten von verschiedener Größe. Es ist dann immer möglich, die Aggregate so zu wählen, daß alle Turbineneinheiten in gute Systemlage kommen.

Kapitel 6.

## Verwendung des Instruments als gewöhnlicher Rechenschieber.

Die Skalen $D_1$, $n$ und $Q$ sind so zusammengestellt, daß sie einen gewöhnlichen Rechenschieber bilden, sofern man sich nur die eingeschriebenen Ziffern durch Weglassung von Nullen usw. durchweg auf das reduziert denkt, was an den Skalen gewöhnlicher Rechenschieber angeschrieben ist. Man kann also mit Hilfe des Turbinenrechenschiebers sämtliche Rechnungen, die in der Praxis vorkommen, ausführen[1]). Multiplikationen und Divisionen werden auf den Skalen $D$ und $n$ vorgenommen genau, wie mit dem gewöhnlichen Rechenschieber, dessen Gebrauch hier als bekannt vorausgesetzt wird. Um eine Zahl ins Quadrat zu erheben, sucht man sie auf der Skala $D$ auf (vom Komma ist abzusehen), geht senkrecht herunter auf die Skala $Q$ und liest dort das Quadrat ab; das Komma ist wie beim gewöhnlichen Rechenschieber durch Schätzung festzulegen. Die Quadratwurzel aus einer Zahl erhält man durch den umgekehrten Weg, dabei ist wie beim gewöhnlichen Rechenschieber mit einiger Überlegung zu verfahren. Zur Berechnung von dritten Potenzen und dritten Wurzeln wird beim Kartonschieber die Zunge verkehrt, aber mit Oberseite nach oben, eingeschoben, so daß längs der Skala $Q$ die verkehrte Hauptskala $n$ vorbeiläuft. Um eine Zahl auf die dritte Potenz zu erheben, sucht man sie auf der Skala $Q$ auf (vom Komma abzusehen), schiebt

---

[1]) Da es so gut wie unmöglich ist, einen Rechenschieber aus Karton mathematisch genau herzustellen, so sind die Kartonschieber nur für Überschlagsrechnungen verwendbar. Die Turbinenrechenschieber aus Holz dagegen besitzen genaue mit der Teilmaschine geritzte Skalen und gestatten die Ausführung technischer Rechnungen mit einer für die Praxis vollständig genügenden Genauigkeit.

eine gleichnamige Zahl der verkehrten Hauptskala $n$ darüber und liest auf der Skala $Q$ an einer der Einserstellen der Skala $n$ (10, 100, 1000, 10000) die dritte Potenz ab.

Die dritte Wurzel aus einer gegebenen Zahl ergibt sich, indem man die Zahl auf der Skala $Q$ aufsucht (vom Komma abzusehen), eine Einserstelle der verkehrten Skala $n$ darüber schiebt und nun die Stellen aufsucht, an welchen die Ziffernangabe (absolut genommen) der beiden Skalen übereinstimmt und dort abliest. Durch Schätzung ist festzustellen, welche der verschiedenen Stellen, die sich dabei darbieten, zu nehmen ist. Schiebt man z. B. eine Einserstelle der verkehrten Skala $n$ über eine Achterstelle von $Q$, so sieht man sofort, entsprechend

$$\sqrt[3]{8} = 2$$

Übereinstimmung bei Zweierstellen und kann weiterhin an den übrigen übereinstimmenden Stellen ablesen.

$$\sqrt[3]{80} = 4{,}3 \qquad \sqrt[3]{800} = 9{,}3$$

Bei den Holzschiebern gestaltet sich die Ausrechnung der dritten Potenzen und der dritten Wurzeln einfacher. Es befindet sich hier auf der unteren Wange des Schieberkörpers eine Skala $N$. Diese Skala dient, neben anderen später zu erörternden Zwecken, zum unmittelbaren Ablesen von dritten Potenzen und dritten Wurzeln ohne Benutzung der Zunge. Das Verfahren ist genau das gleiche wie beim Quadrieren und Quadratwurzelausziehen: Um eine Zahl auf die dritte Potenz zu erheben, sucht man sie auf der rechenschiebermäßig zu denkenden Skala $D$ auf, geht senkrecht herunter auf die Skala $N$ und liest hier die gesuchte dritte Potenz ab. Die dritte Wurzel aus einer gegebenen Zahl erhält man durch den umgekehrten Weg. Das Komma ist in beiden Fällen zu schätzen; ebenso ist beim Radizieren zu schätzen, welche von den auf der Skala $N$ sich darbietenden Stellen in Betracht kommt. Es sind hier immer drei Stellen möglich, aber nur eine ist für den gegebenen Fall brauchbar. Geht man z. B. von der Achterstelle im ersten Feld der Skala $N$ (10 bis 100) senkrecht in die Höhe, so kommt man auf der Skala $D$ zu der Ziffer 431, entsprechend

$$\sqrt[3]{80} = 4{,}31.$$

Im zweiten Feld der Skala $N$ (100 bis 1000) steht über der Achterstelle die Ziffer 93 entsprechend

$$\sqrt[3]{800} = 9{,}3$$

und die Achterstelle im dritten Feld von Skala $N$ (1000 bis 10000) führt zu

$$\sqrt[3]{8} = 2 \quad \text{oder} \quad \sqrt[3]{8000} = 20.$$

Beim Ausziehen von dritten Wurzeln muß man, wie beim Ausziehen von Quadratwurzeln auf dem Schieber von unten nach oben gehen; dies läßt sich leicht merken, wenn man an die wörtliche Bedeutung des Ausdruckes „Wurzelausziehen" denkt.

Auf der Skala $n$ ist ferner bei $n = 31{,}416$ ein $\pi$-Strich markiert. Man kann damit in bekannter Weise Kreisumfänge $\pi$ D berechnen: Man schiebt den Skalenanfang $n = 10$ unter den gegebenen, auf der Skala $D$ aufgesuchten Durchmesser (Millimeter) und liest bei diesem $\pi$-Strich den gesuchten Kreisumfang auf der Skala $D$ unmittelbar in Millimetern ab.

Kreisinhalte berechnet man mit Hilfe der zwei zusammengehörigen Zeichen └────    ────┐, die sich auf der rechten Hälfte der Zungenoberseite befinden. Ist ein Durchmesser in Millimetern gegeben und soll dazu der Kreisinhalt gefunden werden, so schiebt man den nach oben weisenden Vertikalstrich dieses Doppelzeichens unter den auf der Skala $D$ aufgesuchten Durchmesser in Millimetern und liest an dem nach unten weisenden Vertikalstrich die Ziffernangabe der Skala $Q$ ab. Durch Abstreichen von drei Stellen erhält man daraus den Kreisinhalt in Quadratmetern. Auf dem Schieber ist die Abstreichung der drei Stellen durch die Inschrift an dem Zeichen symbolisch ausgedrückt. Durch Anfügung einer Stelle an die Ziffernangabe erhält man den Kreisinhalt in Quadratzentimetern und durch Anfügung von drei Stellen in Quadratmillimetern. Das Vorgehen bei Umkehrung der Rechnung bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Eine häufig vorkommende Aufgabe ist die Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit eines Kreises von gegebenem Durchmesser $D$ bei einer gegebenen Umdrehungszahl $n$ pro Minute. Um diese Geschwindigkeit zu ermitteln, schiebt man das auf der Zungenoberseite rechts vom Hilfssystembild angebrachte Durchmesserzeichen $\frac{\perp}{\varnothing}$ mit seinem Vertikalstrich unter den auf der Skala $D$

aufgesuchten Durchmesser in Millimetern und liest beim gegebenen $n$ die Ziffernangabe der Skala $D$ ab. Diese Ziffer, mit 10 dividiert, gibt die gesuchte Umfangsgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde. Umgekehrt kann man bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit und gegebener Drehzahl den zugehörigen Durchmesser berechnen. Man schiebt dazu $n$ unter die zehnfach genommene Umfangsgeschwindigkeit (Meter/Sek.), genommen aut der Skala $D$ und liest beim Durchmesserzeichen den gesuchten Durchmesser auf der Skala $D$ ab.

Das auf der Zungenoberseite links befindliche Zeichen └───┐ dient zur Bestimmung der Größe $\sqrt{2\,g\,H}$. Es ist dies bekanntlich die ideelle Geschwindigkeit eines unter dem Gefälle $H$ frei ausströmenden Wasserstrahls; die Kenntnis dieser Geschwindigkeit ist bei der Turbinenberechnung notwendig. Man schiebt den nach unten weisenden Vertikalstrich dieses Zeichens über den auf der Skala $Q$ aufgesuchten Gefällswert $H$ in Metern und liest auf der Skala $D$ den Ziffernwert ab, den der nach oben weisende Vertikalstrich anzeigt. Dieser letztere Wert, mit 10 dividiert, gibt die Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ in Metern pro Sekunde (berechnet mit $g = 9{,}81\,{}^{m}/{}_{s^2}$).

Zur Umwandlung von Pferdestärken in Kilowatt und umgekehrt ist zwischen $n = 70$ und 80 ein Zeichen $W$ (Watt) angebracht, welches zur Erleichterung der Rechnung:

$$\mathrm{Kw} = 0{,}736\ \mathrm{PS} \quad \ldots\ldots \quad 8)$$

$$\mathrm{PS} = \frac{\mathrm{Kw}}{0{,}736} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9)$$

dient.

Bei Turbinenaggregaten kommt dieses Zeichen zur Verwendung zum Ausrechnen der Generatorleistung in Kw (Kilowatt) aus der Turbinenleistung in PS und umgekehrt nach folgenden bekannten Formeln:

$$\mathrm{Kw} = 0{,}736\ \eta_{el} \cdot \mathrm{PS} \quad \ldots\ldots \quad 10)$$

$$\mathrm{PS} = \frac{\mathrm{Kw}}{0{,}736\ \eta_{el}} \quad \ldots\ldots \quad 11)$$

$\eta_{el}$ bedeutet wieder den Wirkungsgrad des Generators. Man merkt sich für diese Rechnungen, bei denen wieder wie beim gewöhnlichen Rechenschieber vom Komma abzusehen ist, zweckmäßig, daß das Zeichen $W$ immer unter Kilowatt stehen muß oder zu stehen kommt.

Handelt es sich um Drehstromgeneratoren mit induktiver Belastung, ausgedrückt in Kilovoltampere, so ändern sich die Formeln 10 und 11 der Phasenverschiebung *cos φ* wegen wie folgt:

$$KVA = \frac{0{,}736 \cdot \eta_{el} \cdot PS}{\cos \varphi} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 12)$$

$$PS = \frac{\cos \varphi \cdot KVA}{0{,}736 \cdot \eta_{el}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 13)$$

In hydraulischen Berechnungen kommt es öfters vor, daß man zu einer gegebenen Größe $x$ die Potenz $x^{3/2}$ oder $x^{2/3}$ berechnen muß. Man kann diese Potenzen unmittelbar vom Turbinenrechenschieber ablesen. Stellt man $H = 1$ (Hauptskala) über $Q = 1$, so steht unmittelbar unter einer beliebigen Ziffer $x$ der Skala $H$ auf der Skala $Q$ der Wert $x^{3/2}$; z. B. unter $H = 4$ steht $Q = 8$ entsprechend

$$4^{3/2} = 8$$

Die Bestimmung der Potenz $x^{2/3}$ erfolgt bei der gleichen Zungeneinstellung durch Übergang von Skala $Q$ auf Skala $H$.

Bei Turbinenrechenschiebern in Holzausführung kann man die Potenzen $x^{3/2}$ und $x^{2/3}$ außer nach der vorstehenden Art auch noch auf eine zweite Art ohne Benutzung der Zunge ablesen. Die Skalen $Q$ und $N$ sind nämlich so zusammengestellt, daß unterhalb von jedem Wert $x$ der Skala $Q$ auf der Skala $N$ der Wert $x^{3/2}$ sich befindet. Umgekehrt führt der Übergang von $N$ auf $Q$ zur Bestimmung der Potenz $x^{3/2}$. Die Skalen $Q$ und $N$ sind dabei rechenschiebermäßig aufzufassen und das Komma ist zu schätzen.

---

Kapitel 7.

# Spezielle Berechnungen bei Wasserkraftprojektierung.

In Kapitel 2 und 5 wurde die Projektierung der in Wasserkraftanlagen aufzustellenden Wasserkraftmaschinen erläutert; im Anschluß hieran wird nachstehend die Projektierung der übrigen Hauptteile einer Wasserkraftanlage kurz besprochen und angegeben, in welcher Weise der Turbinenrechenschieber zur Ausführung der dabei vorkommenden speziellen Berechnungen verwendbar ist.

## 1. Druckrohrleitung und Schwungmassenbedarf.

Turbinen mit höherem Gefälle empfangen ihr Wasser, wie in Fig. 7 und 8, Seite 6 und 9 dargestellt, durch Rohrleitungen, welche vom Wasserschloß ausgehen und auf dem kürzesten Weg zum Turbinenhaus führen. Die Bestimmung der Lichtweite einer solchen Rohrleitung erfolgt auf Grund der größten im Betrieb vorkommenden Wasserführung $Q_{ro}$ unter Annahme einer bestimmten zulässigen Wassergeschwindigkeit $v$ Meter pro Sekunde. Wie $v$ zu bestimmen ist, wird später erläutert. Ist $v$ bekannt, so läßt sich der lichte Durchmesser der Rohrleitung, im folgenden mit $D_{ro}$ bezeichnet, ohne weiteres auf dem Schieber ablesen. Hierzu dient die Skala $v$, welche auf der Zungenunterseite Fig. 4 angebracht ist. Diese Skala $v$ stellt die Wassergeschwindigkeit in Metern pro Sekunde dar. Zu ihrer Benutzung ist die Zunge so einzuschieben, daß Skala $v$ an Skala $D$ entlang gleitet. Skala $v$ ist mittels eines Winkelstrichs zu der Skala $Q$ in Beziehung gesetzt. Schiebt man diesen Winkelstrich über einen bestimmten Wert $Q_{ro}$, (Liter pro Sekunde), so liest man auf der Skala $D$ unmittelbar über dem gegebenen Wert von $v$ (Meter pro Sekunde) den lichten Durchmesser $D_{ro}$ der Rohrleitung in Millimetern ab.

Nach Einstellung des Winkelstrichs über eine gegebene Wassermenge hat man also in der gegenseitigen Lage der Skalen $v$ und $D$ einen vollständigen Überblick über die Wechselbeziehung von lichtem Durchmesser und Durchflußgeschwindigkeit in dem gegebenen Fall und umgekehrt liest man ebenso einfach bei einem gegebenen Rohrleitungsdurchmesser die sekundliche Wasserlieferung bei jeder beliebigen Durchflußgeschwindigkeit ab.

In den seltenen Fällen, in denen die Skala $D$ zur Ablesung links nicht mehr reicht, z. B. bei 0,5 l Wasser pro Sekunde und 3 m pro Sekunde Wassergeschwindigkeit, stellt man das Hilfszeichen $\urcorner$ über $Q_{ro}$ und liest nun bei $v$ den zehnfachen Rohrdurchmesser ab, woraus sich durch Division mit 10 der wahre Rohrdurchmesser ergibt. Um das Gedächtnis nicht zu belasten, ist durch die Inschrift an dem Hilfszeichen $\frac{10\ Ro}{v}$ angedeutet, daß bei seiner Benutzung der Wert 10 $D_{ro}$ über $v$ steht.

In der gleichen Weise wie vorstehend angegeben kann die Skala $v$ auch benutzt werden, um Strahldurchmesser zu berechnen, wenn die mittlere Wassergeschwindigkeit im Strahl bekannt ist. Außerdem bilden die Skalen $v$ und $Q$ zusammen einen Rechenschieber, jedoch mit Gegenstimmigkeit der Skalen. Beim Ausführen gewöhnlicher Rechnungen auf diesen beiden Skalen kehren sich infolge dieser Gegenstimmigkeit die Operationen des Multiplizierens und Dividierens gerade um, was die Verwendbarkeit aber nicht beeinträchtigt. Die Möglichkeit, gewöhnliche Rechnungen auch mit der Zungenunterseite ausführen zu können, erspart häufig das Umstellen der Zunge.

Nach Festsetzung des lichten Durchmessers $D_{ro}$ eines Druckrohrstranges sind die in demselben auftretenden Druckverluste zu berechnen. Diese Druckverluste sind auf Seite 7 aufgeführt; sie bestehen aus:

Druckverlust durch Rohrreibung $H_{ro}$
Druckverlust durch Krümmer $H_{kr}$
Druckverlust beim Passieren des Absperrorgans vor der Turbine $H_{ab}$

Zur Berechnung des Rohrreibungsverlustes benutzt man die Skala $Ro$, welche sich auf der Zungenunterseite links oben befindet und an der Skala $D$ entlang gleitet. Diese Skala $Ro$ stellt den lichten Rohrdurchmesser dar; sie reicht von 20 mm bis 5000 mm und wird benutzt wie folgt.

Man stellt den auf der Skala $Ro$ aufgesuchten Rohrdurchmesser unter den auf der Skala $D$ aufgesuchten hundertfachen Wert der Durchflußgeschwindigkeit $v$, dann sucht man die Zahl $D_{ro}$ (Millimeter) auf der Skala $Q$ auf, geht von hier senkrecht in die Höhe und in die Skala $v$ ein und liest hier unmittelbar den Druckverlust in Millimetern pro laufenden Meter Rohrlänge ab. Aus dieser Ablesung, die mit $h_{ro}$ bezeichnet wird, ermittelt sich der gesamte, durch die Rohrreibung verursachte Druckverlust $H_{ro}$ in der Leitung nach der Gleichung:

$$\overset{\text{meter}}{H_{ro}} = \overset{\text{mm}}{h_{ro}} \; \overset{\text{km}}{L_{ro}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 14)$$

worin $L_{ro}$ die Länge des Druckrohrstrangs, gemessen in der Rohrachse vom Rohreinlauf im Wasserschloß an bis zur Turbine in Kilometern darstellt. Das Produkt $h_{ro}$ mal $L_{ro}$ wird ohne Wenden der Zunge mit Hilfe der als Rechenschieberskalen dienenden Skalen $Q$ und $v$ unter Berücksichtigung der vorerwähnten Gegenstimmigkeit ausgerechnet.

Der so bestimmte Druckverlust $H_{ro}$ (Meter Gefällshöhe) entspricht einem Rauhigkeitsgrad der Rohrwände, wie er sich nach längerer Betriebsdauer einstellt.[1]) Die Werte gelten auch für glattgestrichene Betonrohre. Eisen- und Stahlrohre verursachen im neuen Zustand etwas weniger Druckverlust; es ist aber zweckmäßig, bei Bestimmung des Nettogefälles nicht mit dem günstigen Anfangszustand, sondern mit dem späteren Betriebszustand der Rohre zu rechnen. Die Regel zur Benutzung der Skala $Ro$ ist in der auf der Zunge befindlichen Inschrift: „$Ro \cdot u \cdot 100\, v$" gleich „Rohrdurchmesser unter $100\, v$" angedeutet.

Die Größe $H_{kr}$ — Druckverlust in Metern Gefällshöhe, verursacht durch die in der Rohrtrace vorkommenden Krümmer — bestimmt man bei den üblichen Wassergeschwindigkeiten und bei den üblichen Krümmungshalbmessern von zwei- bis viermal Rohrdurchmesser oder mehr genügend genau aus der reichliche Werte er-

---

[1]) Der Rechnung liegt die Kuttersche Formel zugrunde, welche für die bei Wasserkraftanlagen auftretenden Verhältnisse genügend genaue Übereinstimmung mit der Wirklichkeit ergibt.

gebenden Gleichung (15)

$$H_{\text{kr}}^{\text{meter}} \backsimeq \frac{\Sigma\, \delta^0}{1000} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 15)^{1)}$$

Hierin bedeutet der Ausdruck $\Sigma\, \delta^0$ die Summe aller Ablenkungswinkel $\delta$, $\delta'$ usw. in Grad (siehe Figur 12), welche in der Rohrachse vom Wasserschloß an bis zum Leitapparat der Turbine vorhanden sind.

Einer genaueren Berechnung von $H_{\text{kr}}$ aus den Einzelwerten $h_{\text{kr}}$ der aufeinanderfolgenden Krümmer auf Grund der angewendeten

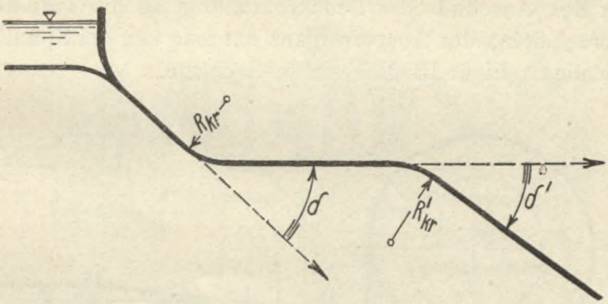



Fig. 12.

Krümmungshalbmesser $R_{\text{kr}}$ nach folgender Formel und Tabelle

$$h_{\text{kr}} = \frac{\delta^0}{90} \; \frac{v^2}{2g} \cdot \zeta \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 16)$$

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{R_{\text{kr}}}{D_{\text{ro}}} =$ | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| $\zeta =$ | 0,294 | 0,223 | 0,183 | 0,164 | 0,152 | 0,145 | 0,134 | 0,132 | 0,1315 | 0,131 |

steht natürlich nichts im Wege.

Der Druckverlust $H_{\text{ab}}$, verursacht durch das Absperrorgan der Turbine, richtet sich nach der Art dieses Absperrorgans. Es kommen hier gewöhnlich entweder Drosselklappen oder Wasserschieber in Frage und es muß in jedem einzelnen Fall geprüft werden, was zu wählen ist. Beide Arten von Absperrorganen haben ihre Vorteile und Nachteile. Die Drosselklappen sind leicht beweglich, aber schließen nicht dicht. Die Wasserschieber sind schwer beweglich, dafür können sie aber vollständig dicht schließend her-

1) Das Zeichen $\backsimeq$ bedeutet: „gleichrund“ und soll ausdrücken, daß das Rechnungsergebnis nicht mathematisch scharf, sondern nur näherungsweise richtig ist.

gestellt werden. Die notwendige Lichtweite wird in beiden Fällen auf Grund der zulässigen Wassergeschwindigkeit bestimmt. Da die Wasserschieber in geöffnetem Zustand dem Wasser den Weg vollständig freigeben, so kann man hier bis auf 7 m pro Sekunde gehen. In Drosselklappen dagegen überschreitet man mit Rücksicht auf die ungünstigeren Durchflußverhältnisse die Wassergeschwindigkeit 3 Meter/sek. nicht und hat bei Bestimmung der Lichtweite die durch die geöffnete Klappe verursachte Raumversperrung zu berücksichtigen.

Für den Anschluß der Druckrohrleitung an die Turbine unter Zwischenschaltung des Absperrorgans hat man nun bei Spiralfrancisturbinen die in Figur 13 dargestellte Sachlage.

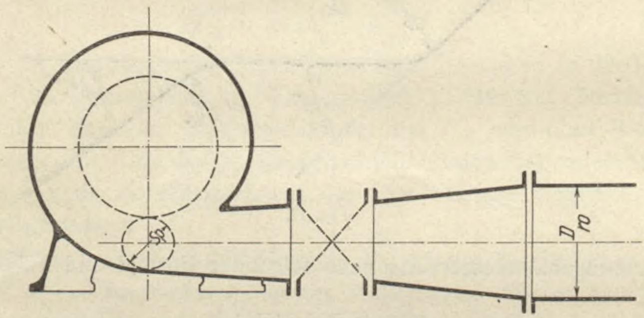



Fig. 13.
Anschluß einer Spiralturbine an die Druckrohrleitung.

Die Durchmesser $D_{ro}$ und *Sp* sind verschieden. Je größer das Gefälle ist, um so größer ist der Unterschied. Die Lichtweite des Absperrorgans wird ungefähr gleich dem Mittel aus beiden gewählt, doch muß kontrolliert werden, ob dabei die zulässige Wassergeschwindigkeit nicht überschritten wird. Vom Absperrorgan aus sind nach beiden Seiten konische Uebergänge anzuordnen. Handelt es sich um Peltonturbinen, so wird die Lichtweite des Absperrorgans in der gleichen Weise wie vorstehend angegeben bestimmt. Es wird also auch wieder der Durchmesser *Sp* abgelesen, obgleich er hier keine konstruktive Bedeutung hat.

Für Gefälle bis zu 30 m und große Wassermengen baut man häufig nicht Spiralturbinen, sondern sogenannte Kesselturbinen. Das sind ein- oder mehrfache Francisturbinen nach der Art offener Schachtturbinen, die aber in eine geschlossene, kesselartige oder kugelförmige Erweiterung des Rohrendes eingestellt sind (vergl. Fig. 14). Hierbei ist eine Ausnutzung der im zufließenden Wasser enthaltenen Strömungsenergie meist nicht möglich. Es empfiehlt sich deshalb, den Durchtrittsquerschnitt des Absperrorgans mindestens gleich dem Querschnitt der Rohrleitung und gegebenenfalls noch größer zu machen.

Die Entscheidung, ob in einem gegebenen Fall eine Drosselklappe oder ein Wasserschieber anzuordnen ist, hängt von Gefälle

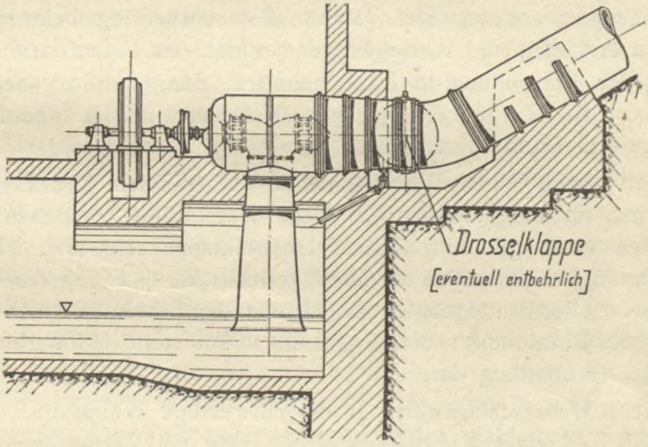



Fig. 14.
Kesselturbine.[1])

und Wassermenge und ferner auch von der Modellsammlung der offerierenden Turbinenfabrik ab. Bei hohen Gefällen verwendet man gewöhnlich die dichtschließenden Wasserschieber und läßt dabei zweckmäßig das Öffnen und Schließen mittels hydraulischer Servomotoren durch das Wasser selbst besorgen. Bei mittleren Gefällen und mittleren Durchmessern ist sowohl Drosselklappe als Wasserschieber möglich, hier entscheidet der Preis. Drosselklappen sind billiger als gleich große Wasserschieber; da aber für ein und dieselbe Turbine die Drosselklappe größere Lichtweite hat als der

---

[1]) Die Figur wurde dem Verfasser von der Firma J. M. Voith, Heidenheim zur Verfügung gestellt. Sie entspricht einem von dieser Firma häufig angewendeten Typus, der unter dem Namen „Frontalturbine" (hier speziell „Zwillingsfrontalturbine") bekannt ist.

Wasserschieber, so müssen Fälle existieren, wo beide Absperrorgane gleich teuer sind. Man zieht dann gewöhnlich die Drosselklappe wegen ihrer leichteren Beweglichkeit vor. Der gleiche Grund führt dazu, daß man für große Wassermengen nur Drosselklappen baut. Bei Lichtweiten über 2,5 m sind aber auch die Drosselklappen schwer beweglich und sind so teuer, daß man zweckmäßigerweise auf ein besonderes Abschlußorgan vor der Turbine verzichtet und dafür die Schütze vor dem Rohreinlauf im Wasserschloß mit elektrischem Antrieb ausstattet und Ferneinschaltung vom Maschinenhaus aus einrichtet. Man muß dann allerdings beim jedesmaligen Anlassen und Abstellen der Turbine das Füllen und Entleeren der Rohrleitung in Kauf nehmen. Zum vorübergehenden Stillsetzen der Turbine genügt es, den Leitapparat im Innern der Turbine von Hand zu schließen.

Den durch einen Wasserschieber verursachten Druckverlust kann man im Maximum zu 0,10 Meter Wassersäule annehmen; für Passieren einer gut ausgeführten Drosselklappe setzt man 0,15 m in Rechnung. Die Summe der Druckverluste $H_{ro} + H_{kr} + H_{ab}$ gibt, in Prozenten des Bruttogefälles ausgedrückt, den prozentuellen Druckverlust der Rohrleitung; die Ergänzung zu 100 stellt den Wirkungsgrad der Rohrleitung dar.

Einen Ueberschlagswert für die notwendige Wandstärke $s$ im untersten Teil einer Rohrleitung erhält man bei Verwendung von Siemens-Martinflußeisen und unter Berücksichtigung von Schweiß- bezw. Nietnaht und von vorübergehenden Drucksteigerungen in den Regulierperioden aus der Formel

$$s^{\text{mm}} = \frac{H^{\text{meter}} \cdot D_{ro}^{\text{meter}}}{12 \div 13} + 1^{\text{mm}} \quad . \ . \ . \ . \ 17)$$

Für Stahlrohre wird

$$s^{\text{mm}} = \frac{H^{\text{meter}} \cdot D_{ro}^{\text{meter}}}{15 \div 16} + 1^{\text{mm}} \quad . \ . \ . \ . \ 18)$$

Die den beiden Gleichungen 17 und 18 entsprechende allgemeine Formel lautet:

$$s^{\text{mm}} = \frac{H_{max}^{\text{meter}} \cdot D_{ro}^{\text{meter}}}{0{,}02\, k_z^{\text{kg/cm}^2}} + 1^{\text{mm}} \text{ Zuschlag für Abrosten} \ . \ 19)$$

wobei $H_{max}$ den bei Regulierperioden auftretenden größten Gefällsdruck in Metern Wassersäule und $k_z$ die gleichzeitig zulässige maximale Zugbeanspruchung des Blechs in der Schweiß- bezw. Nietnaht darstellt.

Im oberen Teil der Rohrleitung verringert sich die Wandstärke. Mit Rücksicht auf Transport, Verlegung, Abrosten, gelegentlich auftretendes Vakuum darf hierbei aber nicht zu weit gegangen werden und bei niederen Gefällen und großen Durchmessern muß oft schon im untersten Teil der Rohrleitung aus Fabrikationsgründen der Wert von Gleichung (17) weit überschritten werden.

Um das Rohrmaterial bestmöglichst auszunützen, werden die Turbinenleitungen namentlich für Hochdruckanlagen mit Durchmesserzunahme vom Maschinenhaus gegen das Wasserschloß hin ausgeführt. Sie bestehen dann aus verschiedenen Durchmesserzonen, die durch konische Schüsse miteinander verbunden sind. Die Abstufung der Lichtweiten in den Zonen wird zweckmäßig so gewählt, daß die Rohre jeder folgenden Zone für den Transport bequem in die Rohre der vorhergehenden Zone eingeschoben werden können, wodurch ein bequemer Transport und außerdem bei Ueberseelieferungen eine erhebliche Ersparnis von Seefracht durch die Verminderung des Schiffsraumbedarfes erzielt wird. Der Rohrreibungsverlust muß hierbei für jede einzelne Zone auf Grund ihrer Länge und ihrer Werte $D_{ro}$ und $v$ bestimmt werden; die Summe der Einzelverluste in den Zonen gibt $\Sigma H_{ro}$ und es muß bei Festsetzung der Zonenlichtweiten gesorgt werden, daß dieser Wert nicht zu groß wird.

Zum Entleeren der Rohrleitung wird am tiefsten Punkt derselben ein Entleerungsschieber angebracht; bei Stillstand der Turbinen im Winter wird dieser Schieber geöffnet, um das Wasser in der Rohrleitung in Bewegung zu erhalten, so daß es weniger leicht gefriert.

In engem Zusammenhang mit der Rohrleitung steht der Schwungmassenbedarf einer Turbine. Wenn eine Wasserturbine mit einem selbsttätigen Geschwindigkeitsregulator versehen wird, was in der Mehrzahl der Fälle zutrifft, so muß, sofern eine gute Regulierung möglich sein soll, die Masse des Körpersystems, welches mit dem Turbinenlaufrad starr verbunden rotiert, ein ganz bestimmtes, nicht zu unterschreitendes Massenträgheitsmoment in Beziehung auf die Drehachse besitzen. Anstatt mit dem Massenträgheitsmoment rechnet man in der Technik mit der als „Schwungmoment" bezeichneten Größe $G \cdot D^2$ (kgm$^2$), welche sich nur durch einen konstanten

Faktor vom Massenträgheitsmoment unterscheidet. Der gesamte Schwungmassenbedarf einer Turbine wird bezeichnet mit $\Sigma\, G \cdot D^2$. Seine Bestimmungselemente sind:

die Pferdestärke $N$ der Turbinen- bezw. Vorgelegewelle,
die minutliche
Umdrehungszahl $n$ „ „ „ „
die Schlußzeit bezw. Öffnungszeit $T_0$ Sek. des Turbinenregulators,
die Rohrleitungslänge $L_{ro}$ Meter,
die Wassergeschwindigkeit $v$ Meter pro Sekunde in der Rohrleitung,
das Nettogefälle $H$ Meter
und endlich die momentane prozentuelle Geschwindigkeitsschwankung $Z_{25}$, welche bei einer Lastschwankung von $\mp 25\,\%$ der vorhandenen Belastung zugelassen wird.

In welcher Weise nun diese verschiedenen Größen $N$ bis $Z_{25}$ zusammenwirken und das nötige Gesamtschwungmoment $\Sigma\, G \cdot D^2$ (kg$\cdot$m$^2$) bestimmen, läßt sich genau nur durch sehr komplizierte Formeln ausdrücken. Man ist daher berechtigt, nach einer einfachen, wenn auch nicht scharfen Näherungsformel zu suchen. Eine solche läßt sich, wenn man vorerst nur den Entlastungsvorgang ins Auge faßt, wie folgt anschreiben:

$$\Sigma\, G \cdot D^2 \cong k_1 \frac{T_0 N}{Z_{25} \cdot n^2} \left(1 + k_2 \frac{L_{ro} \cdot v}{H T_0}\right)^{3/2} \quad . \; . \; . \quad 20)$$

Diese Gleichung gibt gute Übereinstimmung mit modernen, ausgeführten Anlagen bei

$$k_1 \cong 1450000 \text{ und}$$
$$k_2 \cong 0{,}27.$$

Man kann sie also benutzen, um bei Projektarbeiten einen ungefähren Anhalt über den Bedarf an Schwungmasse zu bekommen[1]), muß aber dabei beachten, daß der genaue Wert $\Sigma\, G \cdot D^2$ nur durch den Turbinenlieferanten selbst bestimmt werden kann, da die Art des Turbinenregulators und der Wirkungsgradverlauf der Turbine selbst einen erheblichen, nur durch spezielle Versuche feststellbaren Einfluß hierauf besitzen.

Die Größe $Z_{25}$ schwankt bei modernen Turbinenanlagen zwischen 2 und 4 Prozent. Die kleine Zahl 2 ist nur bei offenen Schachtturbinen erreichbar; bei Turbinen mit Rohrleitungen muß man

---

[1]) Bei Ausrechnung der Klammergröße in Gleichung 20 macht man vorteilhaft vom Turbinenrechenschieber Gebrauch, vergl. Seite 33.

sich mit schlechterer Reguliergenauigkeit begnügen und je größer der Wert $\frac{L_{ro}}{H}$ wird, um so mehr muß man sich dem Wert 4 nähern. Für $T_0$ nimmt man bei Peltonturbinen und kleinen Francisturbinen 2 bis 2,5 Sekunden, bei größeren Francisturbinen 3 bis 4 Sekunden, bei Verwendung älterer Regulatorkonstruktionen auch 5 Sekunden und mehr. Nach Annahme von $Z_{25}$ und $T_0$ kann man aus Gleichung 20 einen Wert für $\Sigma G \cdot D^2$ berechnen. Von diesem Wert ist das im rotierenden Komplex von seiten der angetriebenen Maschine her bereits von vornherein enthaltene Schwungmoment $(G \cdot D^2)_a$ abzuziehen; ein etwaiger Rest $(G \cdot D^2)_{rest}$ muß dann durch ein auf die Turbinen-, bezw. Vorgelegewelle zu setzendes Schwungrad beigeschafft werden.

Schwungräder für Turbinen werden gewöhnlich nach Fig. 15 mit voller Nabenscheibe ausgeführt. Das Schwungmoment der Nabenscheibe ist gering und wird vernachlässigt. Es bleibt also nur noch das Schwungmoment des Kranzes, welches sich mit genügender Genauigkeit als Produkt aus Kranzgewicht $G_{kranz}$ und dem Quadrat des Schwerpunktsdurchmessers $D_{kranz}$ vom Kranzquerschnitt berechnet. $D_{kranz}$ wird auf Grund der zulässigen Umfangsgeschwindigkeit bestimmt. Letztere beträgt für das gewöhnliche Schwungradmaterial — zähes Gußeisen — 35 m pro Sekunde. $D_{kranz}$ läßt sich nach früherem unmittelbar vom Schieber am Durchmesserzeichen auf der Zungenoberseite nach Einstellung von $n$ (Hauptskala) unter die Zahl $10 \times 35 = 350$ der Skala $D$ ablesen.

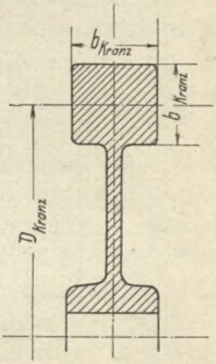



Fig. 15.
Schwungrad mit voller Nabenscheibe.

Hat man nun ein Schwungrad von bestimmtem $(G \cdot D^2)_{rest}$ zu projektieren, so dividiert man dieses $(G \cdot D^2)_{rest}$ (kgm²) mit $D_{kranz}^{2(meter)}$ und erhält das Kranzgewicht $G_{kranz}$ in kg:

$$G_{kranz} = \frac{(G \cdot D^2)_{rest}}{D_{kranz}^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

Es interessiert nun vor allem zu wissen, welche Dimensionen der Kranz bekommen wird, damit man entscheiden kann, ob das projektierte Schwungrad überhaupt ausführbar ist. Zu dem Zweck macht man die rein rechnerische Annahme, daß der Kranzquerschnitt quadratisch sei und die Seitenlänge $b_{\text{kranz}}$ habe. Ist diese Dimension $b_{\text{kranz}}$ bekannt, so bietet es keine Schwierigkeit, für die konstruktive Ausführung den Kranzquerschnitt aus dem Quadrat in ein gleichwertiges Rechteck von beliebigem Seitenverhältnis zu verwandeln; $b_{\text{kranz}}$ läßt sich wie folgt vom Schieber ablesen:

Man schiebt das auf der Zungenunterseite befindliche Zeichen **T**, bezeichnet mit $t =$ Tonnen, über den Wert $G_{\text{kranz}}$ in Tonnen, aufgesucht auf der Skala $Q$, und liest auf der Skala $D$ unmittelbar über dem Wert $D_{\text{kranz}}$ in Metern, aufgesucht auf der Skala $v$, die

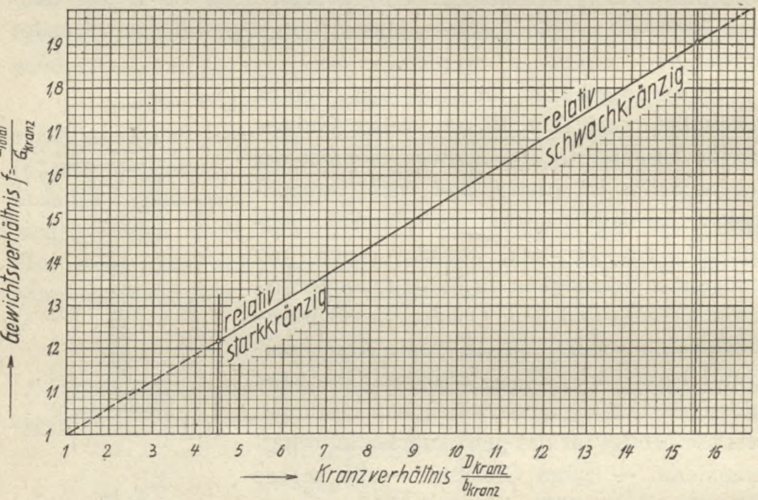



Fig. 16.
Gewichtsdiagramm für Schwungräder mit voller Nabenscheibe.

Größe $b_{\text{kranz}}$ in Millimetern ab; z. B. bei

$$G_{\text{kranz}} = 1300 \text{ kg} = 1{,}3 \text{ t und}$$
$$D_{\text{kranz}} = 2000 \text{ mm} = 2 \text{ m}$$

stellt man das Tonnenzeichen **T** über den Wert 1,3 der Skala $Q$ und liest auf der Skala $D$ über dem Wert 2 der Skala $v$ ab

$$b_{\text{kranz}} = 169 \text{ mm}.$$

Um noch Gesamtgewicht $G_{\text{total}}$ und Preis eines projektierten Schwungrades zu berechnen, bildet man das Verhältnis $\frac{D_{\text{kranz}}}{b_{\text{kranz}}}$ (Kranzverhältnis), geht damit in das Diagramm Fig. 16 ein, entnimmt das zugehörige Gewichtsverhältnis

$$f = \frac{G_{\text{total}}}{G_{\text{kranz}}}$$

und multipliziert damit das Kranzgewicht:

$$G_{\text{total}} = f \cdot G_{\text{kranz}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 22)$$

Aus dem so bestimmten Gesamtgewicht $G_{\text{total}}$ berechnet sich der Preis des Schwungrades auf Grund eines die Material- und Bearbeitungskosten enthaltenden Einheitspreises[1]).

Schwungräder mit einem Kranzverhältnis unter 4,5 zeigen sehr plumpe Formen, und es empfiehlt sich nicht, dieselben zur Ausführung zu bringen. Wenn solche Fälle vorkommen, so hilft man sich durch Verwendung von Stahlguß. Hierbei wird $D_{\text{kranz}}$ mit 50 bis 55 m pro Sekunde Umfangsgeschwindigkeit berechnet und mit diesem neuen, nunmehr größeren $D_{\text{kranz}}$ wird wie früher $b_{\text{kranz}}$ bestimmt. Es wird so meistens gelingen, auf ein brauchbares Kranzverhältnis zu kommen[2]). Die Lage des Zeichens **T** ist für Gußeisen berechnet. Für Stahlguß muß der unmittelbar rechts daneben befindliche kleine Hilfsstrich verwendet werden.

Resultiert bei einem Schwungrad ein Kranzverhältnis über 15,5, so bekommt das Schwungrad auch wieder sehr ungefällige Formen. Man kann hier helfen, indem man $D_{\text{kranz}}$ kleiner nimmt als zulässig wäre. Geringere Umfangsgeschwindigkeiten als den Normalwert 35 m/s kann man natürlich immer verwenden, und man muß dies auch z. B. tun, wenn Riemscheiben oder Seilscheiben als Schwungräder benutzt werden. Der Ausnutzungsgrad des Schwungmaterials sinkt aber mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit.

In Beziehung auf Gleichung 20 ist noch folgendes zu bemerken. Als Wassergeschwindigkeit $v$ ist bei Rohrleitungen mit Durchmesser-

---

[1]) Der Einheitspreis (Preis pro 100 kg Nettogewicht) schwankt gegenwärtig für Gußeisen-Schwungräder zwischen 40 und 60 Mark, für Stahlgußschwungräder zwischen 70 und 80 Mark.

[2]) Für Werte $\frac{D_{\text{kranz}}}{b_{\text{kranz}}}$ kleiner als 1 ist die Schieberablesung $b_{\text{kranz}}$ nicht gültig. Man liest statt dessen mit dem halben Kranzgewicht einen Wert $b'_{\text{kranz}}$ ab und erhält den notwendigen Kranzquerschnitt als ein Rechteck von der Höhe $b'_{\text{kranz}}$ und der Seitenlänge $2\,b'_{\text{kranz}}$. Derartige walzenförmige Schwungräder werden aber kaum irgendwo angewendet.

abstufungen (vergl. S. 41) die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Rohrleitung einzusetzen. Sind mehrere gleichzeitig arbeitende Turbinen an eine gemeinsame Rohrleitung angeschlossen, so ist $v$ auf Grund der größten im Betrieb vorkommenden Wasserführung dieser Leitung zu berechnen und einzusetzen. Häufig stellt sich die maximale Wasserführung und damit die maßgebende maximale Wassergeschwindigkeit erst nach Vollausbau einer Zentrale, die vorläufig nur zum Teil ausgebaut wird, ein; es muß dann schon beim ersten teilweisen Ausbau auf den späteren Vollausbau-Rücksicht genommen werden.

Gleichung 20 führt mit $L = o$ auf den Spezialfall der offenen Schachtturbine. Da hierbei der Klammerausdruck, der sonst immer größer als 1 ist, gleich 1 wird, so erkennt man, daß die offene Schachtturbine mit den geringsten Schwungmassen auskommt. Je größer aber unter sonst gleichen Verhältnissen der im Klammerausdruck vorkommende Wert $\frac{L_{ro}}{H}$ wird, um so größer wird der Schwungmassenbedarf. Es ist also nicht die Rohrleitungslänge an sich maßgebend, sondern ihr Verhältnis zum Gefälle. Man muß demnach sorgen, daß dieses Verhältnis möglichst klein wird. Sobald bei einem Projekte das Verhältnis $\frac{L_{ro}}{H}$ den Wert 10 überschreitet, kann man von vornherein sagen, daß die projektierte Turbine ein so großes Schwungrad benötigt, daß Größe und Preis desselben in gar keinem Verhältnis zur Turbinengröße und zum Turbinenpreis stehen. Bei kleinen Turbinen mit niedrigem Wert $\frac{N}{n^2}$ lassen sich solche Schwungräder wohl noch ausführen, aber bei großen Turbinen wird dies meist unmöglich. Fälle mit derartigem abnorm hohem Wert $\frac{L_{ro}}{H}$ müssen daher durch zweckmäßige Anlage von Oberwasserkanal und Wasserschloß vermieden werden. Ist aber eine Kürzung der Rohrleitung durch Verlängerung des Oberwasserkanals aus besonderen Gründen ausgeschlossen, so bleibt, um den Schwungmassenbedarf zu reduzieren, nur die Anordnung von Standrohren mit Überlaufkante übrig, doch ist dieses Hilfsmittel bei größeren Gefällen sehr kostspielig, da die Standrohre, wenn sie die beabsichtigte Wirkung haben sollen, meist ziemlich groß sein müssen. Wenn das Gefälle nicht höher als

15 m ist, so empfiehlt sich statt der Standrohre häufig die Anlegung eines zweiten Wasserschlosses am Ende der Rohrleitung unmittelbar vor dem Maschinenhaus. Man kann dann die Turbinen entweder als offene Schachtturbinen oder als Gehäuseturbinen mit ganz kurzem Rohrstück bauen, wodurch der Schwungmassenbedarf in der wirksamsten Weise vermindert wird.

Zu beachten ist, daß Fälle vorkommen können, in welchen das nach Gleichung 20 berechnete $\Sigma G \cdot D^2$ wohl genügt für den Entlastungsvorgang, aber nicht für den Belastungsvorgang. Dies tritt ein, sobald die Schwerkraft nicht mehr imstande ist, die Wassermassen in der Rohrleitung im gleichen Schritt mit der Eröffnung des Leitapparats der Turbine zu beschleunigen. Man müßte dann ein gewisses größeres $\Sigma G \cdot D^2$ einbauen; doch behält man meistens den ursprünglich berechneten Wert bei und läßt dafür bei plötzlichen Belastungen eine etwas größere Tourenschwankung zu, als bei gleich großen plötzlichen Entlastungen.

In der Turbine und im untersten Teil der Rohrleitung treten während der Entlastungsregulierperiode heftige Wasserstöße auf. Die dabei entstehende vorübergehende Druckzunahme gegenüber dem Gefällsdruck $H_{\text{druck}}$ am Ende der Rohrleitung darf ein bestimmtes Maß von etwa 50 % des normalen Gefälles nicht überschreiten, weil sonst die Standsicherheit der Rohrleitung und der Turbine und bei großem Gefälle die Bruchsicherheit der Wandungen gefährdet würde. Die ungefähre Drucksteigerung $\Delta H_{\text{druck}}$ in Prozenten des normalen Gefälles ergibt sich aus folgender Näherungsgleichung:

$$\Delta H_{\text{druck}}(\%) \cong (14 \div 15)\, \frac{L_{\text{ro}}^{\text{meter}}\, v^{\text{m/s}}}{H_{\text{druck}}^{\text{meter}}\, T_{0}^{\text{sek}}} \quad . \; . \; . \quad 23)$$

Sobald hier $\Delta H_{\text{druck}}$ den Wert 50 % überschreitet, muß Abhilfe geschaffen werden, indem man einen Druckregulator anordnet. Druckregulatoren sind Apparate, deren Wirkungsweise darin besteht, daß sie gleichzeitig mit dem Schließen des Turbinenleitapparates das Öffnen eines Nebenauslasses einleiten, so daß die Wassergeschwindigkeit in der Rohrleitung keine plötzliche Änderung erfährt, also auch kein erheblicher Wasserstoß entstehen kann.

Die Druckregulatoren verbessern die Wirkung der Geschwindigkeitsregulatoren bei Entlastungsvorgängen. Auf Belastungsvorgänge sind sie dagegen naturgemäß ohne Einfluß; sie werden daher bei Bestimmung des $\Sigma G \cdot D^2$ nicht berücksichtigt.

In Hochdruckleitungen baut man in neuerer Zeit Brechplatten ein; das sind dünne gußeiserne Diaphragmen, welche bei gefährlichen Drucksteigerungen bersten und so eine Zertrümmerung der Rohrleitung selbst hintanhalten sollen.

Aus der vorstehenden Untersuchung über Rohrleitung und Schwungmassenbedarf ergeben sich die bei Festlegung der zulässigen Wassergeschwindigkeit $v$ in der Rohrleitung zu berücksichtigenden Faktoren.

Die Wahl von $v$ legt den lichten Rohrdurchmesser, den Wirkungsgrad der Rohrleitung und den Schwungmassenbedarf der Turbine fest; damit ist auch das benötigte Anlagekapital für Rohrleitung, für etwaige besondere Schwungmassen und Druckregulatoren und die durch Verzinsung und Amortisation dieser Teile entstehende jährliche Ausgabe festgelegt. Diese Ausgabe bildet zusammen mit dem einer jährlichen Ausgabe gleichwertigen Energieverlust in der Rohrleitung eine von der Wahl von $v$ abhängige Ausgabensumme, welche bei einem bestimmten Wert von $v$ zu einem Minimum wird. Die Rentabilitätsberechnung zeigt, daß dieser letztere Wert von $v$, welcher die wirtschaftlich günstigste Wassergeschwindigkeit darstellt, gewöhnlich zwischen 1,0 und 3,0 m pro Sekunde liegt. Die nähere Lage innerhalb dieses Gebietes läßt sich im allgemeinen durch die Rentabilitätsberechnung nicht festlegen, weil verschiedene maßgebende Größen teils ungenau, teils beim Projektieren noch unbekannt sind. Der Grad der Wirtschaftlichkeit ist nun aber innerhalb dieses Gebiets ziemlich konstant. In der Praxis wird daher die Bestimmung der Wassergeschwindigkeit in der Weise vorgenommen, daß man zwischen 1 und 3 m pro Sekunde zunächst einen passenden Wert $v$ schätzt und damit den Druckverlust in der Rohrleitung und den Schwungmassenbedarf der Turbine bestimmt. Scheinen nun diese Größen zu hoch, so geht man mit $v$ herunter nötigenfalls bis auf 1,0 m pro Sekunde, wodurch auch häufig die Anordnung eines Druckregulators erspart wird. Scheint aber eine Steigerung des prozentuellen Druckverlustes und eine Vergrößerung der Schwungmassen zulässig, so geht man mit $v$ höher. Die vorläufige Abschätzung von $v$ kann man auf Grund der folgenden Angaben vornehmen:

$$\frac{L}{H_{\text{brutto}}} < 1 \div 2 \qquad v = 3 \text{ m/s}$$

$$\frac{L}{H_{\text{brutto}}} = 2 \div 4 \qquad v = 2{,}5 \div 2 \text{ m/s}$$

$$\frac{L}{H_{\text{brutto}}} = 5 \text{ u. größer} \qquad v = 1{,}5 \div 1.0 \text{ m/s}$$

Bei kleinen Lichtweiten, namentlich von 250 mm abwärts, empfiehlt es sich, falls größere Entfernungen zu überwinden sind, mit der Wassergeschwindigkeit ausnahmsweise noch unter 1 m/s herunter zu gehen, weil diese kleinen Lichtweiten schon bei den sonst normalen Wassergeschwindigkeiten außerordentlich hohe Rohrreibungsverluste verursachen.

Eine Kontrollrechnung des nach diesen Angaben geschätzten Wertes $v$ auf Wirtschaftlichkeit darf bei wichtigeren Projekten nicht unterbleiben.

## 2. Wasserschloss und Wasserschlossausrüstung.

Das Wasserschloß (vergl. Fig. 17) ist ein vor den Rohreinläufen (Fig. 7 u. 8, Seite 6 u. 9) beziehungsweise vor den Turbinenkammern (Fig. 6, Seite 5) angeordnetes Klärbecken, in welchem die im Wasser suspendierten Fremdkörper sich niederschlagen sollen. Damit dies erreicht wird, muß das Wasserschloß dem Wasser so große Durchflußquerschnitte darbieten, daß die Wassergeschwindigkeit gleichmäßig auf den Wert 0,30 m pro Sekunde oder womöglich noch tiefer sinkt. Hiernach ist Breite und Wassertiefe und damit die Formgebung der Ufer und der Sohle im Wasserschloß zu bestimmen.

Um beim Stillsetzen der Turbinen Überschwemmungen zu verhindern, wird das Wasserschloß mit einem Überlauf versehen, der so lang sein muß, daß die maximale Betriebswassermenge $\Sigma Q$ bei geringer Überstauung der Überlaufkante vollständig in den unmittelbar anstoßenden Leerschußkanal, der zum Fluß oder ins Unterwasser führt, abgeworfen werden kann. Bezeichnet man die zulässige Überstauung der Überlaufkante mit $h$ (cm), so berechne sich die notwendige Länge $l$ (Meter) der Überlaufkante aus der Näherungsgleichung:

$$l_{ü} \sim \overset{(\text{meter})}{b_{ü}} = \frac{\Sigma Q^{(\text{l/s})}}{1{,}86\ \underset{(\text{cm})}{h^{3/2}}} \quad \ldots\ldots \quad 24)$$

$h$ ist den Verhältnissen entsprechend zwischen 10 und 50 cm anzunehmen. Der Wert $h^{3/2}$ wird nach früherem (Seite 33) direkt vom Schieber abgelesen.

Das Ansteigen des Wasserspiegels im Wasserschloß und im Oberwasserkanal bei Stillstand der Zentralen um $h$ wird häufig als lästiger Übelstand empfunden; auch bekommen die Überläufe bei großen Wassermengen $\Sigma Q$ ganz beträchtliche Längen und werden sehr unbequem. Man ordnet deshalb in neuerer Zeit

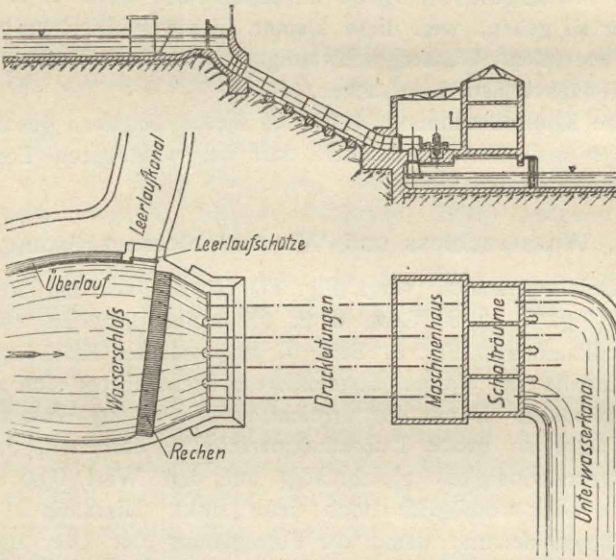



Fig. 17.

häufig an Stelle der Überläufe besonders konstruierte Heberleitungen an, welche imstande sind, auch die größten Wassermengen $\Sigma Q$ fast ohne Spiegelsteigerung $h$ in unschädlicher Weise ins Unterwasser abzuführen[1]).

Die Wasserschloßausrüstung umfaßt für jeden Rohreinlauf, bezw. für jede Turbinenkammer eine Einlaufschütze, ferner den für alle Turbinen gemeinsamen Turbinenrechen und die Leerlauf-

[1]) Ein bekanntes System ist das des Ing. Gregotti in Mortara, das unter anderem in letzter Zeit bei den großen Zentralen in Vigevano (Tessin) bei Mailand und Pont-S. Martin (Dora Baltea) im Aosta-tale angewendet wurde.

schütze. Die Einlaufschützen dienen zum Absperren der Rohreinläufe, bezw. der Turbinenkammern, die Leerlaufschütze dient zum Reinigen des Wasserschlosses und gelegentlich auch zum Regeln des Wasserstandes.

Die Schützen bestehen aus Gestell, Aufzugsmechanismus und der Schützentafel, die durch den Aufzugsmechanismus gehoben und gesenkt wird. Die Schützentafeln werden zweckmäßig aus Holz hergestellt. Es ist nun von Interesse, zu wissen, welche Bohlenstärke in einem gegebenen Fall für die Schützentafel notwendig ist, damit man rasch entscheiden kann, ob eine hölzerne Schützentafel für die geplante Schütze überhaupt ausführbar ist. An Hand von Wassertiefe und lichter Weite der Schützenöffnung läßt sich diese Bohlenstärke wie folgt vom Turbinenrechenschieber ablesen:

Man sucht auf der Skala $D$ die Lichtweite der Schützenöffnung in Millimetern auf, schiebt darunter die auf der Skala $v$ (Zungenunterseite) aufgesuchte Wassertiefe in Metern und liest nun auf der Skala $D$, senkrecht über dem Vertikalstrich des Zeichens $S$ (bedeutet Schütze) die gesuchte Bohlenstärke in Millimetern ab. Das abgelesene Maß gilt für die unterste Bohle der Schützentafel. Gewöhnlich wird dieses Maß für die ganze Tafel beibehalten; nur bei großen Schützen macht man, zwecks Gewichtsverminderung von der Möglichkeit, die Wandstärke mit abnehmender Wassertiefe reduzieren zu können, Gebrauch und führt z. B. die obere Hälfte der Tafel mit der für die halbe Wassertiefe notwendigen Bohlenstärke aus. Wenn das Zeichen $S$ über die Skala $D$ links hinausfällt, so würde eine Bohlenstärke unter 40 mm genügen. Mit Rücksicht auf Dichthalten und Herstellung der Tafel selbst empfiehlt es sich aber, das Maß 40 mm nicht zu unterschreiten. Bohlen von über 250 mm Stärke sind sehr teuer; wenn man bei einem Projekt auf eine so große oder noch größere Bohlenstärke kommt, so halbiert man die lichte Schützenöffnung durch einen eisernen Zwischenpfeiler und ordnet zwei Schützentafeln an, deren Aufzugsmechanismen miteinander gekuppelt sind, so daß die beiden Tafeln, deren Bohlenstärke auf Grund ihrer Tafelbreite, d. h. nunmehr auf Grund der halben Gesamtöffnung zu bestimmen ist, gleichzeitig gehoben und gesenkt werden. Wenn trotz dieser Halbierung unausführbare Bohlenstärken resultieren, so sind eiserne Schützentafeln anzuordnen.

Die wasserbenetzte Durchtrittsfläche einer Schütze wird auf Grund einer Durchflußgeschwindigkeit von 0,6 bis 0,8 m pro Sekunde berechnet. Die größere Zahl nimmt man nur bei großen Wassermengen, um die Schützendimensionen zu reduzieren. Die Anzahl der notwendigen Quadratmeter des Wasserquerschnittes liest man wie folgt vom Schieber ab:

Man stellt den mit $l$ (Liter) bezeichneten Vertikalstrich auf der Zungenunterseite über die Durchflußmenge der Schütze (Liter pro Sekunde) auf Skala $Q$ und liest nun vertikal unter der gewählten Wassergeschwindigkeit der Skala $v$ die Ziffernangabe der Skala $Q$ ab. Nach Abstreichung von drei Stellen erhält man daraus die Anzahl der benötigten Quadratmeter. Breite und Wassertiefe der Schützenöffnung sind hiernach und unter Berücksichtigung der örtlichen Verhältnisse zu bestimmen. Bei Wasserkraftanlagen mit vom Wasserschloß bis zu den Turbinen geradlinigen und parallelen Druckrohrsträngen (Fig. 17) ist, wie auch bei offenen Schachtturbinen, die maximal erreichbare Breite der Schützenöffnung durch den Aggregatabstand in der Zentrale festgelegt. Man muß also in diesen Fällen die Wassertiefe so groß machen, daß man mit dieser erreichbaren Breite auskommt.

Die Berechnung der Dimensionen der Leerlaufschütze, welche reichlich groß gemacht werden muß, damit sie ihren Zweck erfüllt, ist in der Beispielsammlung Beispiel Nr. 25 angegeben.

Die Aufzugsmechanismen der Schützen bestehen aus Winden und Zahnstangen. Der Antrieb erfolgt bei kleinen und mittleren Schützen meist von Hand durch Kurbel oder Handrad mit Tangentialspeichen. Bei größeren Schützen und wenn in Anlagen mit Rohrleitung kein Absperrorgan unmittelbar vor der Turbine angeordnet ist, wird die Schützenwinde zweckmäßig elektrisch angetrieben. Die maximale Leistung $N$ (Pferdestärken), für welche der antreibende Elektromotor zu bemessen ist, berechnet sich bei hölzernen Schützentafeln unter Zugrundelegung der ungünstigsten Verhältnisse (Anhebung der geschlossenen Schütze bei vollem, einseitigem Wasserdruck, gleitende Reibung, Trägheitswiderstand im ersten Moment des Anhebens) aus folgender Näherungsformel:

$$N = \frac{b h_0 \sqrt{t} + 4{,}8\, t^2}{20} \cdot v_s b \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 25)$$

Hierin bedeutet:

$b$ die Tafelbreite in Metern
$h_0$ die Tafelhöhe in Metern
$t$ die Wassertiefe in Metern
$v_s$ die Hubgeschwindigkeit der Schützentafel in Metern pro Minute.

Die normale Hubgeschwindigkeit ist 1 m pro Minute; bei großen Schützen geht man herunter auf 0,8 m pro Minute, um nicht zu große Motoren zu bekommen. Die Tafelhöhe $h_0$ ist bei Leerschützen gleich der Wassertiefe $t$; bei Einlaufschützen ist sie um ca. 200 bis 500 mm größer. Die Größe des überstehenden Randes richtet sich nach der größten zu erwartenden Überstauung $h$ der Überlaufkante.

Die Motoren sind nur intermittierend im Betrieb und sollen nicht über 1000 Umdrehungen pro Minute machen; sie sind für Ferneinschaltung mit Umkehrung der Drehrichtung einzurichten, weil auch das Senken der Schützentafeln bei der gewöhnlichen Windenkonstruktion nur durch äußeren Antrieb möglich ist, ferner sind selbsttätige Endausschalter vorzusehen. Elektrisch angetriebene Leerlaufschützen muß man, wenn sie auch zum Regulieren des Wasserschloßspiegels dienen sollen, mit einer Anzeigevorrichtung ausstatten, so daß man ihren Stand im Maschinenhaus erkennen kann. Der Spiegelstand im Wasserschloß muß dann auch durch Fernzeiger im Maschinenhaus kenntlich gemacht sein.

Damit der elektrische Schützenantrieb auch bei etwaigem Festklemmen der Schützentafel, Festfrieren u. dergl. nicht versagt, müssen die Schützenmotoren reichlich groß genommen werden. Die Formel 25 ist daher so aufgestellt, daß reichliche Motorstärken daraus resultieren.

Die für größere Wasserdrücke notwendig werdenden eisernen Schützentafeln werden auf Rollen gelagert[1]) und häufig auch der Höhe nach in zwei oder mehr einzelne, je für sich bewegliche Felder geteilt. Die zur Hebung notwendige Motorleistung ist in diesen Fällen durch spezielle Rechnung zu bestimmen.

Vor oder manchmal auch hinter den Einlaufschützen wird der Turbinenrechen angeordnet. Derselbe dient dazu, die vom Wasser

[1]) Ein bewährtes System ist das System Stoney, welches bei den großen Schützen der Elektrizitätswerke Beznau a. d. Aare und Chèvres a. d. Rhone angewendet wurde.

angeschwemmten Steine, Holzteile, Laub, Wasserpflanzen u. dergl. vom Eintritt in die Turbinen abzuhalten. Von der zweckmäßigen Anlage und guten Instandhaltung des Rechens hängt die Lebensdauer und gute Regulierfähigkeit der Turbine ab. Der Rechen ist daher trotz seiner Unansehnlichkeit ein sehr wichtiger Bestandteil der Wasserkraftanlage. Der größte zulässige lichte Abstand zwischen den Rechenstäben (10 bis 50 mm) wird durch die Art der Turbine und die Turbinengröße festgelegt und wird vom Turbinenlieferanten vorgeschrieben. Das Wasser soll die Rechenstäbe (Flacheisen 4 bis 9 mm dick und 40 bis 90 mm breit) mit einer Geschwindigkeit von etwa 0,5 m pro Sekunde passieren. Unter Berücksichtigung der Raumversperrung durch die Rechenstäbe und der erreichbaren Wassertiefe ergibt sich hiernach die im Mauerwerk vorzusehende Öffnung für den Rechen.

Wenn eine Wasserkraftanlage, wie es häufig vorkommt, zunächst nur teilweise ausgebaut werden soll, so muß doch die Rechen- und Schützenanlage gleich zu Anfang für Vollausbau angelegt werden, weil ein teilweiser Ausbau des Wasserschlosses nicht möglich ist. Für etwa später anzuschließende Rohrleitungen wird zweckmäßig das trichterförmige Einlaufrohr auch gleich zu Anfang eingemauert und mit einem provisorischen Verschlußdeckel versehen.

Als Gefällsverlust im Wasserschloß setzt man bei Projektarbeiten für Passieren des Rechens 50 mm in Rechnung und für den Eintritt des Wassers in den Rohreinlauf (Fig. 7, 8 und 17) ungefähr ebensoviel. Bei Trichterbildung im Wasserschloßspiegel würde dieser letztere Verlust erheblich größer. Es ist daher, um die Trichterbildung unmöglich zu machen, beim Entwurf des Wasserschlosses darauf zu achten, daß die Rohreinläufe möglichst stetige Querschnittsübergänge zeigen und genügend tief unterhalb des Wasserspiegels liegen. Auch bei offenen Schachtturbinen muß dafür gesorgt sein, daß vom Leitrad bis zum Wasserspiegel ein solcher Vertikalabstand vorhanden ist, daß Trichterbildung und Einsaugung von Luft nicht eintreten kann.

Es ist noch zu erwähnen, daß häufig mit Rücksicht auf Fischereiinteressen die Anlegung von Fischpässen an Wasserschlössern für Turbinenanlagen durch die Behörden vorgeschrieben wird. Es muß dann ein kleiner Leerlaufkanal, der dauernd Wasser führt und das Gefälle in kleine Stufen aufteilt, vorgesehen werden.

### 3. Oberwasserkanal und Unterwasserkanal.

Dem Wasserschloß wird das Wasser durch den Oberwasserkanal zugeführt, der meistens als offenes Gerinne mit rechteckigem oder trapezförmigem Querschnitt ausgeführt wird. Bei Führung des Kanals unter Tage als Stollen kommen tunnelartige Profile in Anwendung, die aber gewöhnlich nicht voll laufen. Nur Stollen, welche ihr Wasser aus Stauweihern, Talsperren und dergl. in einer bestimmten Wassertiefe entnehmen, müssen vollaufend betrieben werden, erfordern aber dann besondere Vorkehrungen, damit sie den Überdruck aufnehmen können und dabei dichthalten.

Die sekundliche Wassermenge $\Sigma Q$ (Liter pro Sekunde) und die Wassergeschwindigkeit $v_{ka}$ (Meter pro Sekunde) im Kanal bestimmen den nötigen wasserbenetzten Querschnitt $F_{ka}$ (Quadratmeter) des Kanalquerprofils, die Geländeverhältnisse bestimmen die Form des Profils, der Rauhigkeitsgrad von Kanalsohle und Kanalwänden endlich bestimmt zusammen mit Wassergeschwindigkeit und Profilform das sich im Kanal einstellende Spiegelgefälle $h_{ka}$ Millimeter pro laufenden Meter Kanallänge. Die Wassergeschwindigkeit wird für offene Kanäle je nach den vorliegenden Verhältnissen zwischen 0,5 und 1,2 m pro Sekunde gewählt; bei Stollen geht man bis auf 1,5 Meter/sek, muß aber dabei für sorgfältige Ausbetonierung und Glattstrich Sorge tragen. Kleiner als 0,5 Meter/sek darf man die Geschwindigkeit nicht wählen, weil sonst im Kanal Ablagerungen von Sand und Schlamm entstehen, welche häufige Reinigungen nötig machen und dadurch Betriebsstörungen verursachen. Bei stark sandhaltigem Wasser müssen nicht nur am Kanalende, sondern auch auf der Kanalstrecke mit Leerschützen versehene Sandfänge angeordnet werden, damit der Sand Gelegenheit findet, sich an Stellen abzulagern, an denen er durch Aufziehen der Leerschützen leicht entfernt werden kann. Kommt mit dem Betriebswasser Sand in eine Turbine, so ist baldiger Ruin der Turbine sicher. An langen Oberwasserkanälen ist es notwendig, außer dem Überlauf am Wasserschloß noch einen oder mehrere Zwischenüberläufe anzulegen.

Mit der sekundlichen Wassermenge $\Sigma Q$ (Liter/sek) und der Wassergeschwindigkeit $v_{ka}{}^{(m/s)}$ liest man den notwendigen Flächeninhalt $F_{ka}(m^2)$ des Wasserquerschnitts im Kanal mit Hilfe des Zeichens $l$ auf der Zungenunterseite nach früherem unmittelbar vom Schieber ab. Mit Hilfe von $F_{ka}$ läßt sich die für den vorliegenden Fall passende Profilform des Kanals meist rechteckig oder trapezförmig der Größe nach festlegen und damit der benetzte Umfang $p$ (Meter) des Kanalquerprofils bestimmen. Man berechnet dann den sogenannten mittleren Profilradius $r$ (Meter):

$$r = \frac{F^{(\mathrm{m}^2)}}{p^{(\mathrm{m})}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 26)$$

und bestimmt damit den in Betracht kommenden Rauhigkeitskoeffizienten $k$ aus der vereinfachten Kutterschen Gleichung:

$$k = \frac{100 \cdot \sqrt{r}}{m + \sqrt{r}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; 27)$$

Der hier eingeführte Rauhigkeitsgrad $m$ ist dabei entsprechend der geplanten Bauart des Kanals aus folgender Tabelle zu entnehmen:

| Beschaffenheit der Kanalwände und Sohle | Rauhigkeitsgrad $m$ |
|---|---|
| Reiner Zement und sehr sorgfältig gehobeltes Holz . . . | 0,15 |
| Gut gefügte Bretter . . . . . . . . . . . . . | 0,20 |
| Gewöhnl. rauhe Bretter, sorgfältig hergestelltes Backstein- u. reingearb. Quader-Mauerwerk . . . . . . . . . | 0,25 |
| Gewöhnl. Backsteinmauerwerk und Bohlenwände . . . . | 0,35 |
| Gewöhnliches Mörtelmauerwerk von gespitzten Steinen . . | 0,45 |
| Bestochenes Bruchsteinmauerwerk, Sohle etwas mit Schlamm bedeckt . . . . . . . . . . . . . . . . . | 0,55 |
| Rauhmauerwerk mit schlammiger Sohle . . . . . . . | 0,75 |
| Älteres Mauerwerk, moos- und pflanzenfrei mit schlammiger Sohle . . . . . . . . . . . . . . . . . | 1,00 |
| In felsigem Boden, Sohle unter 1,50 m breit, wenig Wasserpflanzen . . . . . . . . . . . . . . . . | 1,25 |
| Sehr regelmäßig, sauber ausgeführter Erdkanal ohne Pflanzen | 1,50 |
| In Erde mit schlammiger oder steiniger Sohle mit wenig Wasserpflanzen, Sohle über 2,0 m breit . . . . . . | 1,75 |
| Mangelhaft erhaltenes, mit Moos und Pflanzen bedecktes Trockenmauerwerk und schlammiger Sohle, Sohle nicht über 1,50 m breit; oder Erdkanal mit ziemlich vielen Wasserpflanzen, Sohle nicht über 1,50 m breit . . . . . . | 2,00 |
| Erdkanal mit vielen Wasserpflanzen, schlecht unterhalten, mit schlammiger Sohle unter 1,50 m breit . . . . . . . | 2,50 |

Für das zu erwartende Spiegelgefälle $h_{ka}$ (Millimeter pro laufenden

Meter Kanallänge) hat man die Gleichung:

$$h_{ka}^{mm} = \frac{1000 \cdot v_{ka}^2}{k^2 \cdot r} = 1000\, J\, r\, \text{‰} \quad \ldots\ldots \quad 28)$$

daraus resultiert die gesamte Spiegelsenkung $H_{ka}$ (Meter) bei einer Kanallänge $L_{ka}$ (Kilometer) von der Wasserfassung bis zum Wasserschloß:

$$H_{ka}^{meter} = h_{ka}^{mm} \cdot L_{ka}^{km} \quad \ldots\ldots \quad 29)$$

Wenn in Gleichung 28 für $h_{ka}$ ein Wert kleiner als 0,5 mm herauskommt, so ist die Gleichung 27 für $k$ nicht mehr maßgebend. Es muß dann ein korrigierter Wert $k'$ nach folgender Gleichung (Kutter-Ganguillet)

$$k' = \frac{23 + \frac{1}{m'} + \frac{1{,}55}{h_{ka}}}{1 + \left(23 + \frac{1{,}55}{h_{ka}}\right)\frac{m'}{\sqrt{r}}} \quad \ldots\ldots \quad 30)$$

worin:

1. $m' = 0{,}010$ für Kanäle von sorgfältig gehobeltem Holz oder glatter Zementverkleidung;
2. $m' = 0{,}012$ für Kanäle aus Brettern;
3. $m' = 0{,}013$ für Kanäle aus behauenen Quadersteinen und gutgefügten Backsteinen;
4. $m' = 0{,}017$ für Kanäle aus Bruchstein-Mauerwerk;
5. $m' = 0{,}025$ für Kanäle in Erde, sowie für Bäche und Flüsse;
6. $m' = 0{,}030$ für Gewässer mit groben Geschieben und mit Wasserpflanzen

bestimmt werden. Dieser Wert $k'$ tritt in Gleichung 28 an die Stelle von $k$ und führt zu einem neuen Wert $h'_{ka}$, welcher den Verhältnissen besser entspricht als der zuerst gefundene Wert $h_{ka}$. Ist zwischen $h_{ka}$ und $h'_{ka}$ ein großer Unterschied, so ist — zunächst mit $h'_{ka}$ — die Korrekturrechnung zu wiederholen, bis man schließlich auf einen bestimmten Wert $h'_{ka}$ kommt, bei dem die Gleichungen 30 und 28 zusammenstimmen.

Auf den Unterwasserkanal wird genau dieselbe Berechnungsweise angewendet wie auf den Oberwasserkanal und so der bei Betrieb sich einstellende Spiegelstau $H'_{ka}$ Meter vom Flußspiegel an der Mündung des Unterwasserkanals bis zum Unterwasserspiegel am Maschinenhaus berechnet. In der Summe aus $H_{ka}$ und $H'_{ka}$ (gleich $\Sigma H_{ka}$) hat man den gesamten Gefällsverlust für Transport des Wassers im Oberwasserkanal von der Länge $L_{ka}$ und im Unterwasserkanal von der Länge $L'_{ka}$ (vergl. Fig. 18).

Oberwasserkanal und Unterwasserkanal sind vollständig gleichartige Bestandteile einer Wasserkraftanlage. Es hängt nur von den örtlichen Verhältnissen ab, wie sich die Länge $\Sigma L_{ka} = L_{ka} + L'_{ka}$ auf Oberwasserkanal und Unterwasserkanal verteilt. In Ausnahmefällen kann man sogar den Oberwasserkanal dadurch ganz zum Verschwinden bringen, daß man eine Flußerweiterung als Wasserschloß ausbaut; ebenso kann der Unterwasserkanal ganz verschwinden, dadurch daß man das Turbinenhaus direkt an den Fluß baut.

An der Wasserfassung müssen bei geschiebeführenden Gewässern besondere Vorkehrungen getroffen werden, damit das grobe

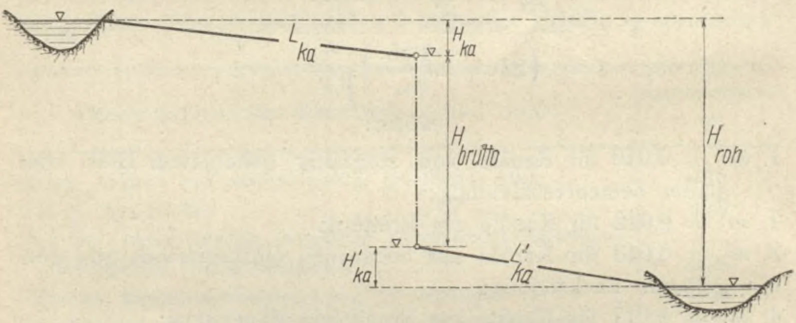



Fig. 18.
Roh- und Bruttogefälle.

Gerölle nicht in den Oberwasserkanal eintreten kann. Die Mittel dazu sind: Entnahme des Wassers nicht direkt aus dem Fluß, sondern aus einem Umlaufskanal, Höherlegen der Kanalsohle gegenüber der Flußsohle, ferner Anordnung eines robusten Grobrechens[1]), dem im allgemeinen eine Schützenanlage mit Hochwasserschutzwand beizufügen ist, damit der Kanal bei Hochwasser nicht überschwemmt und zerstört wird. Durch diese Vorrichtungen entstehen weitere Gefällsverluste, welche zu $\Sigma H_{ka}$ zu addieren sind.

Den Höhenunterschied von Flußspiegel an der Wasserfassung bis Flußspiegel an der Mündung des Unterwasserkanals bezeichnet man als Rohgefälle der Anlage. Aus diesem Rohgefälle, das

---

[1]) Lichtweite zwischen den Rechenstäben, die hier häufig durch Doppel-T-Balken oder Eisenrohre ersetzt werden bis zu 300 mm.

durch Messung festzustellen ist, ergibt sich das Bruttogefälle der Anlage durch Abziehen von $\Sigma H_{ka}$ und der Kanaleinlaufverluste.

Wenn im Ober- oder Unterwasserkanal vollaufende oder nicht vollaufende Stollen vorkommen, so ändert sich in der vorstehend angegebenen Berechnung des Bruttogefälles nichts. Bei guter Ausführung der Stollenwände setzt man hier den Rauhigkeitsgrad $m$ (Seite 56) gleich 0,5 bis 0,25; im übrigen empfiehlt es sich bei Bestimmung von $m$ nicht den günstigen Anfangszustand der Kanäle und Stollen, sondern den Zustand, der sich nach längerer Betriebsdauer einstellt, zugrunde zu legen.

Düker aus Blechrohren, welche gelegentlich bei Unterführungen oder Überführungen in die Kanäle eingeschaltet werden müssen, werden mit 1,2 bis 1,5 Meter/sek Wassergeschwindigkeit in gleicher Weise berechnet wie die Blechrohrleitungen. Das Anfangsrohr und das Endrohr solcher Düker muß als stark erweitertes konisches Trichterrohr ausgeführt werden.

Bei der Festsetzung der Kanalquerprofile ist zu beachten, daß am Oberwasserkanal an der Wasserfassung und am Unterwasserkanal an der Mündung die Wassertiefe durch Flußspiegel und Flußsohle festgelegt ist; man muß daher hier die Einlaufbreite beziehungsweise Mündungsbreite so groß machen, daß der der Kanalgeschwindigkeit $v_{ka}$ beziehungsweise $v'_{ka}$ entsprechende Durchtrittsquerschnitt für das Wasser vorhanden ist.

## Kapitel 8.

# Bemerkungen zur Wasserkraftprojektierung.

### 1. Schwankungen in Gefälle und Wassermenge.

Die Größen, deren Kenntnis in erster Linie zur Wasserkraftprojektierung notwendig ist, sind die sekundliche Wassermenge $Q$, beziehungsweise $\Sigma Q$ und das Nettogefälle $H$. $Q$ wird durch Wassermessung bestimmt; $H$ ergibt sich aus dem geodätisch zu bestimmenden Rohgefälle der Anlage, aus dem man zunächst das Bruttogefälle berechnet, damit die Turbinenart festlegt und weiter das Nettogefälle $H$ nach den in den vorigen Kapiteln hierüber gemachten Angaben ermittelt.

Bei den in der Natur vorkommenden Wasserkräften sind nun weder die sekundliche Wassermenge, noch das Roh- und Bruttogefälle konstante Werte. Beide sind von der momentanen Wasserführung des auszunützenden Wasserlaufes abhängig. Entsprechend dem Hochwasser, Mittelwasser, Niederwasser im Fluß hat man für $Q$ einen Maximalwert, einen Mittelwert und einen Minimalwert. Die gleichzeitigen Schwankungen in der Größe des Bruttogefälles verlaufen im umgekehrten Sinn. Sie werden im allgemeinen nur durch den wechselnden Stand des Unterwassers herbeigeführt; denn abgesehen von Talsperranlagen, wird der Wasserspiegel im Oberwasserkanal und Wasserschloß mittels Hochwasserschutzwand, Kanaleinlaufschütze und Überlauf dauernd auf nahezu gleicher Höhe gehalten. Eine Ausnützung der höheren Lagen des Oberwasserspiegels im Fluß bei Hochwasser ist also nicht möglich; andererseits kann im Unterwasserkanal das Ansteigen des Spiegels beim Anschwellen des Flusses nicht verhindert werden. Die Folge davon ist, daß bei Hochwasser das Bruttogefälle um den Betrag sinkt, um den sich der Spiegel im Fluß an der Kanalmündung hebt, obgleich das gleichzeitige Rohgefälle sich gegenüber dem mittleren Zustand oft nur wenig ändert.

Auf das Nettogefälle haben die Schwankungen des Unterwasserspiegels bei den ohne Saugwirkung arbeitenden Peltonturbinen keinen Einfluß; die Größe $H$ ist also hier nahezu dauernd unveränderlich. Bei Francisturbinen dagegen macht das Nettogefälle die Schwankungen des Bruttogefälles mit und erreicht demnach bei Hochwasser im Fluß einen Minimalwert (Kleingefälle) und bei Niederwasser im Fluß einen Maximalwert (Großgefälle). Es ist daher hier der Wert $H$ namentlich bei Anlagen mit kleinem Gefälle oft in weiten Grenzen veränderlich. Da aber eine Turbine nur für ganz bestimmte Verhältnisse ($Q$, $H$, $n$) gebaut werden kann, so muß auf Grund ausreichender Beobachtungen entschieden werden, welches $H$ vorzuziehen ist. Weicht dann das später im Betrieb sich einstellende Nettogefälle zeitweise von diesem letzteren Werte ab, so verändert dies die Schluckfähigkeit und die günstigste Umdrehungszahl der Turbine.

Das abnormale Nettogefälle sei z. B. $H'$ Meter; für diesen Wert existiert eine gewisse Umdrehungszahl $n'$, bei welcher die Turbine mit dem gleichen Arbeitsprozeß und Wirkungsgrad arbeitet, wie vorher bei dem der Konstruktion zugrunde gelegten Gefälle $H$. An die Stelle des Wertes $Q$ tritt aber dabei ein neuer Wert $Q'$ und entsprechend $H'$ und $Q'$ wird auch die neue Leistung $N'$ der Turbine eine von der früheren Leistung $N$ verschiedene.

Sind für eine Turbine die Werte $Q$, $H$, $n$, $N$ bekannt, so lassen sich für ein beliebig von $H$ abweichendes neues Gefälle $H'$ die zugehörigen neuen Werte $Q'$, $n'$, $N'$ unmittelbar vom Schieber ablesen. Man sucht den gegebenen Wert $H$ auf der Hilfsskala $H$ auf, stellt ihn über den Wert $Q$ auf der Skala $Q$ und liest unterhalb der Zahl $H'$ den gesuchten Wert $Q'$ in Litern pro Sekunde ab[1]). Man stellt weiter den Wert $H$ der Hilfsskala $H$ über den gegebenen alten Wert $n$, genommen auf der Skala $Q$, und liest wieder unterhalb $H'$ auf der Skala $Q$ den neuen Wert $n'$ ab[2]). Auf

[1]) Die hiermit ausgeführte Rechnung entspricht der Gleichung:

$$Q' = Q \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H}}$$

[2]) Die hiermit ausgeführte Rechnung entspricht der Gleichung:

$$n' = n \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H}}$$

diese Umdrehungszahl muß die Turbine eingestellt werden, damit sie unter dem neuen Nettogefälle wieder mit ihrem alten Wirkungsgrad arbeitet. Ihre Leistung $N'$ könnte nun aus $Q'$ und $H'$ mit dem alten Wirkungsgrad berechnet werden, sie wird aber einfacher direkt abgelesen wie folgt: Man sucht den gegebenen Wert $N$ auf der Skala $Q$ auf, schiebt den Wert $H$ der Hauptskala $H$ darüber und liest unterhalb $H'$ auf der Skala $Q$ den gesuchten Wert $N'$ ab[1]).

Häufig läßt die Betriebsart das Ändern der Umdrehungzahl von $n$ auf $n'$ nicht zu. Es muß vielmehr auch bei schwankendem Gefälle die Umdrehungszahl konstant gehalten werden, so daß die Turbine mit den Daten $H'$, $Q'$, $n$ arbeitet. Bei solchem Betrieb sinkt der Wirkungsgrad der Turbine, und zwar entsprechend dem prozentuellen Unterschied zwischen dem Betriebswert $n$ und dem Sollwert $n'$.

Man kann zu diesem prozentuellen Unterschied zwischen $n$ und $n'$ (prozentuelle Tourenunstimmigkeit) aus dem Diagramm Fig. 19 die ungefähr eintretende Wirkungsgradreduktion entnehmen und damit aus $N'$ die Leistung $N''$ der Turbine bei Betrieb mit abnormalem Gefälle und normaler Drehzahl berechnen. Bei Francisturbinen hat eine Tourenunstimmigkeit auch einen Einfluß auf die Schluckfähigkeit, und zwar meistens in dem Sinn, daß statt des Sollwertes $Q'$ ein etwas kleinerer Wert $Q''$ sich einstellt und also auch $N''$ noch etwas geringer ausfällt als vorstehend berechnet. Solange es sich aber nicht um abnorm große Tourenunstimmigkeiten handelt, kann dieser Umstand vernachlässigt werden. Im Diagramm Fig. 19 bedeutet $n$ jeweils den Sollwert der Umdrehungszahl.

Schwankungen in der Wassermenge gleicht man durch verminderte Beaufschlagung der Turbinen, die für die größte vorkommende Wassermenge zu bemessen sind, aus. Diese Verminderung des Wasserkonsums einer Turbine, die für ein bestimmtes $Q$ gebaut ist, durch Einwirkung auf den Leitapparat wird auch bei Schwankungen im Kraftbedarf angewendet und ist bei der hohen Regulierfähigkeit moderner Turbinen in ziemlich weiten Grenzen zulässig; doch muß eine Reduzierung der Wassermenge unter dem Wert $\frac{Q}{2}$ vermieden werden, weil von hier an der Wirkungsgrad

---

[1]) Die hiermit ausgeführte Rechnung entspricht der Gleichung:

$$N' = N \frac{H'^{3/2}}{H^{3/2}}$$

sehr stark zu sinken anfängt. Zentralen mit einer größeren Anzahl von Einheiten sind hier ein Vorteil, weil die Schwankungen im Wasserzufluß und Kraftbedarf hier durch Inbetriebsetzung von mehr oder weniger Einheiten ausgeglichen werden können.

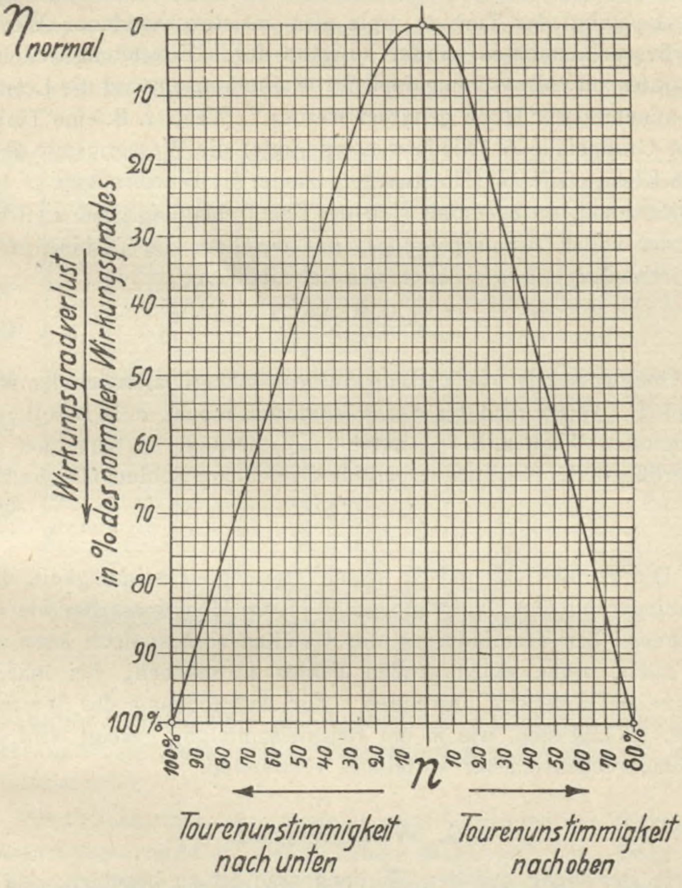



Fig. 19.

In kleineren Anlagen könnte die Höchstleistung häufig sehr wohl durch eine einzige Turbine bewältigt werden; sobald aber stark schwankender Wasserzufluß vorliegt, muß man, um eine gute Ausnutzung des Minimalwassers zu ermöglichen, zwei Einheiten anordnen, und manchmal müssen diese zwei Einheiten auch noch ungleich groß gemacht werden. Starke gleichzeitige Schwankungen von Wassermenge und Gefälle führen dazu, daß man die Turbinen in der Weise ausführt, daß bei Betrieb mit Mittelgefälle und Niederwassergefälle der Leitapparat nur teilweise geöffnet ist. Wenn dann bei Hochwasser das Gefälle sinkt und damit die Schluckfähigkeit und Leistung der Turbine trotz des meist vorhandenen Wasserüberflusses abnehmen würde, so kann durch Einstellung des Leitapparates auf volle Öffnung doch der Wasserkonsum und die Leistung auf annehmbarer Höhe gehalten werden. Wenn z. B. eine Turbine beim Großgefälle $H$ (Niederwasserperiode) die Wassermenge $Q$ und beim Kleingefälle $H'$ (Hochwasserperiode) die Wassermenge $Q'$ konsumieren soll, so bestimmt sich der Beaufschlagungsgrad $a$ (Bruchteil der vollen Beaufschlagung), mit welchem die Turbine in der Niederwasserperiode arbeitet, aus der Gleichung:

$$a = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 31)$$

Bei Hochwasser ist die Turbine vollbeaufschlagt, arbeitet also mit $a$ gleich 1. Wenn man für $a$ eine Vorschrift macht, z. B. $a$ soll einen bestimmten Wert, z. B. $^2/_3$, nicht unterschreiten, so berechnet sich die größte in der Hochwasserperiode erreichbare Schluckfähigkeit aus

$$Q' = \frac{Q\sqrt{H'}}{a\sqrt{H}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 32)$$

Die Formeln 31 und 32 setzen Tourengleichstimmigkeit, d. h. Verminderung der Umdrehungszahl in der Hochwasserperiode entsprechend der Verminderung des Gefälles voraus; doch kann man sie auch, ohne einen großen Fehler zu machen, bei mäßiger Tourenunstimmigkeit anwenden. Zur Ausrechnung des Wertes $a$ bezw. $Q'$ läßt sich, wie in der Beispielsammlung gezeigt wird, der Turbinenrechenschieber vorteilhaft verwenden.

## 2. Wirkungsgrad.

In Beziehung auf den Wirkungsgrad ist zu beachten, daß es sich bei vielen Turbinenfirmen eingebürgert hat, die Francisturbinen so zu bauen, daß ihr Wirkungsgrad bei Dreiviertelbeaufschlagung einen Höchstwert erreicht und bei Vollast um einige Prozente niedriger ist. Turbinen nach dieser Bauart bezeichnet man zweckmäßig als „Dreiviertellast-Francisturbinen." Den ungefähren Wirkungsgradverlauf einer solchen Dreiviertellast-Francisturbine mit Systemlage am großen Stern zeigt folgendes Diagramm Fig. 20. Für andere Systemlagen hat die Kurve anderen Verlauf. Man kann aber die Francisturbine ebensogut so bauen, daß ihr Wirkungsgrad bei Vollast sein Maximum hat. Für diese letztere Bauart empfiehlt sich die Bezeichnung „Vollast-Francisturbine". Turbinen, welche dauernd vollbelastet laufen sollen, wird man selbstredend als Vollast-Turbinen bauen. Bei Schwankungen im Kraftbedarf oder im Wasserzufluß und Gefälle ist jedoch die Dreiviertel-

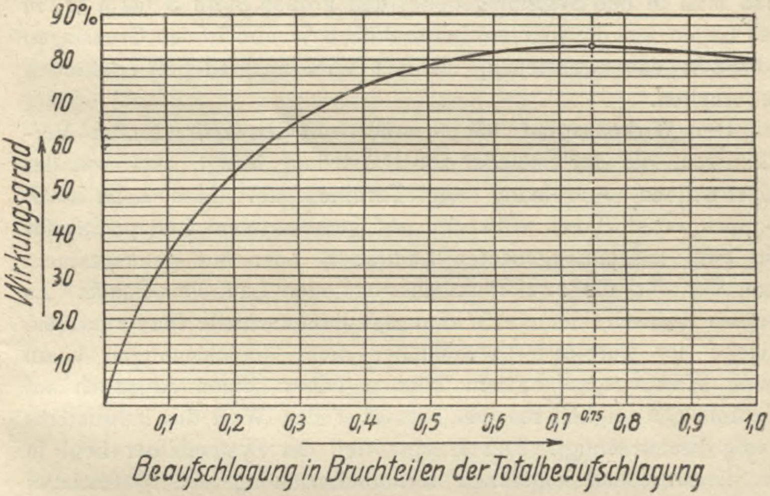



Fig. 20.

last-Turbine vorteilhafter, und in manchen Fällen geht man noch weiter und baut Zweidrittellast-Francisturbinen, die ebenfalls wohl ausführbar sind.

Die Peltonturbine ist in Beziehung auf Verlegung des Wirkungsgradmaximums nicht in gleich hohem Maße gestaltungsfähig wie die Francisturbine, doch ist hier diese Eigenschaft wegen der Konstanz des Nettogefälles auch nicht so notwendig wie bei der Francisturbine. Man baut daher im allgemeinen nur Vollastpeltonturbinen. In den am häufigsten zur Anwendung kommenden Systemlagen um den kleinen oberen Stern verläuft dabei der Wirkungsgrad ähnlich wie bei der Dreiviertellastfrancisturbine. Er steigt also von Vollbeaufschlagung gegen Dreiviertelbeaufschlagung hin noch ein wenig an, was einen besonderen Vorzug dieser Lagen bedeutet. In den mittleren Systemlagen bleibt der Wirkungsgrad von Vollast bis Dreiviertellast nahezu konstant und in den unteren Systemlagen sinkt er bei Verminderung der Beaufschlagung schon von Vollast an.

Die Wirkungsgradangaben des Turbinenrechenschiebers gelten durchweg für volle Beaufschlagung und für Vollastbauart. Beabsichtigt man beim Francissystem Dreiviertellastturbinen zu bauen, so gelten die Schieberangaben für Dreiviertelbeaufschlagung, und man muß in den Systemlagen um den großen Stern 3 bis 4 %, in den Lagen um die kleinen Sterne 2 bis 3 % und in den Grenzlagen 1 bis 2 % davon abziehen, um den Wirkungsgrad bei Vollbetrieb zu erhalten.

Der Wirkungsgrad hängt außer von den hydraulischen Verhältnissen, die der Schieber zur Darstellung bringt, auch von der konstruktiven Anordnung der Turbinen ab. Man kann z. B. Doppelfrancisturbinen entweder mit gemeinsamem Leitapparat für die zwei zusammengebauten Laufräder, oder mit gemeinsamem Saugrohr für die zwei räumlich getrennten Laufräder bauen. Es werden dadurch kleinere Wirkungsgradunterschiede hervorgerufen, welche der Turbinenrechenschieber nicht berücksichtigen kann. Seine Wirkungsgradangaben können daher keinen Anspruch auf absolute Genauigkeit machen, was aber den Wert des Instruments wenig beeinträchtigt. Der Hauptvorteil der Systembilder liegt in der überraschend einfachen Kenntlichmachung der Systemlage; außerdem ist der Wirkungsgrad von Turbinen so schwer genau meßbar, daß er im allgemeinen nur mit ± 2 % Toleranz angegeben werden kann und auch nur so von den Turbinenfirmen garantiert wird.

### 3. Obere Grenze des zulässigen Gefälles.

Die Skalen $H$ des Turbinenrechenschiebers reichen bis 1500 m Nettogefälle. Es ist nun von Interesse zu wissen, wie hoch man bei den verschiedenen Turbinensystemen mit dem Nettogefälle gehen kann. Die Rücksichten auf Arbeitsprozeß des Wassers und Wirkungsgrad setzen keine strenge obere Grenze fest; denn in allen Turbinenarten sind, abgesehen von einzelnen Systemgebieten, die Gesetze der Wasserbewegung und die prozentuellen Beträge der verschiedenen Energieverluste, welche den Wirkungsgrad festlegen, vom Gefälle nahezu unabhängig. Man kann demnach sowohl beim Francis- als beim Peltonsystem beliebig hohe Gefälle zulassen, sofern nur passende Systemlagen gewählt werden und das dem Konstrukteur zur Verfügung stehende Konstruktionsmaterial den auftretenden Beanspruchungen und den Angriffen des strömenden Wassers mit Sicherheit widersteht.

Unter alleiniger Berücksichtigung der Beanspruchung durch Zentrifugalkraft ergibt eine einfache Rechnung, welche sich auf die Gleichung

$$\sqrt{2\,g\,H} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit}}{\text{Umfangsschnelligkeit}} \quad . \; . \; . \quad 33)$$

gründet, das größte zulässige Gefälle $H_{max}$, sobald die größte zulässige Umfangsgeschwindigkeit bekannt ist.

Läßt man beim Peltonsystem — die Verwendung von bestem geschmiedetem Stahl für den Laufradkörper vorausgesetzt — am Kreis $D_1$ eine Umfangsgeschwindigkeit von 75 m/s zu, so erhält man für Systemlage „untere Grenze“

$$H_{max} \cong 1500 \text{ m}.$$

Für die höheren Systemlagen wird $H_{max}$ kleiner, und für den kleinen oberen Stern ergibt sich z. B.

$$H_{max} \cong 1250 \text{ m}.$$

Noch höhere Systemlagen wird man bei den hohen Gefällen, um die es sich hier handelt, nicht anwenden.

Für das Francissystem bekommt man, wenn man in Anbetracht der komplizierteren Laufradform (Stahlguß) hier nur 50 Meter/Sek. Umfangsgeschwindigkeit äußerst zuläßt, für die Systemlage „kleiner unterer Stern“ ein

$$H_{max} \cong 400 \text{ m}$$

und für die Systemlage großer Stern

$$H_{max} \cong 300 \text{ m}$$

Andere Systemlagen als diese beiden und die zwischenliegenden kommen bei hohen Gefällen, wie schon früher gesagt, nicht in Frage.

Berücksichtigt man, daß man im allgemeinen mit der Gefahr des Durchgehens der Wasserturbinen rechnen muß[1]), wobei eine

---

[1]) Der Grund warum man bei Wasserturbinen das Durchgehen berücksichtigen muß, während man bei Dampfmaschinen, Dampfturbinen usw. dies nicht tut, liegt nicht etwa, wie häufig geglaubt wird, in einer Unterlegenheit der meist mit Riemenantrieben versehenen Turbinenregulatoren gegenüber

Erhöhung der normalen Drehzahl auf ungefähr das 1,7 ÷ 1,8-fache eintritt, so kann man die vorstehend ermittelten Gefällswerte als die äußerste Grenze dessen betrachten, was bei den verschiedenen Systemen und Systemlagen noch zugelassen werden kann. Werden diese Werte bei einem Wasserkraftprojekt überschritten, so muß zwecks Reduzierung der Umfangsgeschwindigkeit eine Teilung des Gefälles vorgenommen werden. Diese Teilung wird zweckmäßig in die Turbinen selbst hineingelegt, indem man Turbinen mit Druckstufen baut. Im Francissystem kommt man bei Verwendung von zwei gleichen Druckstufen auf die Verbundturbine, deren Anwendbarkeit zur Genüge erprobt ist. Das zulässige Gefälle der Verbundturbine ist doppelt so groß, wie das der Francisturbine gleicher Systemlage. Peltonturbinen mit Druckstufen sind wohl noch nirgends ausgeführt worden. Ihre Ausführbarkeit ist zwar nicht ausgeschlossen; aber ein Bedürfnis hierfür wird selten eintreten, da ein Überschreiten des für Peltonturbinen maximal zulässigen Gefälles von 1250 bis 1500 m kaum je vorkommen wird.

---

den Regulatoren der übrigen Kraftmaschinen. Ein Unterschied in Beziehung auf Betriebssicherheit besteht bei sachgemäßer Ausführung und Wartung nicht. Der Grund liegt vielmehr im Betriebsmittel der Wasserturbine. Das Betriebswasser führt immer Fremdkörper mit sich. Es ist nun nicht ausgeschlossen, daß im Moment einer plötzlichen Entlastung der vollbelasteten Turbine ein Fremdkörper oder infolge einer zufälligen Gruppierung mehrere kleinere Fremdkörper sich im Leitapparat in einer solchen Stellung befinden, daß die vom Regulator prompt eingeleitete Schließbewegung ein Festklemmen dieser Teile im Leitapparat bewirkt und ein weiteres Schließen unmöglich macht, worauf die Turbine durchgeht. Der Firma Piccard, Pictet & Cie. in Genf gebührt das Verdienst, hierin, soweit als möglich, Abhilfe geschafft zu haben, indem sie bei ihren Francisturbinen das Reguliergetriebe in sinnreicher Weise so ausgebildet hat, daß beim Eintreten des vorerwähnten Falles die am Schließen verhinderte Leitschaufel stehen bleibt, während sich die übrigen unbehindert dadurch schließen. Der Fall, daß gleichzeitig sämtliche Leitkanäle durch Fremdkörper versperrt werden, ist kaum zu befürchten. Man kann also bei den Francisturbinen der Bauart Piccard, Pictet & Cie. am ehesten die Durchgangsdrehzahl unberücksichtigt lassen. Bei allen anderen Turbinenkonstruktionen aber ist immerhin eine Gefährdung von Menschenleben damit verknüpft, wenn die Turbinen selbst und die mit ihnen rotierenden Teile, wie z. B. die Magneträder der angetriebenen Drehstromgeneratoren, nicht widerstandsfähig genug gebaut werden, um die Durchgangsdrehzahl gerade noch ertragen zu können.

In den vorstehenden Betrachtungen über das maximal zulässige Gefälle ist vorausgesetzt, daß es in den einzelnen Fällen möglich ist, die unter Druck stehenden Hohlräume in der Rohrleitung und in der Turbine mit widerstandsfähigen Wandungen zu versehen. Ob dies zutrifft, hängt bekanntlich von dem im Betrieb zu erwartenden maximalen inneren Überdruck und von der Lichtweite dieser Hohlräume ab; es muß daher in jedem einzelnen Fall die projektierte Konstruktion auf Ausführbarkeit in dieser Hinsicht geprüft werden. Kommt man hierbei auf ein negatives Ergebnis, so muß das Gefälle örtlich geteilt werden, in der Weise, daß man eine Zentrale in halber Höhe des Gefälles anordnet und mit ihrem Abwasser eine am Fuße des Gefälles liegende zweite speist. Wenn dies nicht genügt, so ordnet man 3 oder noch mehr Zentralen staffelförmig übereinander an. Die Anlagekosten der Maschinenanlage werden dadurch aber so erhöht, daß diese Erhöhung durch die bei der Staffelung eintretende Preisminderung in den Rohrleitungskosten meistens bei weitem nicht ausgeglichen wird. Auch die Betriebskosten erhöhen sich naturgemäß, und der Betrieb wird dadurch kompliziert, daß man besondere Vorrichtungen anbringen muß, welche den tiefer gelegenen Zentralen auch dann Wasser zuführen, wenn die oberen still stehen. Man wird also dieses Aushilfsmittel nur dann anwenden, wenn eine andere Bauart unmöglich wird.

## 4. Wasserkraftanlagen mit Aufspeicherung des Betriebswassers.

Wenn eine hydroelektrische Zentrale ihr Wasser unmittelbar einem Fluß entnimmt, so kann an das öffentliche Stromverteilungsnetz der Zentrale nur so viel Belastung angeschlossen werden, daß das Minimalwasser $Q_{\min}$ im Fluß für die höchste momentan vorkommende Belastung des Netzes noch ausreicht. Die mittlere Belastung des Netzes ist nun aber im allgemeinen nur ein Bruchteil dieser Höchstbelastung; daraus folgt, daß schon bei Minimalwasser ein großer Teil des täglich zufließenden Betriebswassers ungenützt am Überlauf des Wasserschlosses abfließt; bei Normalwasser und bei Hochwasser ist dies in noch höherem Maße der Fall. Um diesem Übelstand abzuhelfen, versieht man hydroelektrische Zentralen, welche auf öffentliche Stromverteilungsnetze arbeiten, wenn es die örtlichen Verhältnisse gestatten, mit Stauanlagen, welche zeitweise überschüssiges Wasser zurückhalten und nach Bedarf wieder abgeben. Die Anordnung einer derartigen Stauanlage im Oberwasser: Stauweiher, Talsperre, ist von Einfluß aut die maximale Wassermenge $\Sigma Q$, für welche die projektierte Zentrale gebaut werden muß.

Hat eine Wasserkraftanlage einen Stauweiher, der groß genug ist, um innerhalb eines Tages das in den Stunden schwachen Betriebs überschüssige Wasser zurück- und für die Stunden stärkeren Betriebes bereitzuhalten, so richtet sich die zulässige Netzbelastung und damit die gesamte Maschinenstärke der Zentrale nach dem Belastungsfaktor $k$ der Anlage. Entspricht die gesamte Energieabgabe innerhalb 24 Stunden einem $x$-stündigen Vollbetrieb, so ist

$$k = \frac{x}{24}$$

und der Wert $\Sigma Q$, welcher der nunmehr zulässigen höchsten Netzbelastung entspricht und für welchen die Zentrale zu entwerfen ist, ergibt sich zu

$$\Sigma Q = \frac{1}{k} Q_{\min} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 34)$$

Für $x = 8$ zum Beispiel wird

$$\Sigma Q = 3\ Q_{\min}$$

Die zulässige Summe der Netzanschlüsse ist also durch die Anordnung des Stauweihers verdreifacht worden, aber auch die Maschinenanlage muß dreimal größer werden. Vom Minimalwasser bleibt nun kein Tropfen ungenützt; in den Zeiten des Mittel- und Hochwassers muß aber noch Wasser am Überlauf abgeworfen werden. Wenn aber der Stauweiher größer gemacht wird, so reduziert sich dieser Wasserverlust, und man kann erreichen, daß z. B. während des ganzen trockensten Monats im Jahr kein Wasser am Überlauf abfließt. Dann tritt in Gleichung 34 an die Stelle von $Q_{\min}$ das kleinste Monatsmittel innerhalb eines Jahres. Macht man den Stauinhalt noch größer, so kommt das kleinste Halbjahrmittel innerhalb eines Jahres, d. h. gewöhnlich die mittlere sekundliche Wassermenge des Sommerhalbjahres, in Gleichung 34 in Frage und bei weiterer Vergrößerung gelangt man dazu, in Gleichung 34 das Jahresmittel des trockensten Jahres unter einer Reihe von aufeinanderfolgenden Jahren einsetzen zu können, womit natürlich eine ganz beträchtliche Vergrößerung der Belastungsfähigkeit der Zentrale, deren Maschinensatz aber entsprechend groß gemacht werden muß, erzielt wird.

Die vorerwähnten Mittelwerte der Wassermenge müssen aus dem Einzugsgebiet des Flußlaufes durch Beobachtungen über die Niederschlagsmenge und über die Abflußverhältnisse ermittelt werden. Die notwendigen Stauweiherinhalte sind auf Grund der Schwankungen in Wasserzufluß und Kraftbedarf zu bestimmen.

## 5. Einfluss der äusseren Verhältnisse auf die konstruktive Ausführung der Turbinen.

In Beziehung auf Konstruktion zerfallen die Turbinen bekanntlich in Gehäuseturbinen und in offene Schachtturbinen. Die Anordnung des Gehäuses richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen am Aufstellungsort, bei Francisspiralturbinen und Peltonturbinen auch nach der Drehrichtung, falls hierüber Vorschriften bestehen. Gehäuseturbinen haben den Vorteil, daß sie in heizbaren Räumen aufgestellt werden können. Man zieht sie deswegen bei Frostgefahr der offenen Schachtturbine vor, so lange es geht und baut also, sofern mit einfachen oder Doppel-Francisturbinen brauchbare Drehzahlen resultieren, noch bis zu 5 m Gefälle herunter Gehäuseturbinen.

Die gewöhnliche Lage der Welle ist die horizontale; nur bei Francisturbinen mit ganz niederem Gefälle und sonst in Fällen mit stark schwankendem Unterwasserspiegel wendet man vertikale Wellen an.

Sandgehalt im Betriebswasser macht Spezialkonstruktionen notwendig. Da hierdurch der Preis und die konstruktive Ausführung der Turbinen stark beeinflußt wird, so muß der projektierende Ingenieur über die Beschaffenheit des Betriebswassers informiert sein. Man trifft ferner häufig Gegenden, in denen das Betriebswasser, obgleich ganz klar, doch große Neigung hat, die inneren Teile der Turbinen durch chemische Einwirkung zu zerstören. Liegt ein so geartetes Wasser vor, so muß der Turbinenkonstrukteur bei der Konstruktion der Turbinen jede falsche Wasserbewegung, die erfahrungsgemäß zu solchen Korrosionen Anlaß gibt, durch zweckmäßige Konstruktion unmöglich machen und vor allem, wenn es sich um Francisturbinen handelt, die unteren Systemlagen vermeiden.

Auf Francisturbinen ist ferner noch die Höhenlage der Turbine von Einfluß. Die Francisturbinen haben bekanntlich Saugrohre, welche ständig ins Unterwasser tauchen müssen. Der Abstand vom Turbinenlaufrad bis zum Unterwasserspiegel ist das sogenannte Sauggefälle.

Dieses erreicht bei einer ausgeführten Anlage seinen größten Wert bei Minimalwasser im Fluß und Stillstand der Zentrale. Dabei darf nun ein gewisser, vom atmosphärischen Luftdruck am Aufstellungort abhängiger Wert nicht überschritten werden. Das maximal zulässige Sauggefälle ist bei Meereshöhe, Vollbetrieb der Turbine, vorzüglicher Abdichtung des Saugrohres und unter der Voraussetzung, daß das Betriebswasser nicht abnormal gasreich ist, 8 m. Mit Rücksicht auf Betrieb mit reduziertem Wasserdurchfluß

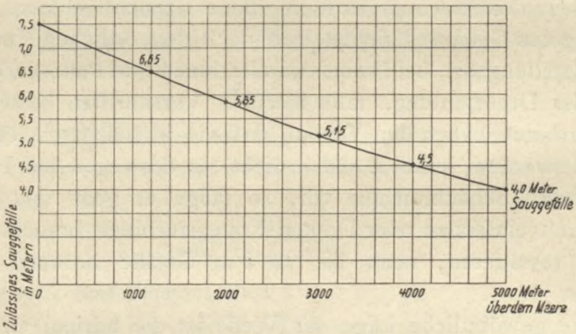



Fig. 21.

empfiehlt es sich aber, nicht über 7,5 m zu gehen. Das nachfolgende Diagramm zeigt, welche Änderungen dieses Maß mit der Höhenlage des Aufstellungsortes erfährt.

In Fällen, in denen mit Rücksicht auf die Schwankungen des Unterwasserspiegels der Maschinenhausflur sehr hoch gelegt werden muß, kann es vorkommen, daß namentlich zur Zeit der Niederwasserperiode das zulässige Sauggefälle überschritten wird. Man muß dann das Unterwasser am Maschinenhaus künslich so hoch aufstauen, daß die Turbine ihr Wasser noch ohne Störung zum Abfluß bringt, womit aber natürlich ein Verlust von Gefälle verbunden ist.

## Kapitel 9.

# Verwendung des Turbinenrechenschiebers zur Projektierung von Zentrifugalpumpen.

Durch Umkehrung der Francisturbine kommt man auf die Zentrifugalpumpe; daher läßt sich das Systembild der Francisturbine ohne weiteres für Projektierung von Zentrifugalpumpen verwenden, und der Vorgang ist dabei genau der gleiche wie beim Projektieren von Francisturbinen. Für $H$ ist dabei die manometrische Förderhöhe in Metern einzusetzen, und es ist ferner zu beachten, daß im allgemeinen nur die Systemstrecke vom großen Stern abwärts bis zum unteren kleinen Stern in praktischen Ausführungen benutzt wird. Man schiebt auch hier wieder $H$ über $Q$, wie bei der Francisturbine, und liest je nach der Lage des Francisbildes gegenüber der Skala $n$ die zweckmäßige Umdrehungszahl ab. Der unterste Systemzug des Francisbildes gibt wieder die einfache Maschine, d. h. die Zentrifugalpumpe mit einem Laufrad; die nach oben folgenden Systemzüge geben Pumpen mit mehreren parallel arbeitenden Laufrädern und mit Tourenerhöhung gegenüber der einfachen Pumpe. Häufig liegt aber hier die Sachlage so, daß schon die einfache Pumpe so hohe Drehzahl hat, daß nicht Erhöhung, sondern Erniedrigung der Drehzahl anzustreben ist. Dies läßt sich erreichen durch Teilung der Förderhöhe, d. h. durch die Anordnung von Druckstufen; dabei arbeiten zwei oder mehrere Laufräder in Hintereinanderschaltung und jedes Laufrad erzeugt nur einen Bruchteil der verlangten totalen manometrischen Förderhöhe. Wie man hierbei vorzugehen hat, liegt klar auf der Hand. Man dividiert die gesamte manometrische Förderhöhe mit der Anzahl der hintereinandergeschalteten Laufräder, geht mit diesem Bruchteil von $H_{\text{total}}$ in die Skala $H$ ein und verfährt wie oben. Weitere Erläuterungen geben die hierfür in der Beispielsammlung enthaltenen Beispiele.

Bei den Zentrifugalpumpen sind die Wirkungsgrade erheblich niedriger als bei den Francisturbinen gleicher Systemlage. Dieser Umstand macht es erklärlich, warum bei Zentrifugalpumpen in der Praxis nur die bestmöglichen Systemlagen benutzt werden.[1])

---

[1]) Eine spezielle Ausbildung des Instrumentes für Zentrifugalpumpen behält sich der Verfasser vor. Für Pumpen mit zwei Druckstufen kann der Systemzug der Verbundturbine (*Pf*) benutzt werden.

## Kapitel 10.

# Bestimmung von Wellenstärken mittels des Turbinenrechenschiebers.

Zum Schlusse sei noch erwähnt, daß der Turbinenrechenschieber in Holzausführung zum direkten Ablesen von Wellenstärken bei gegebener Leistung $N$ und Umdrehungszahl $n$ pro Minute benutzt werden kann. Man hat hierzu auf der unteren Wange des Schieberkörpers eine Skala $N$ (Pferdestärken), ferner auf der Zungenunterseite eine kurze Hilfsskala $n$ (Umdrehungen pro Minute) und eine Skala $To$, welche die Torsionsbeanspruchung der Welle in kg/cm$^2$ darstellt.

Man stellt $n$ (Hilfsskala) über $N$ und liest auf der Skala $D$ unmittelbar über der den Verhältnissen gemäß zu wählenden Drehungsbeanspruchung $To$ in kg/cm$^2$ den notwendigen Wellendurchmesser in Millimetern ab. Dabei ist reine Drehungsbeanspruchung vorausgesetzt; der abgelesene Wert muß also an Stellen, an denen die Welle noch erhebliche Beanspruchung durch Biegung, Gewichtsbelastung u. dergl. erfährt, vergrößert werden.

Die Skala $N$ geht herunter bis auf 10 PS; doch kann man sie auch gerade so gut für jedes beliebige kleinere $N$ verwenden. Hat man beispielsweise $n = 100$ über $N = 3$ PS einzustellen, so ergibt sich die gesuchte Zungeneinstellung, indem man beiderseits die zehn-, hundertmal usw. größeren Werte nimmt, also hier z. B. durch Einstellung von $n = 1000$ über $N = 30$. Man kann also auch in solchen Fällen ohne weiteres den Wert $d$ ablesen. Auch wenn die Skala $To$ nach Einstellung von $n$ über $N$ über den Schieberkörper links hinausragt, wenn also ein Durchmesser kleiner als 40 mm in Frage kommt, kann man sich in einfacher Weise helfen, indem man darauf ausgeht, den zehnfachen Wellendurchmesser abzulesen. Für die hierzu nötige Zungeneinstellung ist der Bruch:

$$\frac{n}{10^3 N} = \frac{n}{1000\,N} \quad \ldots\ldots \quad 35)$$

maßgebend. Man kann nun diesen Bruch immer auf eine solche Form bringen, daß der Zähler auf Skala $n$ und der Nenner auf Skala $N$ auffindbar sind. Mit diesen gefundenen Ziffern macht man die Zungeneinstellung und liest an der Skala $D$ senkrecht über dem gewählten Wort $To$ die zehnfache Wellenstärke in Millimetern ab.

Es sei z. B. $N = 1$ und $n = 1000$. Gleichung 35 ergibt hierfür:

$$\frac{n}{10^3 N} = \frac{1000}{1000 \cdot 1} = \frac{100}{100}$$

Man stellt also $n = 100$ über $N = 100$ und liest, wenn 120 kg/cm$_2$ Drehungsbeanspruchung für den vorliegenden Fall angemessen erscheinen, auf der Skala $D$ senkrecht über $To = 120$ die Ziffer 144 ab und hat damit den gesuchten Wellendurchmesser zu 14,4 Millimeter gefunden.

Kapitel 11.

# Beispielsammlung.

Nr. 1.

## Bestimmung des Bruttogefälles aus dem Rohgefälle.

Von der Flußstrecke, deren Wasserkraft ausgenützt werden soll, liegt ein Lageplan mit Höhenkurven wie in Fig. 22 angedeutet, vor. Das Wasser kann an der Stelle $A$ entnommen werden, und die

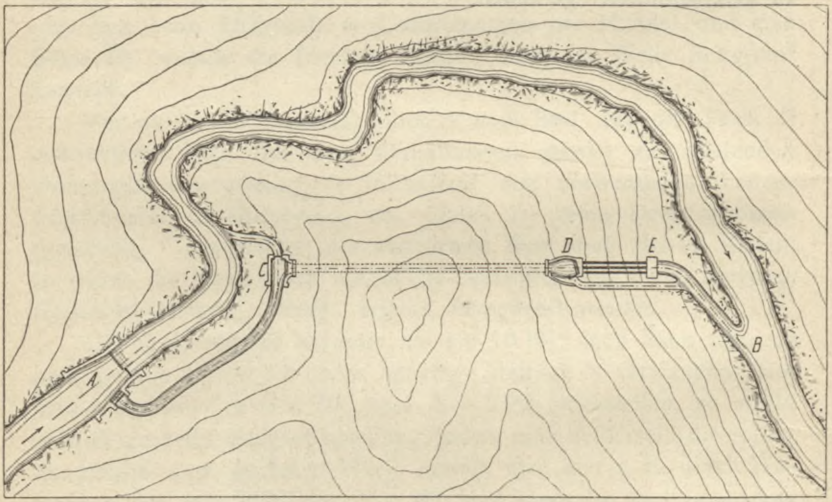



Fig. 22.
Lageplan mit Höhenkurven.

Wasserkraft soll bis $B$ ausgenutzt werden. Zwecks Fassung und Ableitung des Wassers wird bei $A$ in den Fluß ein Wehr eingebaut, und es darf dadurch der mittlere Wasserstand um 1 m gestaut werden.

Höhenkote des mittleren Wasserspiegels bei $A$ ungestaut 270 m über Normal-Null.

Höhenkote der Flußsohle bei $A$ 268,5 m über Normal-Null.

Höhenkote des mittleren Wasserspiegels bei $B$ 227 m über Normal-Null.

Höhenkote der Flußsohle bei $B$ 226 m über Normal-Null.

Die mittlere Wassermenge des Flusses, die ganz abgeleitet werden darf, ist zu 12 Kubikmetern pro Sekunde gemessen.

Unter Berücksichtigung der Aufstauung bei $A$ beträgt das Rohgefälle der Anlage:

$$271 - 227 = 44{,}0 \text{ m.}$$

Das Wasser wird zunächst soweit als möglich in einem offenen Kanal geführt, und zwar zwecks tunlichster Reduzierung der Erdarbeiten ungefähr längs einer Höhenlinie bis $C$. Da zwischen $C$ und $B$, wie die Höhenkurven erkennen lassen, ein hoher Bergrücken liegt, so muß von $C$ ab für das Wasser ein Stollen durchs Gebirge geschlagen werden, der bei $D$ wieder zutage tritt. Hier wird das Wasserschloß angelegt, von dem aus das Wasser durch Druckrohrleitungen zum Maschinengebäude $E$ und weiter durch den Unter-

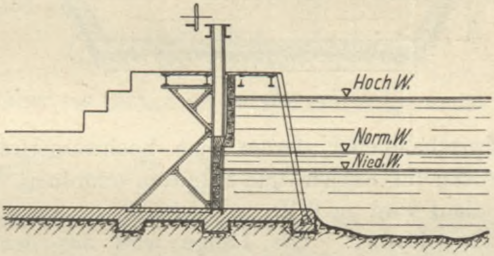



Fig. 23.
Kanaleinlauf.

wasserkanal zum Fluß bei $B$ fließt. Zu bestimmen ist das Bruttogefälle der Anlage d. h. der Abstand vom betriebsmäßigen Wasserschloßspiegel $D$ bis zum betriebsmäßigen Unterwasserspiegel $E$.

Kanaleinlauf: Durch die Aufstauung bei $A$ erhält man im Fluß eine Wassertiefe von 2,5 m. Die Kanalsohle wird um 0,5 m höher gelegt als die Flußsohle (Fig. 23); somit ist im Kanaleinlauf noch eine Wassertiefe von 2 m erreichbar. Läßt man im Einlauf 0,6 m pro Sekunde Wassergeschwindigkeit zu, so wird der notwendige Wasserquerschnitt:

$$\frac{12 \text{ m}^3/\text{s}}{0{,}6 \text{ m/s}} = 20 \text{ m}^2$$

Nach Bazin $\sqrt{\frac{2g}{\rho}} = \frac{87}{1+c\sqrt{u:F}} = \frac{87}{1+0,47\sqrt{\frac{10,48}{14}}}$



somit die Einlaufbreite gleich $\frac{20}{2} = 10$ m. Dieser Einlauf ist mit Grobrechen, Schützenanlage und Hochwasserschutzwand auszustatten. Der Grobrechen wird aus Doppel-T-Balken von 200 mm Lichtabstand zwischen den einzelnen Balken hergestellt. Es ist nun zu entscheiden, wieviel Schützen anzuordnen sind. Stellt man die Wassertiefe 2 m, genommen auf der Skala $v$, unter die Kanalbreite 10 m gleich 10000 mm, genommen auf Skala $D$, so sieht man am Zeichen $S$, daß die Schützentafel die unausführbare Bohlenstärke 500 mm haben müßte. Man versucht es nun mit Zweiteilung und stellt die Wassertiefe 2 (Skala $v$) unter die halbe Einlaufbreite 5000 mm (Skala $D$). Über $S$ erscheint nun an Skala $D$ die Bohlenstärke 250 mm, was gerade noch ausführbar ist. Man wird also im Kanaleinlauf zwei Schützen

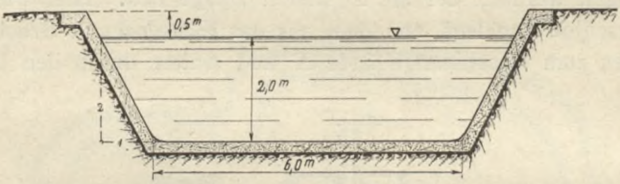



Fig. 24.

und einen Zwischenpfeiler, ferner eine hochwasserfrei angelegte Bedienungsbrücke für Rechen und Schützen anordnen. Der Druckverlust im Einlauf wird zu 0,10 m geschätzt.

Oberwasserkanal: Die Länge wird aus dem Lageplan entnommen zu 650 m.

$$L_{ka} = 650^{m} = 0,650 \text{ km}$$

Der Kanal bekommt trapezoidales Profil mit einhalbfüßiger Böschung (Fig. 24). Die Wassergeschwindigkeit kann zu 0,85 m pro Sekunde angenommen werden. Der notwendige Wasserquerschnitt für die zu transportierenden 12 000 Liter/Sek. wird mit Hilfe des Zeichens $l$ (Zungenunterseite) vom Schieber zu rund 14 Quadratmetern abgelesen. Diesem Flächeninhalt entspricht das in Fig. 24 skizzierte Profil. Hierfür hat man:

Benetzter Umfang $p = 6 + 2,24 + 2,24 = 10,48$ Meter

Profilradius $r = \frac{F}{p} = \frac{14}{10,48} = 1,34$ m

$$\sqrt{r} = 1,16$$

$w = 0,00194 \cdot 650 \frac{10,48}{14} \frac{0,85^2}{2 \cdot g} = 0,124\ m$

$\frac{87}{1+0,47\cdot 0,864} = \frac{87}{1,406} = 61,9;\quad \frac{2g}{S} = 2830$

$S_p = \frac{2g}{2830} = 0,0069$



Der Rauhigkeitsgrad $m$ wird nach der Tabelle auf Seite 56 absichtlich etwas ungünstig geschätzt zu 1,0; damit ergibt sich der Rauhigkeitskoeffizient $k$:

$$k = \frac{100\sqrt{r}}{m+\sqrt{r}} = \frac{100\cdot 1,16}{1,0+1,16} = 53,7$$ und die Spiegelsenkung $h_{\text{ka}}$ in Millimetern pro laufenden Meter Kanallänge:

$$h_{\text{ka}} = \frac{1000\cdot v_{\text{ka}}^2}{k^2\cdot r} = \frac{1000\cdot 0,85^2}{53,7^2\cdot 1,34} \cong 0,2 \text{ mm}$$

Da dieser Wert kleiner 0,5 ist, so muß eine Korrekturrechnung mit Anwendung von Gleichung 30 Seite 57 vorgenommen werden. Entnimmt man $m'$ aus Tabelle Seite 57 wieder etwas ungünstig zu

$$m' = 0,017$$

so wird $$k' = \frac{23+\frac{1}{0,017}+\frac{1,55}{0,2}}{1+\left(23+\frac{1,55}{0,2}\right)\frac{0,017}{1,16}} \cong 62$$

womit $h_{\text{ka}}$ sich zu

$$h_{\text{ka}} = \frac{1000\cdot 0,85^2}{62^2\cdot 1,34} \cong 0,14 \text{ mm}$$

ergibt, was aber zur Sicherheit auf 0,2 mm aufgerundet wird, so daß man erhält:

$$H_{\text{ka}}^{\text{meter}} = h_{\text{ka}}^{\text{mm}}\, L_{\text{ka}}^{\text{km}} = 0,2\cdot 0,650 = 0,13 \text{ m.}$$

Stolleneinlauf: Am Kanalende bei $C$ wird der Kanal erweitert und vertieft, so daß ein Sandfang entsteht, der mit Überlaufkante, Leerschütze und Leerschußkanal versehen wird.

Vor dem Stolleneinlauf wird zweckmäßig ein zweiter Grobrechen mit geringerer Maschenweite als am Kanaleinlauf angeordnet. Als Druckverlust im Stolleneinlauf ist ungefähr 0,10 m einzusetzen.

Stollen: Die Länge beträgt 900 m.

$$L_{\text{st}} = 900 \text{ m} = 0,900 \text{ km.}$$

Im Stollen kann man 1,5 m pro Sekunde Wassergeschwindigkeit zulassen. Das Querprofil hat Eiform und ist so zu entwerfen, daß der Stollen nie volläuft. Der notwendige Wasserquerschnitt ist:

$$F = \frac{12}{1,5} = 8 \ m^2,$$

was einem Profil nach Fig. 25 entspricht. Hierfür wird

$$p = 9{,}5 \text{ m}$$

$$r = \frac{F}{p} = \frac{8}{9{,}5} = 0{,}84 \text{ m}$$

$$\sqrt{r} = 0{,}92$$

Für $m$ ist hier ein besserer Wert einzusetzen als beim Kanal, weil die höhere Wassergeschwindigkeit eine Verschmutzung hintanhält. Mit

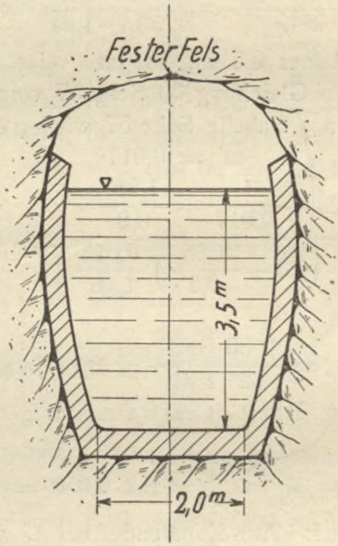



Fig. 25.
Stollenquerschnitt in tragfähigem Gebirge.

$$m = 0.5$$

wird
$$k = \frac{100 \cdot \sqrt{r}}{m + \sqrt{r}} = \frac{100 \cdot 0{,}92}{0{,}5 \cdot 0{,}92} \cong 65$$

$$h_{st} = \frac{1000 \cdot v_{st}^2}{k^2 \cdot r} = \frac{1000 \cdot 1{,}5^2}{65^2 \cdot 0{,}84} \cong 0{,}7 \text{ mm}$$

somit Spiegelsenkung im Stollen:

$$H_{st}^{\text{meter}} = h_{st}^{\text{mm}} \cdot L_{st}^{\text{km}} = 0{,}7 \cdot 0{,}900 = 0{,}63 \text{ m.}$$

Unterwasserkanal: Die Länge ist 400 m.

$$L'_k = 400 \text{ m} = 0{,}4 \text{ km.}$$

Die Wassertiefe an der Flußmündung ist nach den auf Seite 77 angegebenen Höhenkoten 1 m. Läßt man, um die Breite zu beschränken, im Unterwasserkanal eine Wassergeschwindigkeit von 1 Meter/Sek zu, so braucht das Wasser einen Austrittsquerschnitt von 12 qm gegen den Fluß, wozu bei 1 m Wassertiefe eine Breite von 12 m erforderlich ist. Da eine Vertiefung der Kanalsohle hier unter die Flußsohle nicht statthaft ist, so muß diese Breite von der Mündung $B$ bis zum Maschinenhaus $E$ beibehalten werden. Das Querprofil des Unterwasserkanals entspricht demnach Fig. 26, und man hat:

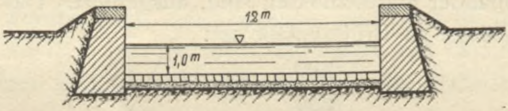



Fig. 26.

$$p = 14 \text{ m}$$

$$r = \frac{F}{p} = \frac{12}{14} = 0{,}86 \text{ m}$$

$$\sqrt{r} = 0{,}925 \text{ m.}$$

Mit $m = 1$ wird

$$k = \frac{100\sqrt{r}}{m + \sqrt{r}} = \frac{100 \cdot 0{,}925}{1 + 0{,}925} = 48$$

$$h'_{\text{ka}} = \frac{1000 \cdot v'^2_{\text{ka}}}{k^2 \cdot r} = \frac{1000 \cdot 1^2}{48^2 \cdot 0{,}86} \cong 0{,}5 \text{ mm}$$

womit der Druckverlust im Unterwasserkanal:

$$H'_{\text{ka}} = h'_{\text{ka}} \cdot L'_{\text{ka}} = 0{,}5 \cdot 0{,}4 = 0{,}20 \text{ m.}$$

Das gesuchte Bruttogefälle ergibt sich demnach wie folgt:

| | | |
|---|---|---|
| Rohgefälle: . . . . . . . . . . . . . | | 44,0 m |
| Verlust im Kanaleinlauf: . . . | 0,10 m | |
| „ „ Oberwasserkanal: . . | 0,13 „ | |
| „ „ Stolleneinlauf: . . . | 0,10 „ | |
| „ „ Stollen: . . . . . | 0,63 „ | |
| „ „ Unterwasserkanal . . | 0,20 „ | |
| Summe . . . . . . . . | | 1,16 m |
| Bruttogefälle . . . . . | | 42,84 m |

somit Wirkungsgrad von Oberwasserkanal, Stollen und Unterwasserkanal zusammen im vorliegenden Fall:

$$100\,\frac{\text{Bruttogefälle}}{\text{Rohgefälle}} = 100 \cdot \frac{42{,}84}{44} = 97{,}5\ \%.$$

$\frac{0,3}{0,212} = 1,41$ m/Sek | $\frac{0,025 \cdot 2,64^2}{0,38 \cdot 2g} = 23,3$



## Nr. 2.

## Bestimmung des Nettogefälles aus dem Bruttogefälle.

Eine Turbinenanlage empfängt ihr Wasser aus einem Wasserschloß durch eine Rohrleitung von 900 m Länge. Der betriebsmäßige Höhenunterschied zwischen Wasserschloßspiegel und Unterwasserspiegel am Maschinenhaus, d. h. das Bruttogefälle der Anlage, beträgt 250 m, die gesamte Wassermenge 300 l pro Sekunde. Die Rohrleitung wird in 5 Durchmesserzonen, die mittels konischer Schüsse aneinander angeschlossen sind, ausgeführt. Das Verhältnis von Leitungslänge zu Bruttogefälle ist:

$$\frac{900}{250} = 3{,}6.$$

Entsprechend den Angaben Seite 49 wird die Rohrleitung mit einer mittleren Wassergeschwindigkeit von ca. 2 m pro Sekunde projektiert. Nach Einstellung des Winkelstrichs der Skala $v$ auf 300 Liter/Sek liest man auf der Skala $D$ bei $v = 2$ den mittleren lichten Durchmesser zu

$$D_{ro} = 437 \text{ mm} = \text{rund } 440 \text{ mm}$$

ab. Mit dieser Lichtweite ist die mittlere, d. h. die dritte Zone auszuführen. In den anschließenden Durchmesserzonen wächst der lichte Durchmesser gegen das Wasserschloß und nimmt ab gegen das Maschinenhaus, und zwar soll die Durchmesserdifferenz in der ersten Richtung 40 mm und in der zweiten Richtung 30 mm betragen. Die Lichtweiten der 5 Zonen sind demnach der Reihe nach vom Wasserschloß gegen das Maschinenhaus: 520, 480, 440, 410 und 380 mm. Die Länge jeder Zone ist 180 m. In der Rohrleitung kommen vom Wasserschloß an bis zum Absperrorgan vor den Turbinen insgesamt 6 Krümmer vor, deren Ablenkungswinkel zusammen die Summe von 340° ergeben. Wie groß ist das Nettogefälle $H$, welches für die Projektierung der Turbinenanlage in Rechnung zu stellen ist?

Man macht zunächst die auf Seite 10 erwähnte Voruntersuchung, um zu entscheiden, welches Turbinensystem in Frage kommt. Stellt man das Bruttogefälle 250 m (Hauptskala $H$) über $\Sigma Q = 300$ l/s, so erkennt man sofort, daß für die Wasserkraftanlage das Francissystem der hohen Drehzahlen wegen ausscheidet und nur das Peltonsystem in Frage kommt. Man hat also die Sachlage

$k = \frac{100 \cdot \sqrt{0,52}}{2 \cdot \sqrt{0,25} \cdot \sqrt{0,52}} = \frac{72}{1,23} = 58,7$, $\lambda = \frac{64}{\pi^2 \cdot 58,7^2} = 0,0019$

$h = \frac{0,0019 \cdot 0,3^2}{0,52^5} = 4,5$ mm

$h_{ro} = \xi \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{0,025}{0,52} \cdot \frac{1,41^2}{2g} = 0,00488\ m = 4,88\ mm$



von Fig. 8 Seite 9 und muß außer den gewöhnlichen Druckverlusten auch noch das Freihängen der Turbinen berücksichtigen.

Der Druckverlust durch Rohrreibung muß für jede einzelne Zone auf Grund ihrer Wassergeschwindigkeit und Länge bestimmt werden. Eine Berechnung auf Grund der mittleren Wassergeschwindigkeit und der Gesamtlänge der Leitung würde im allgemeinen ein falsches Ergebnis liefern. Die verschiedenen Wassergeschwindigkeiten ermitteln sich in bekannter Weise mittels der Skalen $Q, v, D$. Die Druckverluste $h_{ro}$ Millimeter Wassersäule pro laufenden Meter Rohrlänge werden nach den Angaben von Seite 36 mit Hilfe der Skalen $D, Ro, Q, v$ vom Schieber abgelesen und daraus die Werte $H_{ro}$ und deren Summe $\Sigma H_{ro}$ wie in folgender Tabelle angegeben berechnet.

| | | $D_{ro}$ mm | Wassergeschwindigkeit $v$ m/s | $h_{ro}$ mm | $L_{ro}$ km pro Zone | $H_{ro}$ Meter Gefällsverlust |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Wasserschloß | | | | | | |
| $\downarrow Q_{ro} = 300$ l/s | 1. Zone | 520 | 1,41 | 4.5 | 0,18 | 0,81 |
| | 2. Zone | 480 | 1,66 | 6,8 | 0,18 | 1,23 |
| | 3. Zone | 440 | 1,98 | 11 | 0,18 | 1,98 |
| | 4. Zone | 410 | 2,28 | 16 | 0,18 | 2,9 |
| | 5. Zone | 380 | 2,64 | 24 | 0,18 | 4,3 |
| Maschinenhaus | | | | | | |
| | | | | | | $\Sigma H_{ro} = 11,22$ m |

Die Summe der Rohrreibungsverluste beträgt demnach ungefähr 11,22 m. Dazu kommt der Krümmungsverlust $H_{kr}$ Meter, der sich für die gesamte Ablenkung von 340° nach Gleichung 15 Seite 37 berechnet zu

$$H_{kr} = \frac{340}{1000} = 0,34 \text{ m}.$$

Das Freihängen, das naturgemäß möglichst klein gemacht werden muß, richtet sich nach den Schwankungen des Unterwasserspiegels und nach örtlichen Verhältnissen. Es wird für den vorliegenden Fall geschätzt zu 1,5 m. Für den Druckverlust im Rechen, Rohreinlauf und Absperrorgan ist schätzungsweise 0,4 m einzusetzen, so daß die Summe der Druckverluste und das Nettogefälle sich wie folgt gestaltet:

$\lambda = \frac{0,0045 \cdot 0,52^5}{0,3^2} = 0,0019$; $k = \sqrt{\frac{64}{\pi^2 \cdot 0,0019}} = \sqrt{3416} = 58,4$

$D_1 = 1,850 \cdot 527 \cdot 0,870$ m $\quad 0,107$ m $= \frac{0,278}{3 \cdot 0,87}$

$D_1 = 1,35 \cdot 0,527 = 0,715$ m



| | | |
|---|---|---|
| Bruttogefälle: . . . . . . . . . . . . | | 250,00 m |
| Verlust durch Rohrreibung . . | 11,22 m | |
| „ „ Krümmung . . | 0,34 „ | |
| „ „ Freihängen . . | 1,50 „ | |
| „ „ Rechen, Rohreinlauf und Absperrschieber | 0,40 „ | |
| Summe der Verluste . . | | 13,46 m |
| Nettogefälle $H =$ . . . | | 236,54 m |

Der Wirkungsgrad von Rohrleitung und Wasserschloß zusammen ergibt sich im vorliegenden Fall zu:

$$100 \frac{\text{Nettogefälle}}{\text{Bruttogefälle}} = 100 \frac{236,54}{250} = \text{rund } 94,5\ \%.$$

Für die Bestimmung des Schwungmassenbedarfs der an die vorstehend projektierte Rohrleitung angeschlossenen Turbinen ist die mittlere Wassergeschwindigkeit, also $v = 1,98$ m/s maßgebend.

Bemerkung.

In der gleichen Weise, wie in Beispiel Nr. 1 und Nr. 2 wird bei jedem Turbinenprojekt aus dem Rohgefälle das Bruttogefälle und aus dem Bruttogefälle das Nettogefälle berechnet. In den weiteren Beispielen wird daher von jetzt ab das Nettogefälle als bekannt angenommen.

Nr. 3.

## Projektierung und Dimensionierung einer Francisturbine.

Es soll eine Turbine gebaut werden für eine Wassermenge $Q = 2150$ l/s. Das Nettogefälle $H$ ist zu 60 m bestimmt worden. Die Umdrehungszahl pro Minute soll 500 betragen. Gewünscht ist Aufschluß über System, Leistung und Abmessungen der Turbine.

Man sucht auf der Skala $Q$ die Zahl 2150 auf, schiebt die Zahl 60 der Hauptskala $H$ darüber und geht bei $n = 500$ (Hauptskala) in die Systembilder ein. Die Vertikale durch $n$ schneidet das Francisbild im großen Stern des ersten Zuges. Man wird demnach eine Francisturbine mit einem Laufrad bauen; der Wirkungsgrad ist bei Vollast-Bauart ca. 83 %, also die Leistung ab Turbinenwelle

$$N = \frac{2150 \cdot 60}{100} \cdot \frac{83}{75} = 1425 \text{ PS}.$$

$c_m = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \varphi} = \frac{2,15}{\pi \cdot 0,85 \cdot 0,12 \cdot 0,9} = 7,47$ m/sk

$c_m' = 1,5 \sqrt{h} = 1,5 \sqrt{60} = 11,6$ m/sk

$n_a = \frac{500\sqrt{1425}}{60\sqrt[4]{60}} = \frac{500 \cdot 37,8}{60 \cdot 2,78} = 114$. $\Delta_1 = \frac{2,15}{\sqrt[4]{60}} = 0,278$



Nun schiebt man $n = 500$ über die Stelle 60 der Skala $Q$ und liest senkrecht über dem großen Stern des Francishilfsbildes

$$D_1 = 850 \text{ mm ab.}$$

$\sqrt{0,278} = 0,527$

Aus dem Francisdiagramm auf Tafel III entnimmt man — wieder am großen Stern —

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{1}{7} \qquad \mathfrak{D}_s = 0,79.$$

$n_1 = 0,65$

Damit wird die Eintrittsbreite

$$b_1 = \frac{850}{7} \doteqdot 120 \text{ mm}$$

$u_e = \frac{n \cdot \pi D_1}{60} = \frac{500 \cdot \pi \cdot 0,85}{60} = 22,3$ m/h

und der Saugrohrdurchmesser unmittelbar hinter dem Laufrad

$$D_s = 0,79 \cdot 850 = 670 \text{ mm.}$$

$\sqrt{2g\mathcal{H}} = \sqrt{2g \cdot 60} = \sqrt{1177} = 34,3$; $u_e = 34,3 \cdot 0,65 = 22,3$

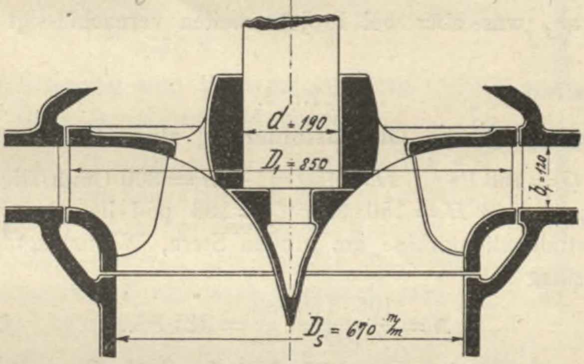



Fig. 27.
Francisturbine mit einem Laufrad.

Den gleichen Wert $D_s$ liest man auch auf Skala $D$ am großen Punkt des Zeichens $Sg$ (Zungenunterseite) ab, nachdem man den Wert $H = 60$ der Hilfsskala $H$ über $Q = 2150$ eingestellt hat. Die Fig. 27 zeigt den Achsialschnitt, der durch diese Maße festgelegten Turbine.

Läßt man am Laufradsitz in der Turbinenwelle eine Drehungsbeanspruchung von 150 kg/cm² zu, so liest man vom Holzschieber auf der Skala $D$ senkrecht über $To = 150$ nach Einstellung von $n$ (Hilfsskala) $= 500$ über $N = 1425$, die notwendige Wellenstärke $d$ am Laufradsitz zu 190 mm ab.

Dolly: $d = \frac{500\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{h^3}} = \frac{500 \cdot 1,465}{21,5} = 34,1$

$D_1 = 1,35 \frac{1,465}{2,78} = 0,712$ m $\quad b_e = 0,13 \cdot 0,712 = 0,09$ m

Wenn die Turbine mit durchgehender Welle ausgeführt werden würde, so müßte $D_s$ um etwa 30 mm vergrößert werden, um die Raumversperrung, welche die Turbinenwelle im Saugrohr verursacht, auszugleichen. Auf den Charakter der Schaufelung hätte das aber keinen Einfluß.

Baut man im vorliegenden Fall eine Dreiviertellastturbine, so gilt die Wirkungsgradangabe 83 % für die dreiviertelbeaufschlagte Turbine. Bei voller Leitschaufelöffnung ist der Wirkungsgrad dann etwa noch 80 % und demnach die in Rechnung zu setzende Leistung bei voller Beaufschlagung:

$$\frac{2150 \cdot 60}{100} \cdot \frac{80}{75} = 1375 \text{ PS.}$$

Laufrad und Leitapparat der Dreiviertellastturbine weichen in den Dimensionen und Schaufelformen ein wenig von der Vollastturbine ab, was aber bei Projektarbeiten vernachlässigt werden kann.

Nr. 4.

## Projektierung und Dimensionierung einer Peltonturbine.

$Q = 196$ l/s $\qquad H = 150$ m $\qquad n = 300$ Umdr/Min.

Man schiebt $H = 150$ über $Q = 196$ und liest bei $n = 300$ ab: Einstrahlpeltonturbine am großen Stern, Wirkungsgrad 83 %, also Leistung

$$N = \frac{196 \cdot 150}{100} \cdot \frac{83}{75} = 325 \text{ PS.}$$

Mit $n = 300$ über der Ziffer 150 der Skala $Q$ erscheint über dem großen Stern des Peltonhilfsbilds

$$D_1 = 1600 \text{ mm}$$

und aus den Diagrammkurven Tafel II entnimmt man — wieder am großen Stern —

$$\mathfrak{H} = \frac{1}{6{,}2} \qquad \mathfrak{B} = \frac{1}{8{,}4}$$

damit ergeben sich die Schaufeldimensionen (Tafel II)

$$h = \frac{1}{6{,}2}\, 1600 = 260 \text{ mm} \qquad b = \frac{1}{8{,}4}\, 1600 = 190 \text{ mm.}$$

Der Mündungsdurchmesser $d_1$ bei runder Düse wird am Zeichen *Dü* (Zungenunterseite) abgelesen nach Einstellung von $H = 150$ m (Hilfsskala) über $Q = 196$ l/s zu

$$d_1 = 71 \text{ mm.}$$

Will man statt dieser runden Düse eine rechteckige anwenden, so benutzt man das Spezialzeichen für Kreisinhalte auf der Zungenoberseite und liest ab

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cong 4000 \text{ mm}^2.$$

Die Seitenlängen der rechteckigen Düse lassen sich nun ohne Schwierigkeiten so bestimmen, daß dieser Austrittsquerschnitt vorhanden ist.

Den gleichen Düsendurchmesser wie oben erhält man bei Benutzung der Dimensionsziffer $\mathfrak{d}_1$ (Tafel II). Fig. 28 stellt das Laufrad dieser Turbine dar.

Mit $k_d = 120$ kg/cm² liest man die Wellenstärke am Lager zu $148 =$ rund 150 mm ab.

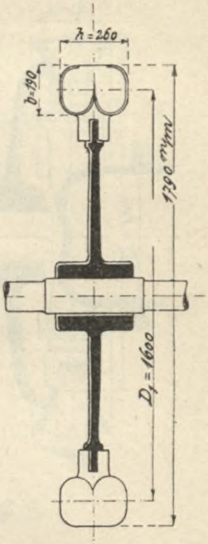



Fig. 28.
Peltonturbine.

## Nr. 5.

## Projektierung und Dimensionierung einer Schwamkrugturbine.

$Q = 200$ l/s $H = 120$ m $n = 750$ Umdr/Min.

Nach Einstellung von $H$ über $Q$ zeigt sich, daß der Strich des Läufers bei $n = 750$ im Peltonbild erst von drei Strahlen an aufwärts brauchbare Systemlagen schneidet; man hätte also hier eine Peltonturbine mit mindestens drei Düsen; im Bild der innern Freistrahlturbine trifft man auf die Schwamkrugturbine mit drei Einläufen. In Beziehung auf Wirkungsgrad sind diese beiden Maschinen einander annähernd gleich, doch kann man hier der Schwamkrugturbine mit drei Einläufen den Vorzug geben, weil man ein Peltonlaufrad nicht gern mit mehr als zwei Strahlen beaufschlagt.

Für die Schwamkrugturbine hat man mit 78 % Wirkungsgrad eine Leistung von

$$N = \frac{200 \cdot 120}{100} \cdot \frac{78}{75} = 250 \text{ PS}.$$

Nach Einstellung von 750 auf der Skala $n$ über 120 auf der Skala $Q$ ergibt sich durch sinngemäßes Eingehen in das Hilfsbild J der Eintrittsdurchmesser

$$D_1 = 590 \text{ mm}.$$

Nun wird die Systemlage der Turbine vom Systemzug „Schwamkrug 3 Einläufe“ mit dem Zirkel entnommen, in das Diagramm auf Tafel II übertragen und dort abgelesen

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{1}{10{,}3} \qquad \mathfrak{B}_2 = \frac{1}{49} \qquad \mathfrak{H} = \frac{1}{7{,}6}$$

$$\alpha_1 = 24^0$$

und damit werden die Dimensionen:

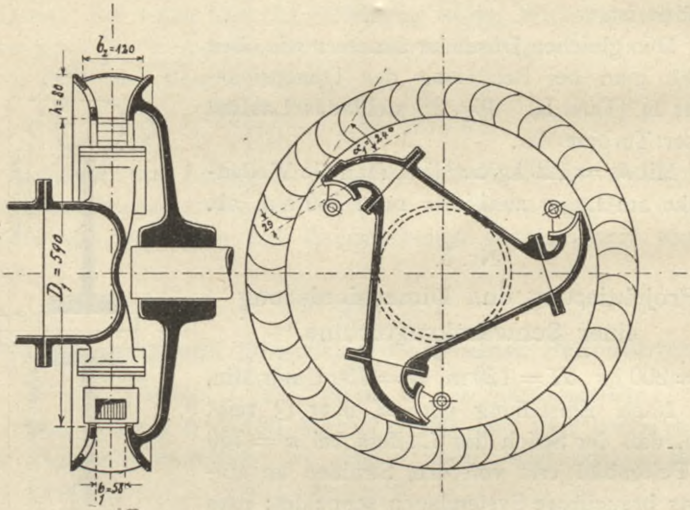



Fig. 29.
Schwamkrugturbine mit drei Einläufen.

$$\text{Düsenbreite } b_1 = \frac{590}{10{,}3} = 58 \text{ mm} \quad b_2 = \frac{590}{4{,}9} = 120 \text{ mm}$$

$$h = \frac{590}{7{,}6} = 78 \text{ mm} \cong 80 \text{ mm}.$$

Die lichte Austrittshöhe der Düse wird

$$\frac{b_1}{2} = 29 \text{ mm zirka.}$$

In Fig. 29 ist die mit diesen Maßen festgelegte Turbine skizziert.

Nr. 6.

## Projektierung und Dimensionierung einer Verbundturbine.

Gegeben: $Q = 1500$ l pro Sekunde
$H = 140$ m
$n = 500$ Umdr/Min.

Man stellt $H$ über $Q$ und schiebt den Läuferstrich auf $n = 500$. Man erkennt sofort, daß die im Francisbild sich darbietende einfache Francisturbine in Anbetracht der bedeutenden Größe der Maschine — ca. 2200 PS — wegen zu ungünstiger Systemlage nicht verwendbar ist. Im Peltonbild zeigt sich, daß die Peltonturbine erst bei Anordnung von etwa sechs Strahlen brauchbar würde.

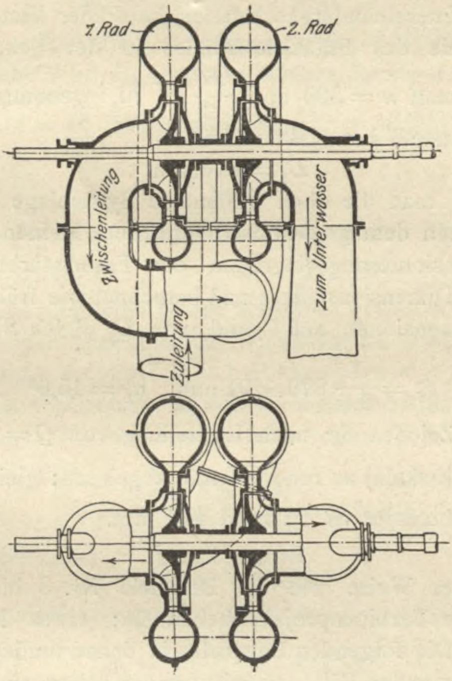



Fig. 30.
Verbundturbine.

Eine solche Maschine baut man aber heutzutage nicht mehr. Die Schwamkrugturbine mit drei Einläufen versagt hier ebenfalls und die innere Freistrahlturbine, welche mit Beaufschlagung auf einem größeren zusammenhängenden Bogen wohl zulässig wäre, genügt den modernen Ansprüchen an Regulierfähigkeit nicht. Es bleibt demnach nur die Verbundturbine übrig, deren Systemzug, wie der Schieber zeigt, in ganz günstiger Lage — ungefähr Mitte zwischen großem Stern und kleinem unterem Stern — vom Läuferstrich geschnitten wird. Man wird also eine Verbundturbine bauen. Eine schematische Darstellung der Verbundturbine ist in Fig. 30[1]) gegeben. Man erkennt aus dieser Figur, wie das Betriebswasser zunächst in das Spiralgehäuse links eintritt und das Laufrad links durchströmt, wie es hierauf durch die Zwischenleitung dem Spiralgehäuse rechts zugeführt wird und wie es nach Passieren des Laufrades rechts ins Unterwasser abfließt. Den Laufraddurchmesser $D_1$ der beiden hintereinandergeschalteten Laufräder liest man an der Skala $D$ mittels des Francishilfsbildes in der bekannten Weise ab, nachdem man $n = 500$ über $\frac{H}{2} = 70$, genommen auf der Skala $Q$, eingestellt hat. Man erhält

$$D_1 = 870 \text{ mm}.$$

Nun überträgt man die oben gefundene Systemlage der Verbundturbine zwischen dem großen Stern und dem kleinen unteren Stern in das Dimensionierungsdiagramm der Francisturbine, Tafel III, entnimmt die Dimensionsziffern und berechnet wie früher angegeben die Laufraddimensionen auf Grund von $D_1$ gleich 870 mm. Man erhält

$$b_1 = \frac{1}{9,6}\,870 \cong 91 \text{ mm} \qquad \alpha_1 = 15,6^0$$

$D_s$ wird am Zeichen $Sg$ nach Einstellung von $Q = 1500$ l/s über $\frac{H}{2} = 70$ m (Hilfsskala) zu rund 550 mm abgelesen; gleichzeitig ergibt sich der Durchmesser $Sp$ zu rund 450 mm.

Bemerkung.

In gleicher Weise wie die Beispiele Nr. 3 bis 6 läßt sich jedes beliebige Turbinenprojekt behandeln; etwas Neues kommt nicht hinzu. Die folgenden Beispiele, in denen tunlichst alle in der Praxis vorkommenden Fälle gestreift werden sollen, sind daher etwas kürzer gehalten.

## Nr. 7.

## Wahl der Turbinenart bei gegebener Drehzahl.

$$Q = 20\,000 \text{ l/s} \qquad H = 40 \text{ m} \qquad n = 145 \text{ Umdr/Min.}$$

Die Ablesung nach Einstellung der Zunge zeigt, daß man hier die Wahl hat zwischen einfacher und Zwillingsfrancisturbine; sie

[1]) Die Figur ist mit Genehmigung von Geh. Baurat Prof. Pfarr, Darmstadt, aus der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure entnommen.

sind beide im Wirkungsgrad gleich; aus konstruktiven Gründen verdient aber die Zwillingsturbine den Vorzug. Wirkungsgrad 82 %, Leistung bei Vollastbauart

$$N = \frac{20\,000 \cdot 40}{100} \; \frac{82}{75} = 8750 \text{ PS}$$

$$D_1 = 2300 \text{ mm}$$

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{1}{8{,}5} \qquad \mathfrak{D}_s = 0{,}70$$

$$b_1 = 270 \text{ mm} \qquad D_{s/\text{pro Laufrad}} \cong 1600 \text{ mm}.$$

Der gleiche Wert $D_s$ wird am Zeichen $Sg$ abgelesen, nach Einstellung von $H = 40$ (Hilfsskala) über $\frac{Q}{2} = 10\,000$ l/s.

Nr. 8.

## Wahl der Turbinenart bei gegebener Drehzahl.

$Q = 5500$ l/s $\quad H = 5{,}5$ m $\quad n = 200$ Umdr/Min.

Es soll eine möglichst billige Maschine gebaut werden, die aber immer noch einen annehmbaren Wirkungsgrad ergibt.

Einstellung von $H$ über $Q$ und Ablesung bei $n = 200$: Vierfache Francisturbine, Systemlage am oberen kleinen Stern; Wirkungsgrad bei Vollastbauart 79, bei Dreiviertellastbauart 77 %; Leistung bei Dreiviertellastbauart

$$N = \frac{5500 \cdot 5{,}5}{100} \; \frac{77}{75} = 312 \text{ PS}$$

$D_1$ wird abgelesen zu

$$D_1 = 760 \text{ mm}.$$

Das Francisdiagramm gibt die Dimensionsziffern

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{1}{4{,}5} \qquad \mathfrak{D}_s = 1{,}27$$

$$\text{somit } b_1 = \frac{760}{4{,}5} = 170 \text{ mm} \qquad D_s = 1{,}27 \cdot 760 = 965 \text{ mm}.$$

Die Schieberablesung am Zeichen $Sg$ nach Einstellung der Hilfsskala $H$ über $\frac{Q}{4} = 1375$ l/s gibt den gleichen Wert $D_s$.

Nr. 9.

## Wahl der Turbinenart bei gegebener Drehzahl.

$Q = 75$ l/s $\quad H = 350$ m $\quad n = 120$

Die Maschine dient zum Betrieb eines Luftkompressors.

Ablesung auf eingestelltem Schieber: Einstrahlpeltonturbine an der untern Grenze; Wirkungsgrad 75 %; Leistung:

$$N = \frac{75 \cdot 350}{100} = 263 \text{ PS.}$$

Der Durchmesser $D_1$ wird abgelesen zu

$$D_1 = 5700 \text{ mm.}$$

Bei diesem großen Durchmesser liegt es nahe, das Peltonlaufrad zugleich als Schwungrad auszubauen. Die Umfangsgeschwindigkeit am Kreis $D_1$ wird mit Hilfe des Durchmesserzeichens auf der Zungenoberseite vom Schieber zu 35,9 m pro Sekunde abgelesen. Demnach wird die Umfangsgeschwindigkeit des die Schaufeln tragenden Schwungringes gerade passend für gute Ausnutzung des Schwungmaterials bei Verwendung von Gußeisen.

Die Dimensionsziffern sind

$$\mathfrak{H} = \frac{1}{46} \qquad \mathfrak{B} = \frac{1}{61}$$

somit die Schaufeldimensionen

$$h = 124 \text{ mm} \qquad b = 93{,}5 \text{ mm.}$$

Der Düsendurchmesser wird in der bekannten Weise, aber dieses Mal am Hilfszeichen $10 D\ddot{u}$, abgelesen zu

$$d_1 = 35{,}2 \text{ mm.}$$

Nr. 10.

## Wahl der Drehzahl.

Gegeben $Q$ und $H$, gewünscht Auskunft über zweckmäßige Drehzahl.

$$Q = 10\,000 \text{ l/s} \qquad H = 3{,}2 \text{ m.}$$

Die Turbine soll eine Transmission mit 180 Umdrehungen pro Minute antreiben und soll möglichst billig und einfach werden.

Man stellt $H$ über $Q$ und sieht nun sofort, daß nur das Francissystem in Betracht kommt, und zwar nur mit niederen Umgangszahlen. Es ist unmöglich, mit der Turbinenwelle die Drehzahl der Transmission zu erreichen. Man muß also zwischen Turbine und Transmission eine Geschwindigkeitsübersetzung einschalten, deren Verhältnis zunächst zu bestimmen ist. Mit Verhältnis 1 : 2 müßte die Turbinenwelle 90 Umdrehungen machen. Will man im Sterngebiet bleiben, so müßte man, wie der Schieber zeigt, hierzu eine vierfache Turbine bauen. Die Übersetzung 1:3 macht eine Zwillingsfrancisturbine mit 60 Umdrehungen nötig, und bei der Übersetzung 1:4 genügt eine einfache Francisturbine mit 45 Umdrehungen.

Diese letztere Variante ist die einfachste und billigste und empfiehlt sich deshalb für die Ausführung.

Mit 79 % Wirkungsgrad bei Vollastbauart ergibt sich eine Leistung von

$$N = \frac{10\,000 \cdot 3{,}2}{100} \cdot \frac{79}{75} = 340 \text{ PS}$$

und die Abmessungen der Turbine sind

$$D_1 = 2500 \text{ mm}$$

$$\mathfrak{B}_1 = \frac{1}{4{,}5} \quad b_1 = 555 \text{ mm}$$

$\mathfrak{D}_s = 1{,}22$ $D_s = 3050$ (Der gleiche Betrag wird am Zeichen $Sg$ abgelesen.)

## Nr. 11.

## Wahl der Drehzahl.

Gegeben $Q = 1000$ l/s, $H = 120$ m. Es soll untersucht werden, wie sich Drehzahl und Maschinengröße verhalten vom oberen Ende des Einlaufrad-Franciszuges bis zum unteren Ende des Einstrahl-Peltonzuges.

Es ist zunächst zu bemerken, daß die Francisturbine wegen des hohen Gefälles erst vom großen Stern aus abwärts ausführbar wird. Da aber die nachfolgenden Betrachtungen noch einen allgemeinen Zweck verfolgen, so wird die Francisturbine an der oberen Grenze in die Untersuchung und in die Darstellung der Ergebnisse aufgenommen, obgleich sie nicht ausführbar ist.

Unter Benutzung von Schieber und Dimensionierungsdiagrammen ergibt sich folgendes:

| Einfache Francisturbine | $n$ | $D_1$ mm | $D_s$ mm | $\mathfrak{B}_1$ | $b_1$ mm |
|---|---|---|---|---|---|
| Obere Grenze (nicht ausführbar) | 3800 | 225 | 360 | $\frac{1}{4}$ | 56 |
| Großer Stern . . . . . . . | 1230 | 490 | 388 | $\frac{1}{7}$ | 70 |
| Untere Grenze . . . . . . . | 436 | 1150 | 393 | $\frac{1}{30}$ | 39 |

| Einstrahlpeltonturbine | $n$ | $D_1$ mm | $d_1$ mm | $\mathfrak{H}$ | $\mathfrak{B}$ | $h$ mm | $b$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Obere Grenze . . | 290 | 1560 | 168 | $\frac{1}{2,6}$ | $\frac{1}{3,5}$ | 600 | 450 |
| Großer Stern . . | 113 | 3780 | 168 | $\frac{1}{6,25}$ | $\frac{1}{8,3}$ | 600 | 450 |
| Kleiner unterer Stern | 47 | 8800 | 168 | $\frac{1}{14,5}$ | $\frac{1}{19,5}$ | 600 | 450 |
| Untere Grenze . . | 14,5 | 27400 | 168 | $\frac{1}{46}$ | $\frac{1}{61}$ | 600 | 450 |

Entsprechend dem Umstand, daß es sich beim Peltonsystem immer um Turbinen mit dem gleichen Wasserstrahl handelt, gibt die Tafel II hier durchweg die gleichen äußeren Schaufelabmessungen, auch die Kurve $\mathfrak{d}_1$ führt durchweg auf die gleiche Düsenlichtweite.

Die vorstehenden Rechnungsergebnisse sind in Tafel IV graphisch dargestellt. Die auf dieser Tafel zum Ausdruck gebrachten Größenverhältnisse gelten aber nicht nur für den vorliegenden Fall, sondern allgemein für jede beliebige Kombination von $Q$ und $H$. Die Tafel zeigt, wie sich die Turbinensysteme und die einzelnen Systemlagen zueinander verhalten. Man erkennt daraus, in welch hohem Maße Größe und Gewicht und damit auch bis zu einem gewissen Grade der Preis der Turbine für ein gegebenes $(Q, H)$ von der Wahl der Drehzahl abhängen. Man sieht z. B., daß die Peltonturbine gegenüber der Francisturbine eine Maschine mit außerordentlicher Materialverschwendung ist. Man wird deshalb solange als möglich Francisturbinen bauen und erst, wenn die Francisturbine wegen zu hoher Drehzahl versagt, zum Peltonsystem greifen. Damit bleibt aber für die mit dem Vorzug großer Einfachheit ausgestattete Peltonturbine noch genug zu tun übrig, und sie steht auch in Beziehung auf Häufigkeit der Anwendung der Francisturbine nicht nach.

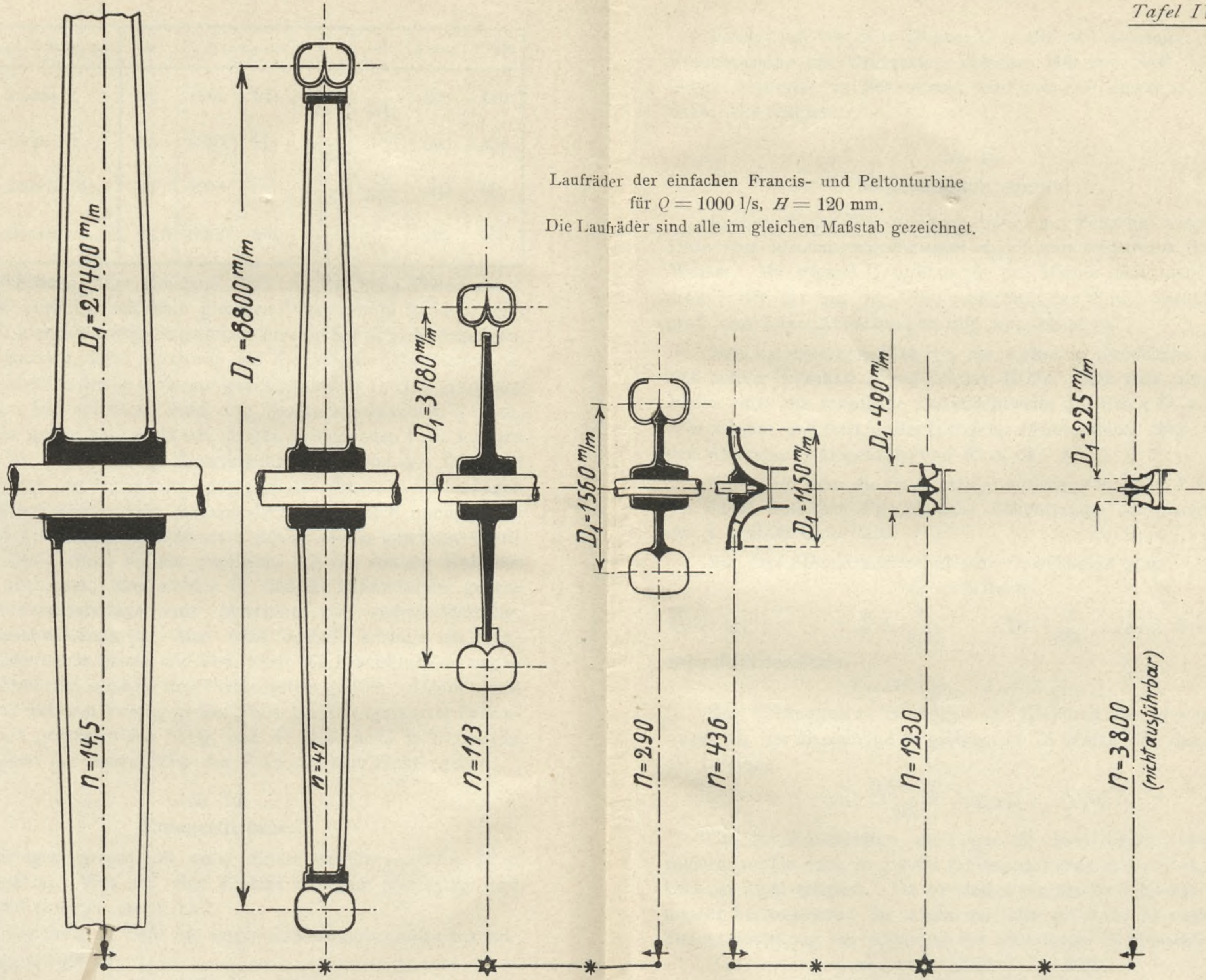
## Nr. 12.
## Erregerturbine.

Ein Erregeraggregat soll unter einem Gefälle von $H = 28$ m 70 Kw abgeben. Was für eine Turbine ist dazu notwendig und wieviel Umdrehungen macht sie?

Nach Gleichung 4, Seite 14, ergibt sich die notwendige sekundliche Wassermenge zu

$$Q = 160 \frac{70}{28} = 400 \text{ l/s}.$$

Laufräder der einfachen Francis- und Peltonturbine
für $Q = 1000$ l/s, $H = 120$ mm.
Die Laufräder sind alle im gleichen Maßstab gezeichnet.




Peltonturbine.

Francisturbine.

Einstellung von $H = 28$ über $Q = 400$ gibt Ablesung: Einfache Francisturbine mit Drehzahlen zwischen 500 und 1000. Um eine billige Maschine zu bekommen, wird $n = 800$ gewählt. $D_1$ wird dabei 375 Millimeter.

## Nr. 13.
## Wasserleitungsmotor.

Eine städtische Wasserleitung liefert aus einer gut ausgeführten Düse vom Mündungsdurchmesser $d_0 = 5$ mm sekundlich 0,45 Liter Wasser. Mit wieviel Umdrehungen pro Minute läuft der Wassermotor, der den aus der Düse ausströmenden Strahl ausnützt, wie groß sind seine Abmessungen und was leistet er?

Man hat hier $Q = 0{,}45$ l/s; die wirksame Druckhöhe $H$ ergibt sich mittels Hilfsskala $H$ und Zeichen $10\,D\ddot{u}$. Man stellt das Zeichen $10\,D\ddot{u}$ unter die zehnfache Düsenlichtweite auf Skala $D$, also unter $D = 50$ mm, und liest an der Hilfsskala $H$ unmittelbar über $Q = 0{,}45$ das wirksame Nettogefälle $H$ zu 32 m ab.

Nun kann man die Systembilder konsultieren; nach Einstellung der Zunge liest man ab: Einfache Peltonturbine am großen Stern mit $n = 2000$ Umdr/Min.

Für den Strahlkreisdurchmesser $D_1$ bekommt man

$$D_1 = 110 \text{ mm}$$

ferner ist $\mathfrak{H} = \frac{1}{6{,}3}$ $\mathfrak{B} = \frac{1}{8{,}3}$, damit werden die Schaufeldimensionen

$$h = 18 \text{ mm} \qquad b = 14 \text{ mm}.$$

Der Wirkungsgrad ist wegen der Kleinheit der Maschine geringer als das Systembild angibt, etwa 75 % statt 83, damit wird die Leistung

$$N = \frac{0{,}45 \cdot 32}{100} = 0{,}144 = \frac{1}{7} \text{ PS}.$$

Um die Wellenstärke am Lager für diese kleine Turbine abzulesen, müßte man $n = 2000$ (Hilfsskala) über $N = 0{,}144$ stellen. Dies ist nicht möglich. Da zweifellos ein ziemlich kleiner Durchmesser herauskommt, so macht man die auf Seite 74 angegebene Zungeneinstellung zur Ablesung der zehnfachen Wellenstärke:

$$\frac{n}{10^3 N} = \frac{2000}{1000 \cdot 0{,}144} = \frac{200}{14{,}4}$$

Mit $n = 200$ über $N = 14{,}4$ liest man bei 100 kg/cm² Torsionsbeanspruchung an Skala $D$ die Ziffer 64 ab. Der notwendige Wellendurchmesser beträgt demnach 6,4 mm.

Nr. 14.

## Verhalten einer Turbine bei Änderung des Gefälles.

Eine einfache Francisturbine ist gebaut

für ein mittleres $Q_n = 5000$ l/s,
" " " $H_n = 2{,}5$ m,
" " normales $n_n = 60$ Umdr/Min.

Die Prüfung auf dem Schieber ergibt für die Turbine eine Systemlage nahe beim oberen kleinen Stern. Der Wirkungsgrad beträgt demnach für Vollastbauart und Vollbeaufschlagung ca. 79 % und die Normalleistung $N_n$ beträgt

$$N_n = \frac{5000 \cdot 2{,}5}{100} \cdot \frac{79}{75} = \text{rund } 132 \text{ PS}.$$

Bei Hochwasser sinkt das Nettogefälle auf 2 m, bei Niederwasser steigt es auf 3,2 m.

Auf welche Drehzahlen ist die Turbine einzustellen, damit die Ausnutzung des Wassers in der Hoch- und Niederwasserperiode eine möglichst gute ist. Wie ändern sich hierbei Schluckfähigkeit und Leistung der voll beaufschlagten Turbine.

Die zu untersuchenden Größen seien für die Hochwasserzeit bezeichnet mit $H_0$, $n_0$, $Q_0$, $N_0$ und für die Niederwasserzeit mit $H_i$, $n_i$, $Q_i$, $N_i$. Zur Bestimmung der Werte $n_0$, $n_i$ sucht man den Normalwert $n_n = 60$ auf der Skala $Q$ auf, stellt den Normalwert $H = 2{,}5$ der Hilfsskala $H$ darüber und liest nun auf der Skala $Q$ senkrecht unter dem Hochwassergefälle $H_0 = 2$ m ab

$$n_0 = 53 \text{ Umdr/Min.}$$

und senkrecht unter dem Niederwassergefälle $H_i = 3{,}2$ m

$$n_i = 68 \text{ Umdr/Min.}$$

Die Turbine ist demnach bei Hochwasser so zu belasten, daß sie gerade noch 53 Umdrehungen macht; bei Niederwasser dagegen ist ihre Belastung so einzustellen, daß sie mit 68 Umdrehungen pro Minute umläuft. Die hierbei sekundlich konsumierbaren Wassermengen bei voller Öffnung des Leitapparats ergeben sich, indem man über den Normalwert $Q = 5000$ l/s den Normalwert $H = 2{,}5$ m der Hilfsskala $H$ einstellt und wieder die Angabe der Skala $Q$ bei

$H_0$, beziehungsweise bei $H_i$ abliest. Man erhält

$$Q_0 = 4490 \text{ l/s}$$
$$Q_i = 5700 \text{ l/s}.$$

Zur Bestimmung der Leistungen $N_0$, $N_i$ endlich, sucht man den Normalwert $N = 132$ PS auf der Skala $Q$ auf, schiebt die Hauptskala $H$ mit dem Normalwert $H = 2{,}5$ m darüber und liest dann wieder auf der Skala $Q$ unmittelbar unter den Werten $H_0$, $H_i$ die Leistungen

$$N_0 = 95 \text{ PS}$$
$$N_i = 190 \text{ PS}$$

ab.

Man sieht an diesem Beispiel zunächst, wie stark die Schluckfähigkeit und die Leistung einer Turbine bei Hochwasser infolge der Gefällsverringerung zurückgeht. Der Reichtum an Wasser in dieser Periode nützt also gar nichts, wenn die Turbine nicht speziell mit Rücksicht auf die Verhältnisse bei Hochwasser gebaut wird. Ferner läßt sich ohne weiteres übersehen, daß die große Schluckfähigkeit bei Niederwasser meist wegen Mangel an Wasser nicht ausgenutzt werden kann, daß also die Turbine in den Niederwasserzeiten nur teilweise beaufschlagt arbeiten wird. Beide Umstände zwingen, wie auf Seite 65 erwähnt ist und im übernächsten Beispiel gezeigt wird, zu einer speziellen Bauart, nämlich zur Dreiviertellastturbine und in manchen Fällen auch zur Zweidrittellastturbine.

## Nr. 15.

## Wirkungsgrad und Leistung einer Turbine bei schwankendem Gefälle und konstanter Drehzahl.

Wenn im vorhergehenden Beispiel der Betrieb ein solcher ist, daß die Drehzahl konstant auf $n = 60$ Umdr/pro Minute gehalten werden muß, so ist die Einstellung der Turbine auf die Drehzahlen $n_0$, $n_i$ nicht möglich. Welche Änderungen in Wirkungsgraden und Leistungen treten hierdurch in den Resultaten des vorigen Beispieles ein?

Der Betrieb bei Hochwasser und Niederwasser wird nunmehr ein Betrieb mit Tourenunstimmigkeit, und zwar bei Hochwasser mit einer Tourenunstimmigkeit nach oben von

$$100 \frac{n - n_0}{n} = 100 \cdot \frac{7}{60} = 11{,}6\,\%$$

Aus dem Diagramm, Fig. 19, Seite 63 entnimmt man hierfür eine Wirkungsgradreduktion von 4 %; damit wird der neue Wirkungsgrad

$$79 - 4 = 75\,\%$$

und die Leistung bei Hochwassergefälle unter Beibehaltung der normalen Drehzahl

$$N_0' = N_0 \frac{75}{79} = 89 \text{ PS}.$$

Bei Niederwasser beträgt die vorhandene Tourenunstimmigkeit nach unten

$$100 \frac{n_i - n}{n} = 100 \frac{8}{66} = 13{,}3\,\%.$$

Man entnimmt wieder aus dem Diagramm Seite 63 den zugehörigen Wirkungsgradverlust zu 3 % und bekommt damit den neuen Wirkungsgrad zu

$$79 - 3 = 76\,\%$$

und die Leistung bei Niederwassergefälle, voller Beaufschlagung und normaler Umdrehungszahl

$$N_i' = N_i \frac{76}{79} = 183 \text{ PS}.$$

Die geringen Änderungen, welche beim Betrieb mit Tourenunstimmigkeit in den Werten $Q_0$ und $Q_i$ auftreten, können vernachlässigt werden.

Nr. 16.

## Projektierung einer Turbine unter spezieller Berücksichtigung von Hochwasser und Niederwasserperiode.

Für die Turbine von Beispiel Nr. 14, welche normal mit

$$Q_n = 5000 \text{ l/s}$$
$$H_n = 2{,}5 \text{ m}$$
$$n_n = 60 \text{ pro Minute}$$
$$N_n = 132 \text{ PS}$$

arbeiten soll und deren Hochwassergefälle 2,0, Niederwassergefälle 3,2 m beträgt, stehen bei Niederwasser noch $Q_i = 4000$ Liter/Sek. zur Verfügung. Bei Hochwasser ist großer Überschuß an Wasser vorhanden, und es wird in dieser Zeit noch eine Leistung von mindestens 117 PS von der Turbine verlangt. Konstanz der Drehzahl ist vorgeschrieben. Wie ist diese Turbine zu entwerfen?

Zunächst ist zu bestimmen, welche Schluckfähigkeit $Q_0$ die Turbine bei Hochwasser haben muß, um die verlangte Leistung

$N_0 = 117$ PS noch abgeben zu können. Schätzt man den Wirkungsgrad beim Hochwasserbetrieb unter Berücksichtigung der Tourenunstimmigkeit auf 74 %, so ergibt sich

$$Q_0 = 100 \frac{117}{2{,}0} \cdot \frac{75}{74} = 5930 \text{ l/s.}$$

Hierbei ist naturgemäß der Leitapparat der Turbine voll geöffnet. Der Beaufschlagungsgrad $a_i$ bei Niederwasser ergibt sich aus Gleichung 31 Seite 64 zu

$$a_i = \frac{Q_i}{Q_0} \cdot \frac{\sqrt{H_0}}{\sqrt{H_i}}$$

$$= \frac{4000}{5930} \cdot \frac{\sqrt{2{,}0}}{\sqrt{3{,}2}}$$

Zur Ausrechnung dieses Ausdrucks läßt sich der Turbinenrechenschieber unter Benutzung der Zungenunterseite wieder vorteilhaft verwenden. Man rechnet mit den Skalen $Q$ und $v$ zuerst den Bruch $\frac{4000}{5930}$ aus. Man nimmt für die Zahl 4000 eine Viererstelle der Skala $Q$, z. B. $Q = 400$, schiebt eine Einserstelle der Skala $v$ darüber, z. B. $v = 10$, und stellt den Läuferstrich auf eine Zahl 593 (rechenschiebermäßig) der Skala $v$, z. B. $v = 59{,}3$; damit hat man vom Logarithmus 4000 den Logarithmus 5930 abgezogen. Unter den Läuferstrich stellt man nun $H_i = 3{,}2$ (Hilfsskala) und liest bei $H_0 = 2$ (Hilfsskala) ohne weiteres auf Skala $Q$ das Resultat nach Schätzung des Kommas zu

$$a_i = \text{rund } 0{,}53$$

ab. Man hat nämlich durch die Einstellung von $H_i$ unter den Läuferstrich gleichzeitig den Logarithmus von $\sqrt{3{,}2}$ abgezogen und denjenigen von $\sqrt{2{,}0}$ addiert.

Analog ergibt sich der Beaufschlagungsgrad $a_n$ bei Normalwasser:

$$a_n = \frac{Q_n}{Q_0} \frac{\sqrt{H_0}}{\sqrt{H_n}}$$

$$= \frac{5000}{5930} \frac{\sqrt{2{,}0}}{\sqrt{2{,}5}}$$

$$= \text{rund } 0{,}76.$$

Die Resultate für $a_n$ und $a_i$ zeigen, daß die projektierte Turbine, wenn sie der Forderung in Beziehung auf Leistung bei Hochwasser genügen soll, so gebaut werden muß, daß sie bei den normalen Wasserverhältnissen die Normalleistung $N_n$ schon bei Dreiviertelbeaufschlagung abgibt; in der Niederwasserperiode konsumiert die Turbine das verfügbare Wasser bereits bei halber Leitschaufelöffnung. Der Wunsch, während des Normalzustandes

$$a_n = 0{,}76,$$

der ja gegenüber den Ausnahmezuständen

$$a_0 = 1 \text{ und } a_i = 0{,}53$$

das Jahr hindurch gewöhnlich die weitaus längere Zeit andauert, eine Maschine mit bestmöglicher Wasserausnutzung zu haben, führt von selbst darauf, im vorliegenden Fall eine Dreiviertellast-Turbine zu bauen. Die Turbine ist demnach zu entwerfen für eine maximale Wassermenge

$$Q_{max} = \frac{4}{3} Q_n = \frac{4}{3} 5000 = 6667 \text{ l/s}$$

für ein Nettogefälle $H_n = 2{,}5$ m und für die Umdrehungszahl $n_n = 60$ pro Min.; sie muß so konstruiert werden, daß sie bei Dreiviertelbeaufschlagung[1]), d. h. mit $Q_n$ beaufschlagt, das Maximum ihres Wirkungsgrads besitzt, das im vorliegenden Fall zu 79 % geschätzt werden kann, womit die Normalleistung wie früher 132 PS wird. Bei voller Beaufschlagung und Tourengleichstimmigkeit kann man etwa 78 % und bei halber Beaufschlagung und Tourengleichstimmigkeit 76 % erwarten. Nach Abzug der im vorigen Beispiel berechneten Wirkungsgradverluste für die Tourenunstimmigkeiten bei Hoch- und Niederwasser ergeben sich daraus die Wirkungsgrade:

$$\eta_0 = 74 \% \qquad \eta_i = 73 \%$$

also die Leistungen:

$$N_0 = \frac{5930 \cdot 2{,}0}{100} \cdot \frac{74}{75} \cong 117 \text{ PS}$$

$$N_i = \frac{4000 \cdot 3{,}2}{100} \cdot \frac{73}{75} \cong 124{,}5 \text{ PS.}$$

Nr. 17.

## Beispiel für Serienmarkierung.

Eine Turbinenfirma baut eine Francisnormalläuferserie, von der ein beliebiges Beispiel durch folgende Daten gegeben ist:

---

[1]) Die Begriffe Dreiviertellast und Dreiviertelbeaufschlagung sind nicht identisch, doch kann bei den obigen Rechnungen auf ein Eingehen auf die zwischen beiden Begriffen bestehenden Unterschiede verzichtet werden.

Einfache Turbine, $Q = 1600$ l/s

$H = 6$ m

$n = 122$

$D_1 = 1150$ mm.

Wo liegen die Marken dieser Serien im Haupt- und im Hilfsbild?

Hauptbild: Man schiebt $H = 6$ über $Q = 1600$, geht dann von $n = 122$ aus senkrecht in die Höhe auf den ersten Zug des Francisbildes und macht dort ein Zeichen. Dieses Zeichen wird, wie im Kapitel 4 angegeben, rein mechanisch auf die anderen Züge übertragen.

Hilfsbild: Man schiebt $n = 122$ über die Zahl 6 der Skala $Q$, geht von $D = 1150$ senkrecht herunter ins Hilfsbild und macht dort wieder ein Zeichen.

Eine Prüfung der übrigen Turbinen der Serie wird zeigen, daß sie alle mit diesen Zeichen übereinstimmen.

Nr. 18.

## Beispiel für Benutzung von Serienmarken.

Eine Turbinenfirma baut mit Abstufungen im Durchmesser $D_1$ von 50 zu 50 mm eine Francisserie, deren Spezialzeichen im Haupt- und Hilfsbild auf den oberen kleinen Stern fallen. Was für eine Drehzahl schlägt diese Firma vor bei einem Projekt für

$Q = 1900$ l/s $\qquad H = 21$ m

und welche Turbinennummer der Serie wird angeboten?

Man stellt $H = 21$ über $Q = 1900$ und liest an den kleinen oberen Sternen des Francishauptbildes die Drehzahlen, welche die normalen Modelle in dem vorliegenden Falle machen, ab:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Einfache Turbine | $n = 460$ Umdr./Min. | | |
| doppelte „ | $n = 650$ | „ | |
| dreifache „ | $n = 800$ | „ | |
| vierfache „ | $n = 920$ | „ | usw. |

Wenn nun z. B. $n = 460$ für die vorliegenden Zwecke paßt, so handelt es sich bei dem Projekt um eine einfache Turbine, deren $D_1$ sich ergibt mit $n = 460$ über der Ziffer 21 auf der Skala $Q$ und Ablesung am kleinen oberen Stern des Hilfsbilds zu

$$D_1 = 645 \text{ mm}.$$

Das wird aufgerundet auf 650 mm.

Die Firma schlägt also eine einfache Francisturbine mit 460 Umdr./Min. vor und verwendet im Bestellungsfall zur Ausführung ihr normales Modell mit 650 mm Laufraddurchmesser.

Nr. 19.

## Projektierung einer hydroelektrischen Anlage.

Es ist eine elektrische Zentrale zu projektieren für eine normale Gesamtwassermenge von

$$\Sigma Q = 2400 \text{ l/s.}$$

Das Betriebswasser wird der Zentrale durch eine 160 m lange Rohrleitung, die in 2 Durchmesserzonen mit Lichtweiten von 1150 mm (obere Zone) und 1100 mm (untere Zone) projektiert ist, zugeführt. Das hierbei sich einstellende Nettogefälle ist aus Roh- und Bruttogefälle zu

$$H = 75 \text{ m}$$

berechnet worden. Die Zentrale dient zur Erzeugung von Drehstrom mit 50 Perioden pro Sekunde. Auf etwaiges Sinken der Wassermenge $\Sigma Q$ in der Niederwasserperiode ist bei der Bauart der Turbinen Rücksicht zu nehmen. Für die Turbinen muß garantiert werden, daß die prozentuelle Schwankung in der Umdrehungszahl bei plötzlichen Belastungsschwankungen von $\mp 25$ % der Vollast nicht größer werden als

$$Z_{25} = \pm 3 \text{ \%}.$$

Mit wieviel Einheiten ist die Zentrale zu entwerfen? Welche Drehzahlen haben diese, und welche ungefähre Größe haben die Turbinen? Wie groß ist die Gesamtleistung der Zentrale?

Um die Teilung der Kraft leichter vornehmen zu können, berechnet man zunächst mit 75 % Wirkungsgrad die ungefähre Gesamtleistung der Zentrale ab Turbinenwelle:

$$\Sigma N \cong \frac{2400 \cdot 75}{100} \cong 1800 \text{ PS.}$$

Die für 50 Perioden in Betracht kommenden Generator-Drehzahlen entnimmt man aus der Tabelle Seite 16. Da man naturgemäß direkte Kupplung zwischen Turbinen und Generatoren anstrebt, so sind die gleichen Drehzahlen auf Brauchbarkeit für die Turbinen zu untersuchen. Man schiebt $H = 75$ (Hauptskala) über $\Sigma Q = 2400$ (Skala $Q$), rückt mit dem Läufer längs der Skala $n$ (Hauptskala) vor und beobachtet dabei, auf was für Verhältnisse der Strich des Läufers in den Systembildern trifft. Man erkennt, daß das Peltonsystem zu unbrauchbar niederen Drehzahlen führen würde. Unter das Francisbild fallen die Drehzahlen von 200 aufwärts:

215 250 300 375 500 750 1000 usw.

Hiervon nimmt man die höchstmögliche Zahl, um den Preis der Aggregate tunlichst niedrig zu halten. Mit der Drehzahl 1000 kommt man im Francisbild gerade auf den großen Stern des Systemzugs „drei Laufräder“ und könnte demnach drei einfache Francisturbinen mit einer ungefähren Leistung von je

$$\frac{1800}{3} = 600 \text{ PS (vorläufiger Wert) bauen.}$$

Für diese Leistung haben aber die elektrotechnischen Firmen meistens keine normale Type von 1000 Umdrehungen pro Minute; auch wäre diese hohe Drehzahl nur zulässig, wenn sehr gut geschultes Bedienungspersonal zur Wartung der Turbinen vorhanden wäre, was nicht immer der Fall ist. Man geht daher herunter auf die Drehzahl 750. Bleibt man bei der Teilung in drei Aggregate, so ergibt sich für die Turbinen auf dem Systemzug: „Francis, 3 Laufräder“ senkrecht über $n = 750$ eine für das vorliegende Gefälle ganz zweckmäßige Systemlage zwischen großem Stern und kleinem unterem Stern. Man wird demnach die Zentrale mit drei 750-tourigen, einfachen Francisturbinen, die für direkte Kupplung mit den Generatoren eingerichtet sind, entwerfen.

Der Laufraddurchmesser $D_1$ dieser Turbinen wird unter Berücksichtigung ihrer Systemlage abgelesen zu:

$$D_1 = 604 \text{ mm} \cong 600 \text{ mm}.$$

Die normale Wassermenge pro Turbine beträgt

$$Q = \frac{2400}{3} = 800 \text{ Liter/Sek.}$$

Stellt man $H = 75$ (Hilfsskala) über $Q = 800$, so ergeben sich die Durchmesser $D_s$ und $Sp$ zu

$$D_s = 390 \text{ mm} \qquad Sp = 320 \text{ mm}.$$

Als Absperrorgan vor der Turbine kann man Wasserschieber wählen und liest hierfür, wenn man 5 m/s Wassergeschwindigkeit zuläßt, eine Lichtweite von rund 450 mm ab. In welcher Weise die drei Turbinen an die Druckrohrleitung angeschlossen werden, hängt von den Geländeverhältnissen ab. Wenn es diese letzteren und die Rücksicht auf den höchsten Stand des Unterwassers gestatten, so ist eine Anordnung nach Fig. 31 mit Verteilungsleitung unter Maschinenhausflur empfehlenswert. Unter Verteilungsrohrleitung versteht man die ins Maschinengebäude eintretende Fortsetzung der Druckrohrleitung; innerhalb des Maschinengebäudes zweigen hiervon die drei Betriebsturbinen in der in Fig. 32 dargestellten Weise ab. Um noch eine Reserveturbine aufstellen zu können, wird ein vierter Anschlußstutzen mit provisorischem Abschlußdeckel vorgesehen. Die Lichtweiten der Verteilungsleitung sind in Fig. 32 so bestimmt, daß ein allmähliches Anwachsen der Wassergeschwindigkeit gegen die Turbinen hin stattfindet.

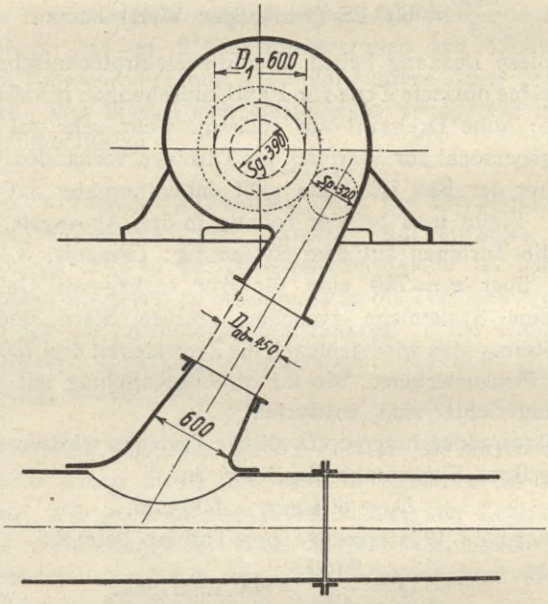



Fig. 31.

Da infolge gelegentlichen Sinkens der Wassermenge $Q$ unter den normalen Wert die Turbinen zeitweise nur zum Teil beaufschlagt sein werden, so wird man nicht Vollastturbinen, sondern etwa Dreiviertellastturbinen bauen, wofür im vorliegenden Fall ein Wirkungsgrad von 82 % bei Dreiviertelbeaufschlagung und etwa 79 % bei Vollbeaufschlagung zu erwarten ist. Demnach Leistung ab Turbinenwelle

$$N_{tu} = \frac{800 \cdot 75}{100} \cdot \frac{79}{75} = 632 \text{ PS}.$$

Mit einem Wirkungsgrad des Drehstromgenerators von 90 % wird die Leistung ab Generatorwelle

$$N_{el} = 632 \cdot 0{,}736 \cdot 0.90 = 418 \text{ Kilowatt}$$

(mit Hilfe des Zeichens $W$ auf der Zungenoberseite zu berechnen).

Davon gehen für die auf der Generatorwelle sitzende kleine Erregermaschine ca. 5 Kw ab, so daß in Form von Drehstrom pro Generator 413 Kw, zusammen also 1239 Kw ab Schalttafel zur Verfügung stehen. Wenn nun vom Verteilungsnetz den Generatoren

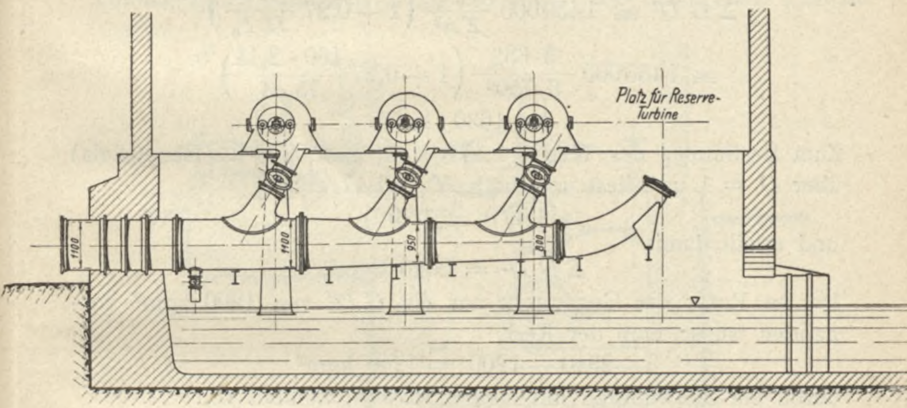



Fig. 32.

eine Phasenverschiebung $\cos \varphi = 0{,}85$ aufgezwungen wird, so muß jeder Generator

$$\frac{418}{0{,}85} = 493 \text{ Kilovoltampere}$$

abgeben.

Durch diese Anzahl der KVA ist die Type des Generators bestimmt, und man kann nun aus den Listen der elektrotechnischen Firmen das im Rotor des in Frage kommenden Generators enthaltene Schwungmoment $G \cdot D^2_{el}$ entnehmen. Im vorliegenden Fall möge hierfür der Wert 1200 kgm² sich ergeben. Man muß nun untersuchen, ob dieses Schwungmoment zur Einhaltung der Regulierbedingung

$$Z_{25} = \pm 3\ \%$$

genügt, oder ob ein Zusatzschwungrad notwendig wird. Zur Berechnung des nötigen Gesamtschwungmomentes $\Sigma G D^2$ nach Gleichung 20 Seite 42 ist eine Annahme über die Schlußzeit $T_0$

des Turbinenregulators zu treffen. Für die vorliegenden Verhältnisse kann man — zur Sicherheit etwas reichlich — $T_0$ gleich 3 Sekunden setzen. Die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Rohrleitung ergibt sich entsprechend einer mittleren Lichtweite von 1125 mm bei der maximalen Wasserführung von 2400 $l/s$ zu 2,44 Meter/Sek.

Für den gesamten Schwungmassenbedarf hat man nun nach Gleichung 20 näherungsweise:

$$\Sigma G D^2 \cong 1450000 \frac{T_0 N}{Z n^2}\left(1 + 0{,}27 \frac{L v}{H T_0}\right)^{3/2}$$

$$\cong 1450000 \frac{3 \cdot 632}{3 \cdot 750^2}\left(1 + 0{,}27 \frac{160 \cdot 2{,}44}{75 \cdot 3}\right)^{3/2}$$

$$\cong 1630 \cdot 1{,}47^{3/2}$$

Zum Bestimmen des Wertes $1{,}47^{3/2}$ stellt man $H = 1$ (Hauptskala) über $Q = 1$ und liest unterhalb $H = 1{,}47$ ab:

$$1{,}47^{3/2} \cong 1{,}79 \text{ [1]}$$

und erhält damit

$$\Sigma G D^2 = 2940 \text{ kgm}^2$$

Da im Rotor des Generators nur ein $G D^2$ von 1200 kgm² vorhanden ist, so muß der Rest

$$2940 - 1200 = 1740 \text{ kgm}^2$$

durch ein Schwungrad mit einem Schwungmoment von

$$(G D^2)_{\text{rest}} = 1740 \text{ kgm}^2$$

beigeschafft werden. Bei Verwendung von Gußeisen ergibt sich in bekannter Weise der Durchmesser $D_{\text{kranz}}$ (Fig. 15 Seite 43) mit 35 $m/s$ Umfangsgeschwindigkeit zu rund 900 mm gleich 0,9 m. Das nötige Kranzgewicht des Schwungrades ist demnach

$$G_{\text{kranz}} = \frac{(G \cdot D^2)}{D^2} = \frac{1740}{0{,}9^2} = 2150 \text{ kg.}$$

Zur Kontrolle, ob ein gußeisernes Schwungrad von diesem Kranzgewicht und Durchmesser ausführbare Dimensionen hat, stellt man das Zeichen **T** (Zungenunterseite) auf den Wert 2,150 Tonnen Kranzgewicht, genommen auf der Skala $Q$, und liest auf der Skala $D$ die Größe $b_{\text{kranz}}$ (vergl. Fig. 15 Seite 43) senkrecht über

---

[1]) Bei den Schieberexemplaren aus Holz kann man diesen Wert ohne Benutzung der Zunge wie folgt ablesen.

Man stellt den Läuferstrich auf $Q = 14700$, geht herunter auf die Skala $N$ und kommt hier auf den Wert $N = 1790$. Rechenschiebermäßig aufgefaßt bedeutet das wieder: $1{,}47^{3/2} \cong 1{,}79$

$D_{\text{kranz}} = 0{,}9$ m, genommen auf Skala $v$ zu 323 mm ab. Nun bildet man das Verhältnis

$$\frac{D_{\text{kranz}}}{b_{\text{kranz}}} = \frac{900}{323} = 2{,}79$$

Da hier der Wert 4,5 unterschritten ist, so ist nach Seite 45 das projektierte gußeiserne Schwungrad wegen Mißverhältnis zwischen Kranz und Durchmesser nicht ausführbar, und man muß zu Stahlguß greifen. Für einen Stahlgußkranz liest man mit 55 m/sek Umfangsgeschwindigkeit $D_{\text{kranz}}$ zu rund 1280 mm gleich 1,28 m

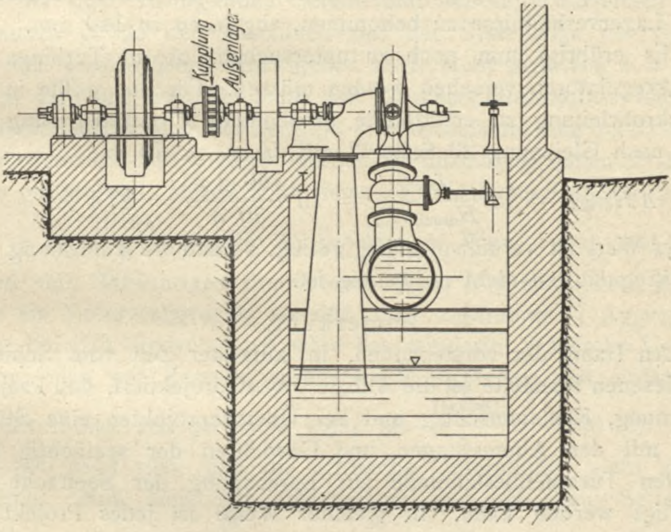



Fig. 33.

ab. Damit wird das nunmehr nötige Kranzgewicht

$$G_{\text{kranz}} = \frac{1740}{1{,}28^2} \cong 1060 \text{ kg}$$

Die Kontrolle des Kranzquerschnitts, die jetzt mit Hilfe des kleinen Hilfstrichs rechts neben dem Tonnenzeichen vorgenommen wird, liefert für 1,06 Tonnen bei 1,28 m Durchmesser

$$b_{\text{kranz}} = 184 \text{ mm},$$ womit

das Kranzverhältnis: $\dfrac{D_{\text{kranz}}}{b_{\text{kranz}}} = \dfrac{1280}{184} = 7$ wird,

was einem wohlproportionierten Schwungrad entspricht. Zur Preisberechnung braucht man noch das Totalgewicht des Schwungrades.

Man entnimmt aus dem Diagramm Fig. 16 Seite 44 beim Kranzverhältnis 7 das zugehörige Gewichtsverhältnis $f$ zu 1,37 und erhält damit das Totalgewicht des Schwungrades

$$G_{\text{total}} = 1{,}37 \cdot G_{\text{kranz}} = 1{,}37 \cdot 1060 \cong 1450 \text{ kg}$$

Dieses Schwungrad wird auf die Turbinenwelle aufgekeilt; dieselbe muß also, wie in Fig. 33 dargestellt, verlängert und durch ein Außenlager gestützt werden. Die Wellenstärke in diesem Außenlager wird nach Einstellung von $n$ (Hilfsskala) $= 750$ über $N = 632$ PS mit der Torsionsbeanspruchung $To = 110$ kg/cm², die absichtlich niedrig gewählt ist, um trotz der starken Belastung gute Lagerverhältnisse zu bekommen, abgelesen zu 140 mm.

Es erübrigt nun noch zu untersuchen, ob die Turbinen mit Druckregulatoren versehen werden müssen. Für die größte in der Druckrohrleitung zu erwartende prozentuelle Drucksteigerung hat man nach Gleichung 23 Seite 47 mit $H_{\text{druck}} \cong 70$ m

$$\varDelta H_{\text{druck}} = 15 \frac{L v}{H_{\text{druck}} T_0} = 15 \frac{160 \cdot 2{,}4}{70 \cdot 3} = 27{,}4\ \%.$$

Dieser Wert ist verhältnismäßig gering, so daß die Anordnung von Druckregulatoren nicht notwendig ist.

Bemerkung.

An Hand der vorstehenden, in kürzester Zeit vom Schieber abgelesenen Resultate ist die Anlage soweit projektiert, daß Projektzeichnung, Kostenanschlag und bei Überseeprojekten eine Stückliste mit den Abmessungen und Gewichten der seetüchtig verpackten Turbinenbestandteile zur Berechnung der Seefracht angefertigt werden kann. In gleicher Weise ist jedes Projekt für eine Wasserkraftzentrale zu behandeln. Zur Veranschaulichung der wichtigsten Aufgabe hierbei, der Teilung der Kraft und Bestimmung der Drehzahl, folgen noch einige kürzer gehaltene instruktive Beispiele.

Nr. 20.

## Teilung der Kraft.

Wasserkraftzentrale für $\Sigma Q = 24\,600$ $l/s$ $H = 42^{\text{m}}$

Die Zentrale dient zur Erzeugung von Drehstrom von 50 Perioden pro Sekunde. Der Bedarf an Gleichstrom für Erregung, Licht, elektrischen Schützenantrieb, für Betrieb der Reparaturwerkstätte und für sonstigen internen Bedarf der Zentrale soll durch ein besonderes Gleichstromaggregat, für welches 600 Liter/Sek reserviert werden, beschafft werden. Für die Drehstromaggregate bleiben demnach 24000 Liter/Sek übrig mit einer Gesamtleistung von etwas mehr als $\frac{24000 \cdot 42}{100} = 10080$ PS.

Man stellt $H = 42$ (Hauptskala) über $Q = 24000$ $l/s$. Die brauchbaren Drehzahlen sind wieder aus der Tabelle Seite 16 zu ersehen. Man untersucht die einzelnen Drehzahlen, indem man den Läuferstrich darüber einstellt. Dabei ist zu beachten, daß man bei dem vorliegenden Gefälle und der zu erwartenden bedeutenden Größe der Maschinen mit der Systemlage nur wenig über den großen Stern hinausgehen darf. Geht man von $n = 300$ aus in die Höhe, so sieht man, daß bei dieser Drehzahl die kleinstmögliche Unterteilung der Zentrale eine sechsfache sein muß, denn die Systemzüge von 1 bis 5 werden in unzulässig hohen Systemlagen geschnitten. Man könnte demnach 6 einfache Francisturbinen von je ca. $\frac{10080}{6} = 1680$ PS (vorläufiger Wert) bauen und dieselben mit 300-tourigen Generatoren direkt kuppeln. Dazu käme noch ein Reserveaggregat, so daß man zusammen 7 Aggregate hätte. Bei 375 Umdrehungen wäre das mindeste: achtfache Unterteilung, also mit Reserve zusammen 9 Aggregate mit einfachen Francisturbinen von je etwas mehr als $\frac{10080}{8} = 1260$ PS. Bei $n = 500$ zeigt sich, daß die achtfache Unterteilung nicht mehr ausreicht. Man muß hier entsprechend der Bemerkung Seite 27 die Untersuchung mit $\frac{Q}{2}$ vornehmen. Stellt man $H = 42$ über $\frac{Q}{2} = 12000$ $l/s$, so sieht man, daß jetzt achtfache Unterteilung der halben Wassermenge notwendig wird. Die Primärunterteilung der Zentrale wird also eine 16fache und die Leistung pro Francislaufrad (hydraulische Primäreinheit) wird etwas mehr als $\frac{10080}{16} = 630$ PS. Eine elektrische Einheit für diese Leistung würde zu klein für die große Zentrale. Man baut daher je zwei dieser 16 Laufräder zusammen, so daß acht Doppelfrancisturbinen von je ungefähr 1260 1680 PS entstehen, welche mit 500-tourigen Generatoren entsprechender Aufnahmefähigkeit direkt zu kuppeln sind. Zur Reserve wäre noch ein neuntes Aggregat beizufügen.

Von den vorstehend erörterten drei Alternativen hat die letzte in technischer Beziehung insofern einen kleinen Vorzug, als die hier projektierten Doppelfrancisturbinen betriebssicherer sind, als die einfachen Francisturbinen der beiden ersten Varianten; doch sind auch die beiden ersten Projekte technisch nicht zu verwerfen. Die definitive Entscheidung hängt nur vom Preis ab. Der Preis der Generatoren nimmt innerhalb der normalen Typen und Drehzahlen mit wachsender Umdrehungszahl ab, so daß man bei $n = 500$ die billigsten Generatoren bekommt. Der Preis von Wasserturbinen nimmt, wenn es sich um gleichartige Turbinen handelt, ebenfalls mit wachsender Drehzahl ab. An der Stelle des Übergangs von der einfachen zur Doppelturbine jedoch schnellt die sinkende Preiskurve wieder in die Höhe [1]). Eine Entscheidung, welche Variante am billigsten zu stehen kommt, ist also nur auf Grund einer Preiskalkulierung über die ganze Maschinenanlage in den drei Varianten möglich.

Für die Gleichstromerzeugung hat man $Q = 600$ $l/s$ und $H = 42$ m und projektiert dafür eine einfache Francisturbine mit 750 Umdrehungen pro Minute, welche mit der Gleichstromdynamo direkt gekuppelt wird. Da für die Erregung tunlichst immer eine Stromquelle in Ersatzbereitschaft stehen soll, so wird man dieses Erregeraggregat doppelt aufstellen.

## Nr. 21.

### Teilung der Kraft.

Zentrale für $H = 11{,}4$ m.

$\Sigma Q$ für Drehstromerzeugung 120 $m^3/s$.

Sekundliche Periodenzahl 42.

Überschlagswert für die Turbinenleistung bei 120 $m^3/s$ = 120000 Liter/Sek

$$\frac{120\,000 \cdot 11{,}4}{100} = 13600 \text{ PS.}$$

Die Reihe der möglichen Drehzahlen folgt aus der Tabelle Seite 16.

Die Skala $Q$ reicht nicht bis 120000 Liter/Sek; man operiert also mit der Hälfte, das heißt mit 60000 $l/s$. Die brauchbaren Systemlagen reichen beim vorliegenden Gefälle bis an den kleinen

[1]) Das gleiche ist der Fall beim Übergang von der Einstrahlpeltonturbine zur Zweistrahlpeltonturbine.

oberen Stern. Nach Einstellung der Zunge mit $H = 11{,}4$ (Hauptskala) über $\frac{\Sigma Q}{2} = 60000$, zeigt sich auch hier wie im vorigen Beispiel die Tatsache, daß je höher man mit der Drehzahl gehen will, eine um so größere Primärunterteilung notwendig wird. Man muß nun eine solche Drehzahl wählen, bei welcher die Forderungen: möglichst hohe Drehzahl und tunlichste Reduzierung der Baukosten dadurch, daß man nicht zu viel Aggregate anordnet, gegeneinander abgeglichen sind. Die in Betracht kommenden Drehzahlen liegen, wie der Schieber zeigt, in der Nähe von 100. Untersucht man die Zahl 126, so sieht man, daß die Vertikale durch $n = 126$ in das durch die Reihe der kleinen oberen Sterne begrenzte brauchbare Gebiet des Francisbildes beim Systemzug „6 Laufräder" eintritt. Dies führt (wegen Verwendung von $\frac{\Sigma Q}{2}$) auf 12 fache Primärunterteilung, die man aber durch Anordnung von Doppelfrancisturbinen in 6 fache Sekundärunterteilung umwandeln kann. Man wird demnach 6 Doppelfrancisturbinen mit einer ungefähren Leistung von je

$$\frac{13\,600}{6} = 2800 \text{ PS}$$

projektieren und wird diese Turbinen mit sechs 126-tourigen Generatoren direkt kuppeln, so daß man 6 Betriebsaggregate bekommt, womit eine ausgiebige Anpaßfähigkeit der Zentrale an schwankenden Kraftbedarf garantiert ist.

Nr. 22.

## Kegelradübersetzung.

Zentrale für $\Sigma Q = 25\,500$ l/s
$H = 2{,}75$ m
50 Perioden/Sek.

Überschlagswert für die Gesamtleistung:

$$\frac{25\,500 \cdot 2{,}75}{100} = 700 \text{ PS}$$

Mit $H = 2{,}75$ (Hauptskala) über $Q = 25\,500$ liest man ab: Francissystem mit sehr niederen Drehzahlen. Selbst bei achtfacher Primärunterteilung und Anwendung der höchsten Systemlage (obere Grenze) würde man kaum auf 120 Umdrehungen an den Turbinen-wellen kommen und hätte dann unter Zusammenfassung von je 2 Laufrädern 4 Schnelläuferzwillingsturbinen von je 175 PS. Allein diese Drehzahl 120, die nur mit hydraulisch schlechten und komplizierten Maschinen erreicht wird, ist im vorliegenden Fall für direkte Kupplung immer noch unvorteilhaft klein. Es bleibt also nichts anderes übrig, als eine Üebersetzung zwischen Turbine und Generator anzuordnen. Nachdem man sich einmal dazu entschlossen hat, wird man einfache Turbinen projektieren, und zwar mit so hoher Systemlage, als mit Rücksicht auf das niedere Gefälle noch zulässig ist. Es ist das die durch den kleinen Zwischenstrich markierte

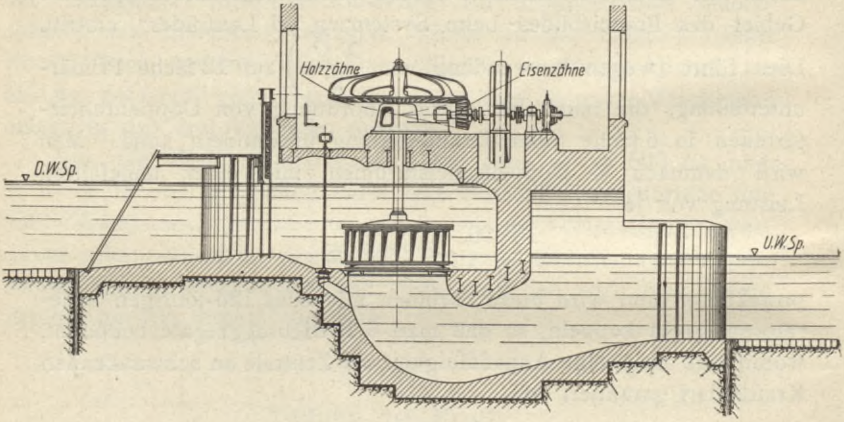



Fig. 34.
Einfache Francisturbine mit vertikaler Welle.

Mitte zwischen der oberen Grenze und dem kleinen oberen Stern, die unter Zugrundelegung von drei Einheiten nach Ausweis des Francisbildes ungefähr bei $n = 62$ erreicht wird. Man hat demnach drei einfache Francisturbinen von je ca. 233 PS. Da das niedere Gefälle die Anordnung horizontaler Wellen nicht zuläßt, so baut man ausnahmsweise Turbinen mit vertikaler Welle und läßt sie mittels Kegelrädern auf die horizontalen Generatorwellen arbeiten (Fig. 34). Das Übersetzungsverhältnis der Kegelräder wird zu 1:4 gewählt[1]), somit Drehzahl der Generatorwelle ungefähr 248.

[1]) Der höchste bei Kegelradübersetzung zulässige Wert ist 1:5. Dabei soll womöglich die Zähnezahl 40 für das kleine Rad nicht unterschritten werden.

Um die verlangten 50 Perioden/Sek. einzuhalten, gibt man den Turbinen 62,5 Umdrehungen, womit für die Generatoren die Drehzahl 250 resultiert.

## Nr. 23.

## Riemenantrieb.

Eine Wasserkraft von 1200 l/s und 10 m Nettogefälle soll zum Betrieb einer 800tourigen Gleichstromdynamo verwertet werden. Die Höhenlage des Aufstellungsortes ist 2000 m über dem Meer.

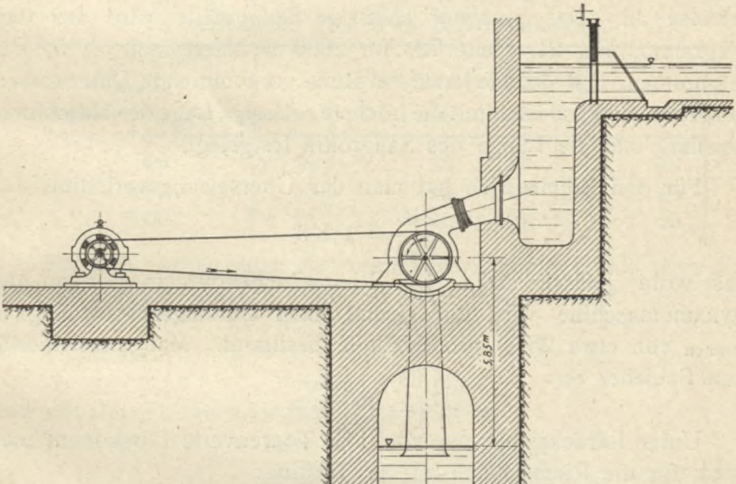



Fig. 35.

Auf strenge Frostperioden ist bei der Konstruktion der Turbine Rücksicht zu nehmen. Gute Ausnutzung des Wassers ist anzustreben. Wie ist die Turbine zu projektieren?

Stellt man $H$ über $Q$, so erkennt man, daß es sich um eine Francisturbine handelt. Im Hinblick auf die verlangte gute Wasserausnutzung ist als äußerst zulässige Systemlage der Zwischenstrich zwischen großem Stern und kleinem oberen Stern zu betrachten. Der Schieber zeigt, daß es nicht möglich ist, mit der Turbine die Drehzahl 800 pro Minute des Generators zu erreichen. Man muß also auch hier zwischen Turbine und Dynamomaschine eine Übersetzung anordnen. Da die Welle im vorliegenden Fall zweifellos horizontal gelagert wird, so empfiehlt sich für diese Übersetzung der Riementrieb. Die Turbine macht man jetzt so einfach als möglich und baut also eine Francisturbine mit einem Laufrad, deren Drehzahl bei der vorerwähnten Systemlage zu 240 Umdr/Min. abgelesen wird. Um die Turbine im Winter vor dem Einfrieren schützen zu können, wählt man nicht die Bauart für offenen Schacht, sondern geht, wie Fig. 35 zeigt, vom Wasserschloß mit einem kurzen Rohrstück in den unmittelbar anstoßenden Maschinenraum ein und schließt an dieses Rohrstück die Turbine als Spiralturbine mit Gußgehäuse an. Das maximal zulässige Sauggefälle wird aus dem Diagramm, Fig. 21, Seite 72, für 2000 m Meereshöhe zu 5,85 m entnommen. Ist der niederste bei Ruhe vorkommende Unterwasserspiegel bekannt, so ist damit die höchste zulässige Lage des Maschinenhausflurs und die Länge des Saugrohrs festgelegt.

Für den Riementrieb hat man das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{240}{800} = 1:3,3$$

was wohl zulässig ist[1]). Der Riemscheibendurchmesser an der Dynamomaschine wird auf Grund einer Umfangsgeschwindigkeit $v_{\text{riemen}}$ von etwa 23 m pro Sekunde bestimmt. Man liest hierfür vom Schieber ab

$$D_{\text{el}} \cong 550 \text{ mm}.$$

Unter Berücksichtigung von 1 % Tourenverlust bekommt man damit für die Riemscheibe an der Turbine:

$$\boxed{D_{\text{turb}} = 550 \frac{800 + \frac{800}{100}}{240} = 1852 \text{ mm}.}$$

Die Riemenbreite $b_{\text{riemen}}$ (Millimeter) wird auf Grund der zulässigen Riemenbelastung $p$ kg pro Zentimeter Riemenbreite berechnet. Man hat hierfür[2]) unter Voraussetzung normaler Riemenstärken: $5 \div 7$ mm bei einfachen Riemen und 10 bis 14 mm bei Doppelriemen folgende Formel und Tabellen:

$$b^{\text{mm}}_{\text{riemen}} = \frac{750\, N}{p \cdot v_{\text{riemen}}} \quad \ldots\ldots \quad 36)$$

[1]) Das äußerst zulässige Übersetzungsverhältnis, das man womöglich nie überschreiten soll, ist auch hier, wie bei den Kegelrädern, 1:5.

[2]) Nach Gehrckens Z. d. V. d. I., 1893.

Einfache Riemen
(bis 1 m Breite zulässig, aber über 600 mm nicht empfehlenswert).

| $D_{\text{riemen}}^{\text{millimeter}}$ kleinere Scheibe . | $v_{\text{riemen}}$ Meter/sek. 3 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | $p=2$ | 2,5 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 |
| 200 | 3 | 4 | 5 | 5,5 | 6 | 6,5 |
| 500 | 5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 1000 | 6 | 8,5 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| 2000 | 7 | 10 | 12 | 13 | 14 | 15 |

Doppelriemen (bis 3 m Breite zulässig).

| $D_{\text{riemen}}^{\text{millimeter}}$ kleinere Scheibe . | $v_{\text{riemen}}$ Meter/sek. 3 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 500 | $p=8$ | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| 1000 | 10 | 12 | 14 | 16 | 17 | 18 |
| 2000 | 12 | 15 | 20 | 22 | 24 | 25 |

Für den vorliegenden Fall (einfacher Riemen) würde man $p$ zu rund 10,5 kg/cm ablesen. Zur Sicherheit nimmt man

$$p = 9 \text{ kg/cm Riemenbreite}$$

und erhält mit

$$v_{\text{riemen}} = 23 \text{ m/s}$$

und mit der Turbinenleistung ($\eta_{\text{turb}} = 79\,\%$)

$$N = \frac{1200 \cdot 10}{100} \cdot \frac{79}{75} = 126 \text{ PS}$$

$$b_{\text{riemen}} = \frac{750 \cdot 126}{9 \cdot 23} \cong 450 \text{ mm}$$

Die notwendige Scheibenbreite wird damit 500 mm. Das nötige Schwungmoment wird bei dieser Anlage zweckmäßig in die Turbinenriemscheibe, die als Schwungradriemscheibe auszubilden ist, eingelegt.

Die Dynamomaschine ist gegen die Turbine so aufzustellen, daß der Riementrieb ein offener wird und daß das ziehende Trum unten liegt.

Nr. 24.

## Seiltrieb.

Die in Beispiel Nr. 8 projektierte vierfache Francisturbine von 312 PS und 200 Umdr/min. soll die Haupttransmission einer Fabrik mit 250 Umdrehungen pro Minute antreiben. Die Fabrik befindet sich in größerer Entfernung vom Turbinenhaus. Wie ist die Kraftübertragung zu bewerkstelligen?

Eine vorläufige Prüfung zeigt, daß unter Verwendung eines Doppelriemens von ca. 840 mm Breite ein Riementrieb für die vorliegenden Kraftverhältnisse noch möglich wäre. Da aber Übertragung auf größere Entfernung in Frage kommt, so ist Hanfseiltrieb vorzuziehen. Zur Projektierung eines Hanfseiltriebs hat man die folgenden Formeln, in welchen der Scheibendurchmesser (genauer Seilkreisdurchmesser) mit $D_{\text{scheibe}}$, die Seilstärke mit $d_{\text{seil}}$, und die Anzahl der Seile, welche rund vorausgesetzt werden, mit $z$ bezeichnet werden. Mit der Drehzahl $n$ und der Seilgeschwindigkeit $v_{\text{seil}}$, die je nach der Drehzahl zwischen 15 m/s (niedere Drehzahlen), und 25 m/s (hohe Drehzahlen) zu wählen ist, wird zuerst $D_{\text{seil}}$ in bekannter Weise vom Schieber abgelesen. Je nach dem Übersetzungsverhältnis entnimmt hierauf man aus folgender Tabelle die Größe $x$

| | Übersetzungsverhältnis | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1:2 | 1:1,8 | 1:1,6 | 1:1,4 | 1:1,2 | 1:1 |
| $x =$ | 30 | 36 | 42 | 48 | 54 | 60 |

und berechnet die Seilstärke $d_{\text{seil}}$ aus:

$$d_{\text{seil}}^{\text{mm}} = \frac{D_{\text{scheibe}}^{\text{mm}}}{x} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 37)$$

und die Seilzahl $z$ aus.

$$z = \frac{1432400}{x^2} \frac{N}{n\, d_{\text{seil cm}}^{3}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 38)$$

Im vorliegenden Fall wird mit der maximal zulässigen Seilgeschwindigkeit bei Hanfseilen

$$v_{\text{seil}} \cong 25 \text{ m/s}$$
$$D_{\text{scheibe}} = 2400 \text{ mm}.$$

Für das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{200}{250} = 1:1{,}25$$

entnimmt man einen provisorischen Wert aus obiger Tabelle[1])

---

[1]) Die obere Grenze des zulässigen Übersetzungsverhältnisses ist bei wichtigeren Hanfseiltrieben 1:2.

$$x_{\text{prov.}} = 52$$

damit wird

$$d_{\substack{\text{seil}\\ \text{prov.}}} = \frac{2400}{52} = 46 \text{ mm}$$

dafür wird genommen[1])

$$d_{\text{seil}} = 45 \text{ mm}$$

womit der definitive Wert von $x$ sich ergibt zu

$$x = \frac{2400}{45} = 53{,}2.$$

Damit erhält man die notwendige Seilzahl nach Gleichung 38

$$z = \frac{1432400}{53{,}2^2} \cdot \frac{312}{200 \cdot 4{,}5^3} \cong 8{,}7$$

dafür nimmt man 9 Seile.

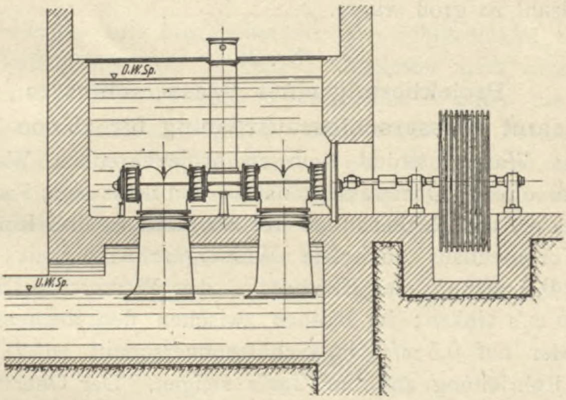



Fig. 36.
Vierfache Francisturbine im offenen Schacht.

Unter Berücksichtigung von 0,5% Tourenverlust bekommt die angetriebene Seilscheibe einen Seilkreisdurchmesser von

$$2400 \frac{200 - 0{,}5 \frac{200}{100}}{250} \cong 1920 \text{ mm}.$$

Fig. 36 zeigt die Anordnung der vierfachen Francisturbine im offenen Schacht mit der treibenden Seilscheibe.

Der Vollständigkeit halber seien nachstehend noch die Formeln zur Projektierung der bei Turbinenanlagen manchmal vorkommenden Drahtseiltriebe (über 25 m Achsenentfernung) aufgeführt. Man be-

[1]) Die handelsüblichen Seilstärken sind 25 bis 55 mm mit Abstufungen von 5 zu 5 mm.

stimmt $D_{\text{scheibe}}$ mit $v_{\text{seil}} = 25$ m/s und muß nun die Seilstärke $d_{\text{drahtseil}}$ so wählen, daß einerseits der Wert

$$d^{\max}_{\text{drahtseil}} = \frac{D_{\text{scheibe}}}{200} \quad \ldots\ldots \quad 39)$$

nicht überschritten wird und daß anderseits der Gleichung

$$d_{\substack{\text{rahtseil}\\ \text{cm}}} = 2\sqrt[3]{\frac{N}{z \cdot n}} \quad \ldots\ldots \quad 40)$$

genügt wird; die Seilzahl $z$ muß dabei gleich 1 eingesetzt werden, nur in Ausnahmefällen kann $z$ gleich 2 genommen werden. Die üblichen Drahtseilstärken liegen zwischen 10 und 40 mm mit Abstufungen von 1—2 mm. Bei dem vorliegenden Beispiel ist, wie eine Nachrechnung zeigt, ein Drahtseiltrieb nicht brauchbar, weil die Seilzahl zu groß würde.

Nr. 25.

## Projektierung eines Wasserschlosses samt Wasserschlossausrüstung für 18 000 l/s.

Das Wasser strömt dem zu projektierenden Wasserschloß in einem offenen Oberwasserkanal zu und fließt nach Passieren der Klärstrecke, des Rechens und der Schützen in drei Rohrleitungen dem Turbinenhaus zu. Die Wassergeschwindigkeit im Kanal beträgt 0,6 m/s; in der Klärstrecke des Wasserschlosses soll sie auf 0,25 m/s sinken; im Rechen zwischen den Rechenstäben soll sie wieder auf 0,5 m/s, im Schützenquerschnitt auf 0,7 m/s und in der Rohrleitung auf rund 2 m/s steigen. Der Oberwasserkanal hat unmittelbar vor dem Wasserschloß rechteckiges Querprofil mit 2 m Wassertiefe. Die größte zulässige Lichtweite zwischen den Rechenstäben ist mit Rücksicht auf die in Betracht kommenden Turbinen auf 20 mm festgesetzt worden. Es sollen die Hauptdimensionen des Wasserschlosses bestimmt werden.

Zunächst sind die Dimensionen der aus Flacheisen bestehenden Rechenstäbe abzuschätzen. Für die vorliegenden Verhältnisse wird ein Querschnitt von 6 mm auf 80 mm gewählt. Die im Mauerwerk vorzusehenden Durchtrittsquerschnitte ergeben sich nun wie folgt:

$$F_{\text{Kanal}} = \frac{Q^{\text{m}^3/\text{s}}}{v^{\text{m/s}}} = \frac{18}{0,6} = 30 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{Klärstrecke}} = \frac{18}{0,25} = 72 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{rechen, brutto}} = \frac{18}{0,5} \cdot \frac{20+6}{20} = 46,7 \text{ m}^2.$$

Bei Anordnung von drei Rohreinläufen kommen auf jede Schütze 6 Kubikmeter sekundliche Wasserlieferung, somit

$$F_{\text{schütze}} = \frac{6}{0,7} = 8,57 \text{ m}^2.$$

Der Rohrdurchmesser am Einlauf wird mit $v$ gleich rund 2 m/s zu 2000 mm abgelesen. Für Rohrleitung und Turbinenhaus ist eine ähnliche Disposition geplant wie in Fig. 17 Seite 50 dargestellt. Die maximal erreichbare Schützenbreite ist demnach von vornherein festgelegt, und zwar zu 3 m; damit berechnet sich die notwendige Wassertiefe an der Schütze zu

$$t = \frac{8,57}{3} \cong 2,9 \text{ m}.$$

Zur Kontrolle auf Ausführbarkeit der Schützentafel in Holz wird die Bohlenstärke am Zeichen $S$ abgelesen nach Einstellung der Wassertiefe 2,9 m, genommen auf Skala $v$ unter die Breite 3000 mm, genommen auf Skala $D$. Man erhält die Bohlenstärke 180 mm, was noch ganz gut ausführbar ist. Werden die drei Einlaufschützen elektrisch angetrieben, so ist bei 1 m pro Minute Hubgeschwindigkeit und einer Tafelhöhe $h_0$ der Schützentafel von

$$2,9 + 0,5 = 3,4 \text{ m}$$

die erforderliche vorübergehende Maximalleistung eines jeden Hubmotors nach Seite 52

$$N = \frac{b h_0 \sqrt{t} + 4,8\, t^2}{20} \cdot v_s\, b$$

$$= \frac{3 \cdot 3,4 \sqrt{2,9} + 4,8 \cdot 2,9^2}{20} \cdot 1 \cdot 3$$

$$= \frac{15,7 + 40,3}{20}\, 3 = \frac{56,0}{20} \cdot 3 \cong 8,5 \text{ PS}.$$

Von den Einlaufschützen gegen den Rechen hin vergrößert man die Wassertiefe auf 3,5 m, um die Rechenbreite $b_r$ zu reduzieren.

$$b_r = \frac{46,7}{3,5} \cong 13,5 \text{ m}.$$

Neigung der Rechenstäbe ca. 50° gegen die Horizontale.

In der Klärstrecke (vergl. Fig. 37) vergrößert man die Wassertiefe zunächst sprungweise weiter auf 4 m und erhält damit die nötige Breite zu

$$\frac{72}{4} = 18 \text{ m}.$$

Die Klärstrecke wird so lang gemacht, als es die örtlichen Verhältnisse gestatten. Ein Zuviel ist hier unmöglich. Gegen den Kanal hin steigt die Sohle in der Klärstrecke langsam an, so daß am Ende des Wasserschlosses die Kanalwassertiefe 2,5 m bei einer Kanalbreite von $\frac{30}{2,5} = 12$ m erreicht wird.

Der Überlauf ist so zu bestimmen, daß über ihn die Gesamtwassermenge 18000 l/s bei einer Überstauung $h$, deren Größe sich nach der Beschaffenheit der Kanalufer richtet, abstürzt. Wählt

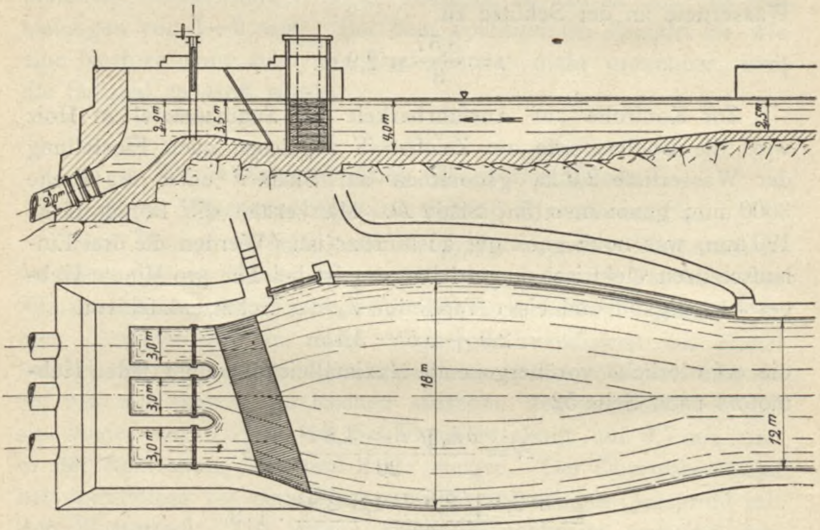



Fig. 37.
Wasserschloß.

man im vorliegenden Fall $h$ gleich 45 cm, so folgt die Überlaufbreite $b_{ü}$ nach Gleichung 24 Seite 49

$$b_{ü}^{\text{meter}} = \frac{\Sigma Q \,\text{l/s}}{1{,}86\, h_{\text{cm}}^{3/2}} = \frac{18000}{1{,}86 \cdot 45^{3/2}}$$

$$= \frac{18000}{1{,}86 \cdot 302} = 32 \text{ m}.$$

Der Wert $45^{3/2}$ wird in bekannter Weise direkt vom Schieber abgelesen. Die eine Seitenmauer des Klärbeckens ist also auf eine ziemlich lange Strecke als Überfallmauer mit seitlichem Sammelkanal, der in den Leerschußkanal mündet, auszubilden. Die Überlaufkante muß so hoch gelegt werden, daß bei Betrieb mit Minimalwasser, wo im Kanal die kleinste Wassergeschwindigkeit und damit am Kanalende der höchste betriebsmäßige Spiegelstand eintritt, das Wasser gerade bis an die Überlaufkante ansteht, ohne dieselbe zu überströmen.

Die Leerlaufschütze wird an der tiefsten Stelle des Wasserschlosses seitlich am Ende der Klärstrecke angebracht. Ihre Wassertiefe $t_{\text{leer}}$ ist demnach durch die Formgebung der Wasserschloßsohle bestimmt. Ihre Breite $b_{\text{leer}}$ ist so zu bemessen, daß nach Aufziehen der Schützentafel im Oberwasserkanal und im Klärbecken eine kräftig spülende Strömung entsteht, welche die im Kanal und

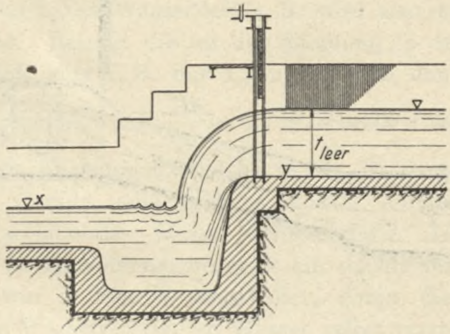



Fig. 38.

Klärbecken abgelagerten Sinkstoffe wegschwemmt. Damit dieser Zweck erreicht wird, muß die sekundliche Austrittsmenge $Q_{\text{leer}}$ der Leerlautschütze größer sein als $\Sigma Q$, denn nur dann kann, da während der Kanalspülung die Turbinenschützen geschlossen werden müssen, eine größere Durchflußgeschwindigkeit als normal im Oberwasser auftreten. Je größer $Q_{\text{leer}}$ gegenüber $\Sigma Q$, um so rascher ist die Spülung und die damit verbundene Betriebsunterbrechung beendet. Man nimmt daher $Q_{\text{leer}}$ ungefähr gleich $2 \div 3\ \Sigma Q$ und nur wenn die Leerlaufschütze hierbei unbequem große Dimensionen erhält, begnügt man sich mit einem kleineren Wert.

Die Berechnung der nötigen Breite $b_{\text{leer}}$ erfolgt bei höheren Gefällen mit der in Fig. 38 schematisch dargestellten Sachlage ähnlich wie die Überlaufbreite $b_{\text{ü}}$ nach folgender Gleichung:

$$b_{\text{leer}}^{\text{meter}} \cong \frac{Q_{\text{leer}}^{\text{l/s}}}{1{,}86 \cdot \left(t_{\text{leer}}^{2/3}\right)^{\text{cm}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 41)$$

Bei niederen Gefällen strömt das Wasser aus der Leerlaufschütze als unvollkommener Überfall, wie in Fig. 39 schematisch angedeutet, ab, und man muß sich hier zur Berechnung von $b_{\text{leer}}$ der folgenden Gleichung bedienen:

$$b_{\text{leer}}^{\text{meter}} = \frac{Q_{\text{leer}}^{\text{l/s}}}{1{,}77\, h_1^{3/2} + 2{,}35\, h_2 \sqrt{h_1}} \quad . \; . \; . \; . \; 42)$$

($h_1$ und $h_2$ in cm).

Die Höhenkote $x$, deren Lage gegenüber der Wasserschloßsohle $y$ entscheidet, welche von den beiden vorerwähnten Sachlagen

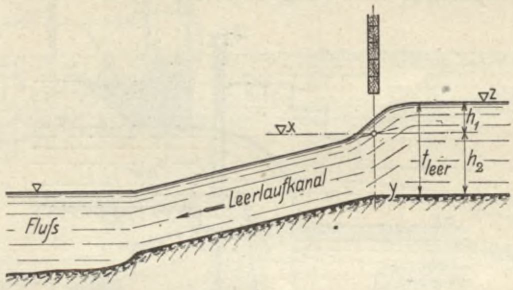



Fig. 39.

in einem gegebenen Fall vorliegt, wird bestimmt, indem man den Leerlaufkanal genau in der gleichen Weise, ausgehend von seiner Mündung in den Fluß, berechnet, wie den Unterwasserkanal in Beispiel Nr. 1. An die Stelle von $\Sigma Q$ tritt aber $Q_{\text{leer}}$ und als Wassergeschwindigkeit kann man je nach der mittleren Geschwindigkeit des die Leerschütze passierenden Wasserkörpers bis zu 4 m/s zulassen.

Im vorliegenden Fall handle es sich um ein höheres Gefälle, so daß Fig. 38 und Gleichung 41 in Betracht kommen. Man erhält mit

$$t_{\text{leer}} = 4 \text{ m} = 400 \text{ cm}, \; Q_{\text{leer}} = 2\, \Sigma Q = 36\,000 \text{ l/s}$$

$$b_{\text{leer}}^{\text{meter}} = \frac{36\,000}{1{,}86 \cdot 400^{3/2}}$$

$$\cong 2{,}5 \text{ m}.$$

Die Bohlenstärke der Schützentafel für 2500 mm Tafelbreite und 4 m Wassertiefe wird zu rund 180 mm abgelesen und die notwendige Maximalleistung des Elektromotors zur Bedienung der

Leerschütze ergibt sich bei 1 Meter/min. Hubgeschwindigkeit zu

$$N = \frac{2{,}5 \cdot 4\sqrt{4} + 4{,}8 \cdot 4^2}{20} \cdot 1 \cdot 2{,}5$$

$$\cong 12 \text{ PS.}$$

Die mittlere Wassergeschwindigkeit des aus der Leerlaufschütze ausströmenden Wasserkörpers ist

$$\frac{36}{4 \cdot 2{,}5} = 3{,}6 \text{ m/s.}$$

Diese Geschwindigkeit behält man zweckmäßig im Leerlaufkanal bei und hat hier also für $\frac{36}{3{,}6} = 10 \text{ m}^2$ Wasserquerschnitt zu sorgen. Bei 2,5 m Wassertiefe z. B. wird also eine Breite von 4 m notwendig. Beträgt die an der Mündung in den Fluß erzielbare Wassertiefe aber z. B. nur 1,5 m, so muß der Leerlaufkanal an der Flußmündung auf $\frac{10}{1{,}5} \cong 6{,}7$ m erbreitert werden. An die Stelle der einen Abtreppung, welche in Fig. 38 dargestellt ist, tritt bei höherem Gefälle eine größere Anzahl aufeinanderfolgender Stufen, über welche das Wasser herunterstürzt. Unterhalb jeder Überfallkante ist im Sohlenmauerwerk ein reichliches Wasserkissen auszusparen, wie in Fig. 38 angedeutet, damit die Energie der überstürzenden Wassermassen im Wasser selbst verzehrt wird, ohne Schaden anrichten zu können.

Fig. 37 stellt Grundriß und Längenschnitt des vorstehend projektierten Wasserschlosses dar.

Der Vollständigkeit halber sei am vorstehenden Beispiel auch der Fall von Fig. 39 durchgerechnet, wobei vorausgesetzt sei, daß es sich um ganz niedere Gefälle und um offene Schachtturbinen handle, deren Kammern an die Stelle der Rohreinläufe in Fig. 37 treten.

Man schätzt zunächst die zu erwartende mittlere Wassergeschwindigkeit beim Passieren der Leerschütze zu ungefähr 2,5 m/s und berechnet mit dieser Wassergeschwindigkeit den Leerlaufkanal, ausgehend vom Flußufer, wobei sich eine solche Spiegellage $x$ ergeben möge, daß die Wassertiefe

$$t_{\text{leer}} = 4 \text{ m}$$

durch die Höhenkote $x$ in die zwei Teile

$$h_1 = 1{,}5 \text{ m} = 150 \text{ cm}$$

$$h_2 = 2{,}5 \text{ m} = 250 \text{ cm}$$

zerlegt wird.

Damit erhält man nach Gleichung 42 wieder mit

$$Q_{\text{leer}} = 2\,\Sigma Q$$

$$b^{\text{meter}}_{\text{leer}} = \frac{36000}{1{,}77 \cdot 150^{3/2} + 2{,}35 \cdot 250\sqrt{150}} \cong 3{,}5 \text{ m}.$$

Die tatsächliche mittlere Wassergeschwindigkeit in der Leerschütze beträgt demnach

$$\frac{36}{4 \cdot 3{,}5} = 2{,}57 \text{ m/s}$$

in guter Übereinstimmung mit der Geschwindigkeit 2,5 m/s, für welche der Leerlaufkanal berechnet wurde. Hätte sich hier eine kleinere Wassergeschwindigkeit als 2,5 m/s ergeben, so hätte die Berechnung des Leerlaufkanals und der Höhenkote $x$ mit einer entsprechend kleiner gewählten Wassergeschwindigkeit wiederholt werden müssen.

Die Probe auf Ausführbarkeit der Schützentafel ergibt mit 4 m Wassertiefe und 3500 m Tafelbreite eine Bohlenstärke von rund 250 mm. Man kann also die Leerlauföffnung gerade noch mit einer einzigen Schützentafel überspannen, was bei Leerlaufschützen sehr schätzenswert ist. Die Maximalleistung des Hubmotors müßte bei einer Hubgeschwindigkeit, die um die Motorgröße zu reduzieren hier nur auf 0,8 Meter/min festgesetzt wird, betragen:

$$N = \frac{3{,}5 \cdot 4 \cdot \sqrt{4} + 4{,}8 \cdot 4^2}{20} \cdot 0{,}8 \cdot 3{,}5$$
$$\cong 15 \text{ PS}.$$

Nr. 26.

## Projektierung einer Zentrifugalpumpe.

Eine Zentrifugalpumpe soll 30 cbm Wasser pro Minute auf eine manometrische Förderhöhe von 12 m fördern. Welche Drehzahl kommt in Betracht, wenn die Pumpe mit einem einzigen Laufrad ausgestattet werden soll?

Bei 30 cbm Wasser in der Minute hat man ein $Q$ von 500 l pro Sekunde. Man schiebt $H = 12$ über $Q = 500$ und liest an der unteren Hälfte des Sterngebiets von „Francis, Ein Laufrad" ab, daß die brauchbaren Umdrehungszahlen zwischen 200 und 300 liegen. Wenn man möglichst hohe Drehzahl haben will, wird man etwa 280 Umdr./min wählen.

## Nr. 27.

## Zentrifugalpumpe mit mehreren Druckstufen.

Eine Zentrifugalpumpe soll in der Minute 800 l Wasser auf eine manometrische Förderhöhe von 112 m liefern. Welche Drehzahl ist empfehlenswert?

Es ist hier $H = 112$ und $Q = \frac{800}{60} = 13{,}3\ l/s$. Schiebt man $H = 112$ über $Q = 13{,}3$, so sieht man, daß die brauchbaren Drehzahlen zwischen 6000 und etwa 10000 liegen.

Diese Drehzahlen sind nun für den vorliegenden Zweck zu hoch. Das Mittel, um die Drehzahl tiefer zu legen, besteht, wie auf Seite 73 bemerkt, in der Anordnung von Druckstufen mit hintereinandergeschalteten Laufrädern. Ordnet man hier 7 Druckstufen an, so ist der Wert, mit dem man in die Skala $H$ eingehen muß,

$$\frac{H}{7} = 16\ \mathrm{m}$$

und mit 16 über $Q = 13{,}3$ ergibt sich die günstigste Drehzahl dieser Maschine, welche 7 Laufräder in Hintereinanderschaltung besitzt, zwischen 1400 und 2300, und man wird die Maschine mit 2000 Umdrehungen laufen lassen.

## Nr. 28.

## Zentrifugalpumpe mit Dampfturbinenantrieb.

Eine mit einer Laval-Dampfturbine von 8000 Umdr./min zu betreibende Hochdruckzentrifugalpumpe für $H = 200$ m soll 100 cbm in der Stunde (also $Q = \frac{100\,000}{60 \cdot 60} = 27{,}8\ l/s$) liefern. Für welche Drehzahl wird man die Pumpe konstruieren?

Mit $H = 200$ über $Q = 27{,}8$ zeigt sich, daß die Drehzahl 8000 der Dampfturbine gerade recht ist für eine einfache Zentrifugalpumpe. Man wird also eine Zentrifugalpumpe mit einem Laufrad bauen und diese mit der Dampfturbine direkt kuppeln.

Nr. 29.

## Zentrifugalpumpe.

Beispiel aus der Praxis.

Die Firma Gebauer, Berlin, baut eine zehnstufige Hochdruckzentrifugalpumpe für 1,5 cbm Wasserlieferung pro Minute und für eine manometrische Förderhöhe von 206 m bei 1450 Umgängen pro Minute. Es ist also hier

$$Q = \frac{1500}{60} = 25\ l/s \quad \text{und für den Schieber}$$

$$H = \frac{206}{10} = 20{,}6\ \text{m}$$

mit $H = 20{,}6$ über $Q = 25$ ergibt sich bei $n = 1450$ eine Systemlage etwa in der Mitte zwischen kleinem und großem Stern, welche eine zweckmäßige Disponierung der Pumpe erkennen läßt.

Kapitel 12.

# Anwendung des Turbinenrechenschiebers auf einige hervorragende ausgeführte Turbinenkonstruktionen und auf einige bekannte Wasserkraftzentralen.

## I. Turbinen.

Die bekannte Voith'sche Niagara-Turbine von ca. 12000 PS ist gebaut für

$Q = 20000\ l/s \quad H = 53{,}4$ m $\quad n = 187{,}5$ Umdr./min

Die Turbine ist als Zwillingsfrancis-Spiralturbine mit liegender Welle ausgeführt. Die beiden Laufräder gießen in ein gemeinsames Saugrohr aus. Mit $H = 53{,}4$ (Hauptskala) über $Q = 20000$ und mit Läuferstrich über $n = 187{,}5$ zeigt sich, daß die beste erreichbare Systemlage in Übereinstimmung mit der Ausführung auf dem Strich „Francis, 2 Laufräder" angetroffen wird. Die Systemlage — ein klein wenig unterhalb des großen Sterns — ist als eine sehr gute zu bezeichnen. Der Laufraddurchmesser $D_1$ ist mit 2000 mm ausgeführt. Der Schieber würde etwa 50 mm mehr ergeben, was aber ein belangloser Unterschied ist. Die Turbine ist also sehr gut disponiert und zweckmäßig dimensioniert [1]).

Eine einfache Francisturbine von 10000 PS — zur Zeit ihrer Herstellung im Jahre 1905 die stärkste einfache Francisturbine der Welt ist die von Ing. Arthur Giesler, New-York, entworfene und von der Platt Iron Works Company, Dayton, ausgeführte Turbine für die Anlage Snoqualmie Falls der Seattle & Tacoma Power Co.

Sie hat die Daten:

$Q = 11260\ l/s \quad H = 79{,}4$ m $\quad n = 300$ Umdr./min.

[1]) Näheres über sie findet sich in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure" 1905, Seite 2016.

Die Turbine arbeitet mit einem durch Messung festgestellten Wirkungsgrad von 84% und entwickelt ihre gesamte Leistung von 10 000 PS mit einem einzigen Laufrad. Die Kontrolle auf dem Schieber zeigt mit $H$ über $Q$ bei $n = 300$, daß die Turbine in vorzüglicher Systemlage ein klein wenig oberhalb des großen Sterns liegt. $D_1$ wäre nach dem Schieber 1670 mm; das $D_1$ der Ausführung beträgt 1675 mm. Die Turbine ist demnach sowohl in Beziehung auf Entwurf und Wahl der Drehzahl, als in Beziehung auf Dimensionierung eine musterhafte Konstruktion[1]).

Die erste Verbundturbine, die gleich in größtem Maßstab ausgeführt worden ist, ist die von der Firma Elektr.-Akt.-Ges. vormals Kolben & Cie., Prag, gebaute und im Trisanna-Elektrizitätswerk, Tirol, aufgestellte Turbine von 2000 PS.

Die Turbine ist gebaut für

$$Q = 2250\ l/s \qquad H = 85\ \text{m} \qquad n = 343\ \text{Umdr/min.}$$

Die Prüfung auf dem Schieber mit $H = 85$ (Hauptskala) über $Q = 2250$ ergibt für sie bei $n = 343$ auf dem Systemzug der Verbundturbine *(Pf)* eine Systemlage ein wenig unterhalb des großen Sterns. Die Kombination $(Q, H, n)$ hätte also für diese Verbundturbine nicht besser gewählt werden können[2]).

Anlaß zur Konstruktion dieser Verbundturbine waren die schlechten Erfahrungen, welche man mit drei einfachen früher aufgestellten Francisturbinen im Trisanna-Werk gemacht hatte. Diese letzteren Turbinen erlitten in unzulässig kurzer Zeit so starke Ausfressungen, daß die inneren Teile ausgewechselt werden mußten. Es ist nun von Interesse, die Systemlage dieser alten Turbinen festzustellen. Jede von ihnen wurde seinerzeit gebaut für

$$Q = 1750\ \text{l/s} \qquad H = 85\ \text{m} \qquad n = 300\ \text{Umdr/min.}$$

Mit $H$ über $Q$ erscheint über $n = 300$ auf dem Systemzug „Francis, ein Laufrad" eine Systemlage sehr nahe der unteren Grenze. Es ist also kein Wunder, wenn diese einfachen Francisturbinen auf die Dauer versagten. Lebensfähige Turbinen sind bei dieser niederen Systemlage nur unter den günstigsten meist nicht vorhandenen Verhältnissen: reinstes Wasser und dauernder

---

[1]) Näheres über die interessante Turbine findet sich in Engineering News, März 1906.

[2]) Näheren Aufschluß über die Konstruktion der Turbine gibt die Schweizerische Bauzeitung 1907, Seite 191 und folgende.

Normalbetrieb möglich. Nach den schlechten Erfahrungen, die man mit der niederen Systemlage gemacht hatte, mußte man beim weiteren Ausbau der Zentrale naturgemäß suchen, Turbinen mit höherer Systemlage zu bekommen. Dies wurde, wie der Schieber deutlich zeigt, in wirksamster Weise durch Anwendung des Verbundsystems erreicht.

## II. Zentralen.

### Elektrizitätswerk Caffaro, Oberitalien.

Das effektive Gefälle beträgt 246 m. Für Drehstromerzeugung stehen 4000 $l/s$ zur Verfügung; Periodenzahl 42. Die Zentrale hat 4 Einstrahlpeltonturbinen von je 2700 PS.[1]) Jede ist mit einem Drehstromgenerator direkt gekuppelt und macht 315 Umdr./Min. Schiebt man $H = 246$ über $\Sigma Q = 4000$, so sieht man, daß der Zug „Pelton, 4 Strahlen" von der Vertikalen durch $n = 315$ etwas unterhalb vom kleinen oberen Stern geschnitten wird. Die Systemlage ist demnach zwecks guter Materialausnützung so hoch gewählt worden, als bei dem vorliegenden Gefälle noch zulässig war. Die Zentrale enthält außer den 4 Hauptturbinen noch 2 Erregeraggregate, jedes für $H = 246$ m, $Q = 60$ $l/s$, mit Einstrahlpeltonturbinen von 600 Umdr./min; ein anderes kleines Gleichstromaggregat, auch mit Einstrahlpeltonturbine, arbeitet für Licht unter dem gleichen Gefälle mit $Q = 25$ $l/s$ und $n = 850$ Umdr./min. Die Systemlagen dieser kleinen Turbinen sind etwas niedrig aber noch gut.

### Elektrizitätswerk Wangen a. d. Aare[2])

$$\Sigma Q = 100 \text{ m}^3/\text{s} \qquad H = 8{,}4 \text{ m}$$

Die Einstellung zeigt Francissystem, niedere Drehzahlen; wenn man also direkt kuppeln will, braucht man, wie früher gezeigt:

hohe Unterteilung

hohe Systemlage

und um nicht zu kleine elektrische Einheiten zu bekommen:

mehrfache Maschinen.

Die Zentrale besteht in der Tat aus 6 vierfachen Francisturbinen

---

[1]) Gebaut von Ing. A. Riva, Monneret & Co., Mailand.

[2]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1906, S. 934.

von je ca. 1450 PS, mit horizontaler Welle[1]), direkt gekuppelt mit dem Generator, Drehzahl 150. Die Zentrale ist also primär 24 mal unterteilt und $^1/_4$ der Gesamtwassermenge — 25000 l/s — hat sechsfache Unterteilung. Die Systemlage der Turbinen ergibt sich mit $H = 8{,}4$ und $Q = 25000$ l/s auf dem Systemzug „6 Laufräder“ senkrecht über $n = 150$ wenig unterhalb des kleinen oberen Sterns, also noch brauchbar und für den vorliegenden Fall sehr zweckmäßig gewählt.

$D_1$ ist ausgeführt mit 1300 mm; der Schieber würde 1260 ergeben. Diese Zentrale ist also ein Beispiel für verständige Disponierung in einem schwierigen Fall und weist in hydraulischer Hinsicht gut gewählte Abmessungen auf.

Elektrizitätswerk der Stadt Mailand
bei Paderno an der Adda[2]).

Man hat hier $\Sigma Q = 45000$ l/s, $H = 29$ m,
sekundliche Periodenzahl 42.

Die Zentrale ist ausgeführt mit 7 Turbinen, 6 für den Betrieb und eine zur Reserve. Die Generatoren sind mit den Turbinen direkt gekuppelt; Drehzahl 180 Umdr/min. Die Erregerdynamo sitzen auf den Generatorwellen. Jeder Generator ist gebaut für 2000 PS Drehstrom und 160 PS Gleichstrom. Die Primärunterteilung der Zentrale — 6 Zwillingsturbinen — ist eine 12-fache; die Prüfung auf dem Schieber muß also mit der Hälfte von $\Sigma Q$ auf dem Systemzug „6 Laufräder“ vorgenommen werden.

Mit $Q = 22500$ l/s, $H = 29$ m und $n = 180$ ergibt sich auf diesem Zug eine Systemlage im unteren Teil des Sterngebiets. Die Turbinen haben ein $D_1$ von 1550 mm, der Schieber würde das gleiche ergeben. Die Turbinen sind also richtig dimensioniert. Ihre Systemlage ist noch ganz gut, aber in Anbetracht der bedeutenden Größe der Zentrale muß man sagen, etwas unvorteilhaft niedrig. Man hätte hier viel Geld sparen können durch Anwendung von Turbinen mit besserer Materialausnützung, d. h. mit höherer Systemlage; die dadurch bedingte höhere Umdrehungszahl wäre auch den Generatoren zugute gekommen. Wenn man mit der

---

[1]) Gebaut von Escher, Wyss & Co.

[2]) Il Politecnico, Jahrgang 1898.

Drehzahl auf 252 gegangen wäre, was wohl zulässig gewesen wäre, so hätten die Turbinen ein $D_1$ von 1200 mm bekommen und die Generatoren wären anstatt 28-polig 20-polig geworden, wodurch eine bedeutende Verminderung des Materialverbrauchs eingetreten wäre. Dieses Beispiel zeigt deutlich, daß der projektierende Elektroingenieur die Unterteilung einer Wasserkraftzentrale und die Drehzahl der Aggregate nicht, wie es hier geschah, ohne Rücksicht auf die Anforderungen der Turbine festsetzen und dem Turbinenkonstrukteur vorschreiben darf.