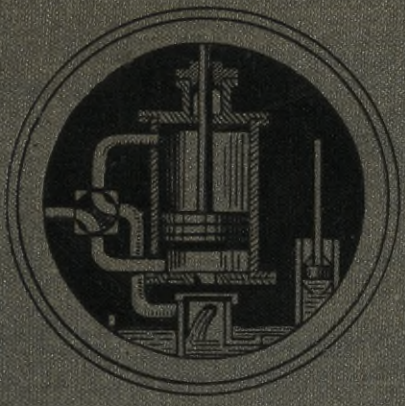


Die Hydraulik

von

G. Meißner

Biblioteka Politechniki Krakowskiej
100000299178

1898.

Die Hydraulik

und

die hydraulischen Motoren.

Ein Handbuch

für Ingenieure, Fabrikanten und Konstrukteure.

Zum Gebrauche für technische Lehranstalten

sowie ganz besonders zum Selbstunterricht.

Von

G. Meißner,

Ingenieur.

Zweite vollständig neu bearbeitete Auflage

von

Dr. H. Hederich, Ingenieur und Lehrer. und **Ingenieur Nowak,** Direktor des Technikums Altenburg.

II. Band.

Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder.

Zweite vollständig neu bearbeitete Auflage

von

Ingenieur Nowak,

Direktor des Technikums in Altenburg.

Erster Teil.

Jena,

Hermann Costenoble.

Verlagsbuchhandlung.

Theorie und Bau

der

Turbinen und Wasserräder.

Von

G. Meißner,
Ingenieur.

Zweite vollständig neu bearbeitete Auflage

von

Ingenieur Nowak,
Direktor des Technikums in Altenburg.

— Mit 43 Tafeln. —

Jena, [1885]
Hermann Costenoble.
Verlagsbuchhandlung.

BIBLIOTEKA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

II-351694

BIBLIOTEKA KRAKÓW Politechniczna

II 5101

Alle Rechte nach dem Gesetz vom 11. Juni 1870,
insbesondere das Recht der Übersetzung in fremde Sprachen,
vorbehalten.

BPK-3-87/2018

Akc. Nr. 1965/51

Vorwort zur ersten Auflage.

In den neuern Theorieen der hydraulischen Motoren findet man meistenteils höchst komplizierte Formeln und Ausdrücke zur Anwendung gebracht.

Statt einen einzigen summarischen Widerstands-Koeffizienten am Schlusse der Hauptgleichungen einzuführen und die theoretischen Resultate durch einen einzigen der Erfahrung entnommenen Koeffizienten einer Korrektur zu unterziehen, werden da schon in den Entwicklungen eine ganze Reihe von verschiedenen Koeffizienten eingeschaltet, wodurch die Übersichtlichkeit der Ableitungen und der einzelnen Ausdrücke selbst verloren geht.

Diese einzelnen Koeffizienten können keinesfalls beobachtet, noch viel weniger aber berechnet werden; man muß dieselben vielmehr dem Gefühle nach aus dem summarischen Widerstands-Koeffizienten ableiten, welch letzterer allein der Beobachtung entnommen werden kann.

Es ist dem Konstrukteur aber nichts daran gelegen, sich ellenlanger, wenn auch noch so elegant abgeleiteter Formeln zu bedienen.

Wer im praktischen Leben einmal Stellung einnimmt, hat dazu weder Zeit noch Lust und dies ist denn auch die Ursache, daß die an sich ganz wertvollen Theorieen entstehen und wieder verschwinden, ohne eine weitere Spur in der Praxis zurückgelassen zu haben, als ein tiefgehendes Mißtrauen gegen alle theoretischen Spekulationen.

Diese neuern Turbinentheorieen (welche im vorliegenden Werke mit einander verglichen werden sollen) stellen sich zudem meist auf einen sehr hohen Ausgangspunkt.

Man giebt sich keine Mühe, den kausalen Zusammenhang der Sache dem weniger Geübten klar zu machen.

Mit Beiseitelassen eines jeden anschaulichen (konstruktiven) Verfahrens

werden die Entwicklungen in der trockensten Weise leierkastenartig vorgenommen. Dieselben Ausdrücke sollen für die verschiedensten Turbinenarten Gültigkeit haben und daher ist es denn nicht zu verwundern, daß sie so weitschweifig und so kompliziert ausfallen, daß von ihrer Anwendung in der Praxis niemals die Rede sein wird.

Daß selbst die „Söhne der Muse" diesen weitschweifigen theoretisierenden Methoden keinen Geschmack abgewinnen können, beweist das nachfolgende Sprüchlein, welches unter den Schülern einer der renommirtesten polytechnischen Schule gang und gäbe ist:

Dreißig Formeln für Turbinen
Hat uns fast zu viel geschienen;
Doch wie unser Papa spricht,
Neunundzwanzig braucht man nicht!

Diese mangelhafte Fühlung der Theorie mit der Praxis hat ferner zu dem eigentümlichen Resultate geführt, daß alle neuern Turbinentheorieen den Druckturbinen oder Aktionsturbinen als Vollturbinen die Existenzberechtigung absprechen.

(Man sehe hierüber: Weißbachs Ingenieurmechanik. 4. Auflage. 2. Teil, S. 601; ferner: Werner, Theorie der Turbinen ꝛc. Berlin 1869; sowie auch: Reiche, Die Gesetze des Turbinenbaues. Leipzig 1877.)

So vorzüglich die genannten Theorieen als solche zu nennen sind, so scheint den Herren Verfassern doch der riesige Erfolg nicht bekannt zu sein, welchen gerade die Aktionsturbinen in den letzten 20 Jahren aufzuweisen haben, weil eine gut konstruierte Druckturbine hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und ihrer wertvollen Eigenschaften von keinem andern Motore erreicht werden kann.

Der Zweck des vorliegenden Werkes soll es sein, die nötige Fühlung zwischen Theorie und Praxis herzustellen.

Es soll auch dem weniger Geübten den Zusammenhang und die Entwicklung der Turbinentheorie klar machen, indem es von der letztern das gelehrte Gewand nach Thunlichkeit abstreift.

Es soll ferner dem Studierenden einen Überblick über die verschiedenen Turbinentheorieen gewähren, die letztern mit einander vergleichen und schließlich dem Praktiker durch eine Reihe bewährter, von den hervorragendsten Etablissementen ausgeführter Turbinenanlagen die erforderlichen Anhaltspunkte zur Konstruktion neuer Motoren an die Hand geben.

Während der erste Band des vorliegenden Werkes, nämlich „die Hydraulik", der Natur der Sache nach zum Teil wesentlich reproduktiver

Art sein mußte, soll dagegen der zweite, „die hydraulischen Motoren" behandelnde Band eine durchaus selbständige Arbeit sein und hoffe ich, daß das reichhaltige praktische Material desselben manchem nützlich sein werde.

Kriens bei Luzern (Schweiz), im März 1878.

G. Meißner, Ingenieur.

Vorwort zur zweiten Auflage des zweiten Bandes.

Bei der Bearbeitung der zweiten Auflage des zweiten Bandes: „Turbinen und Wasserräder", war der Bearbeiter bestrebt, das Buch wieder ganz im Meißnerschen Sinne herauszugeben. Jedoch machte sich eine teilweise andere Anordnung des Stoffes notwendig und manches wurde gründlicher als bisher behandelt, wofür, um den gegebenen Raum nicht zu überschreiten, einiges Unnötige weggelassen. Die in der ersten Auflage vorkommenden Unrichtigkeiten wurden beseitigt.

In der ersten Auflage waren bei den Wasserrädern nur die Haupteigenschaften kurz beschrieben. Jetzt ist auch einiges über die Berechnung derselben aufgenommen. Gerade so wie in der ersten Auflage, wurde auch in der zweiten auf Konstruktionsdetails der Wasserräder nicht weiter eingegangen. Es kann dies um so eher geschehen, da gerade in dieser Richtung ein ausgezeichnetes Buch, nämlich „Die Wasserräder von Bach" existiert. Bei den Turbinen wurde in der zweiten Auflage auch die graphische Turbinentheorie, insoweit sie für den Praktiker von Interesse ist, berücksichtigt.

Der zweite Band ist nicht bestimmt, die Zahl der theoretischen Werke über Turbinen zu vermehren, er soll keine wissenschaftliche Abhandlung sein, sondern ein Buch für die Praxis. Er ist so bearbeitet, daß zum Verständnisse desselben keine höhern Vorkenntnisse nötig sind, so daß sich jeder getrost an das Studium machen kann. Hier und da wurden Resultate, welche sich nur durch höhere Rechnung genau finden lassen, durch Versuchsmethoden bestimmt, welche für den Praktiker mit geringer theoretischer Vorbildung leicht verstanden und sicher angewendet

werden können, während höhere Rechnungen für ihn leicht ein gefährliches Spielzeug sein können. Daß die nicht auf höherm Wege gefundenen Resultate schlechter sein sollen, ist nicht richtig, da man doch unter jeder Bedingung Erfahrungs-Koeffizienten benutzen muß.

Es war der Bearbeiter der zweiten Auflage, welcher jahrelang im Turbinenbau thätig war und nach der Meißnerschen Methode viele Turbinen mit bestem Erfolge konstruiert hat, bestrebt, ein zum Selbstunterrichte besonders geeignetes Buch für den angehenden Turbinenkonstrukteur, sowie ein Handbuch für Ingenieure und Fabrikanten zu schaffen. Ferner ist dasselbe infolge der vielen ausgeführten Turbinenanlagen, welche es bringt, als Hilfsbuch für den Konstruktionsunterricht an Schulen bestens geeignet.

Der zweite Band besteht aus zwei Teilen und enthält folgendes:

Der erste Teil: Grundgesetze aus der Hydraulik, Allgemeine Anordnung von Wasserkraftanlagen, Wehre, Kanäle und Schützenzüge, Einteilung, Berechnung und Ausführung von Wasserrädern, Berechnung und Ausführung der Achsial- und Radialturbinen (Reaktions- und Aktionsturbinen) und zwar der Jonvalturbinen, Girardturbinen, Partialturbinen, Grenzturbinen, Radialturbinen mit innerer und äußerer Beaufschlagung u. s. w., Graphische Turbinentheorie, Überblick über verschiedene Turbinentheorieen. Der zweite Teil enthält eine vergleichende Übersicht der Eigenschaften verschiedener Turbinensysteme und bespricht die Wahl des Turbinensystems, die Aufstellungen der Turbinen, Bremsversuche an ältern und neuern Turbinen und bringt endlich viele von bedeutenden Maschinenfabriken ausgeführte Turbinenanlagen.

Eine eingehende Herleitung der im zweiten Bande gebrachten Resultate findet sich im ersten Bande, welcher so verfaßt ist, daß er auch von dem weniger wissenschaftlich Gebildeten verstanden werden kann. Solche Ableitungen, welche sich nur auf höherem Wege genau durchführen lassen, sind dort kleiner gedruckt angegeben und können unbeschadet des Verständnisses des Ganzen überschlagen werden. Überhaupt ist ein gründliches Studium des ersten Bandes zu empfehlen, ehe man sich eingehend mit dem zweiten befaßt.

Am Schlusse sagt der Bearbeiter allen jenen, welche ihn in seiner Arbeit durch Überlassung von Zeichnungen ꝛc., sowie bei Ausführung der Tafeln unterstützt haben, seinen besten Dank.

Altenburg S.-A., im Oktober 1895.

Ingenieur **A. Nowak.**

Geſetze aus der Hydraulik.

§ 1.

Die Arbeitsleistung des Wassers.

Bedeutet Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche einem Motor in der Sekunde zufließt, H die Höhe in Metern, welche das Wasser herunterſinkt und hierbei Arbeit an den Motor abgiebt und γ das Gewicht von 1 cbm Wasser, so ist die geleistete Arbeit resp. der Effekt, da sich ja Q auf die Sekunde bezieht:

$$E = \gamma \cdot Q \cdot H,$$

und da $\gamma = 1000$ kg, so ist

$$E = 1000 \cdot Q \cdot H \text{ mkg} \quad \ldots\ldots 1)$$

oder in Pferdestärken ausgedrückt:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \text{ HP} \quad \ldots\ldots 2)$$

Dies ist die theoretische Leistung einer Wasserkraft, d. h. diesen Effekt könnte das Wasser ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse und sonstige Verluste an den Motor abgeben. Diese theoretische Leistung bezeichnen wir, falls eine Unterscheidung notwendig ist, mit E_a resp. N_a, während wir die an den Motor abgegebene Arbeit, die sog. effektive Arbeit oder den Nutzeffekt, mit E_n resp. N_n bezeichnen. Mit Nutzleistung oder Nutzeffekt bezeichnet man in der Praxis auch die Anzahl der Prozente der theoretischen Leistung, welche an den Motor abgegeben werden.

Bis jetzt hatten wir angenommen, daß das Wasser nur durch sein Gewicht wirkt; es kann jedoch dasselbe durch das Herunterfallen von der Höhe H eine Geschwindigkeit v erlangen, infolge welcher es durch seine lebendige Kraft wirkt. Bezeichnen wir mit M die Masse der in der Sekunde zufließenden Wassermenge, so ist:

$$E = \frac{M \cdot v^2}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 3)$$

wobei $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$; hierin ist $g = 9{,}8088 = \sim 9{,}81$.

Wirkt das Wasser durch seine lebendige Kraft auf einen Motor ein, so kann dies durch Stoß, Aktion oder Reaktion sein. Diese zuletzt genannten Wirkungen können auch mit der Gewichtswirkung zugleich auftreten. Dies ist dann der Fall, wenn man nur einen Teil der Druckhöhe H dazu verwendet, um Geschwindigkeit zu erzeugen, so daß das Wasser mit einer Geschwindigkeit in den Motor tritt, welche kleiner als $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ ist.

Setzen wir in der Formel $E = \frac{M \cdot v^2}{2}$ für die Masse den Wert $M = \frac{G}{g} = \frac{\gamma \cdot Q}{g}$, wobei G das Gewicht von Q Kubikmetern Wasser bedeutet, so folgt:

$$E = \gamma \cdot Q \frac{v^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 4)$$

und nach der Formel $v = \sqrt{2 g H}$ ist: $\frac{v^2}{2g} = H$ gleich der Geschwindigkeitshöhe von v, also: $E = \gamma \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot Q \cdot H$. Diese lebendige Kraft giebt das Wasser nun zum größten Teil an den Motor ab, indessen die Wassergeschwindigkeit entweder plötzlich oder allmählich kleiner wird, bis sie beim Austritt aus dem Motor eine Größe von w besitzt, infolgedessen eine lebendige Kraft $\frac{M w^2}{2}$ verloren geht. Es beträgt also die thatsächlich an den Motor abgegebene Arbeit:

$$E = \frac{M v^2}{2} - \frac{M w^2}{2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5)$$

nun ist aber $M = \frac{G}{g} = \frac{\gamma Q}{g} = \frac{1000 Q}{g}$, also:

$$E = 1000 \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} - 1000 \cdot Q \cdot \frac{w^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad 5')$$

Aus dieser letzten Gleichung ersehen wir, daß E dann den größten Wert erhält, wenn $w = 0$ wird, also das letzte Glied wegfällt. Es würde daher die ganze infolge von v im Wasser enthaltene lebendige Kraft an den Motor abgegeben. Dies läßt sich jedoch nicht ausführen, da das Wasser doch mit einer Geschwindigkeit w aus dem Motor ausfließen muß. Man wird daher letzteren so ausführen, daß w möglichst klein wird.

§ 2.

Stoß, Aktion und Reaktion.

Wenn ein Wasserstrahl auf eine gerade oder schief gegen seine Bewegungsrichtung gerichtete Fläche aufprallt und dadurch aus seiner Bewegungsrichtung abgelenkt wird, so übt er einen Druck auf die Fläche aus. Ist die Richtungsänderung eine plötzliche, wie in Fig. 1 Tafel 1, so wird der plötzlich auftretende Druck Stoß genannt und die Geschwindigkeit wird gleichzeitig vermindert. Mit diesem Geschwindigkeitsverluste ist auch ein entsprechender Arbeitsverlust verbunden. Ob die Fläche, gegen welche der Wasserstoß stattfindet, in Ruhe oder in Bewegung ist, thut dem Begriffe des Stoßes keinerlei Eintrag.

Trifft jedoch ein Wasserstrahl auf eine gekrümmte Fläche, Fig. 2 Tafel 1, welche tangierend an seine ursprüngliche Richtung verläuft, so ist der Neigungswinkel des auffallenden Strahles gegen die Fläche gleich Null Grad und der Wasserstrahl gleitet mit unverminderter Geschwindigkeit auf der gekrümmten Fläche fort. Es wirkt hier der Strahl nicht mehr durch Stoß, sondern durch Aktion auf die Fläche ein.

Wenn ein Wasserstrahl sich in einer Rohrleitung, Fig. 3 Tafel 1, mit einer gewissen Geschwindigkeit fortbewegt und es wird diese Bewegung durch plötzliches Schließen der bei a befindlichen Klappe unterbrochen, so wird die ganze Geschwindigkeit des Wassers zerstört resp. aufgehoben und das Wasser wirkt durch reinen Stoß auf die Klappe ein.

Wenn, wie Fig. 4 zeigt, sich ein Wasserstrahl senkrecht gegen eine ebene Fläche bewegt, so wirkt das Wasser durch Stoß auf die Fläche ein und es wird, wenn die letztere feststeht, die Geschwindigkeit des Wassers in der Richtung des Stoßes ganz aufgehoben. Bewegt sich die Fläche in der Richtung des Stoßes, so wird selbstverständlich die Wassergeschwindigkeit in der Richtung desselben nur teilweise aufgehoben.

Wenn ein fester Körper schief gegen eine ebene Fläche b c, Fig. 5, stößt, so wird er aus seiner ursprünglichen Richtung a b in diejenige b c abgelenkt und wirkt dabei durch Stoß auf die Fläche ein.

Bezeichnet ω den Neigungswinkel der Richtung, unter welcher der Körper gegen die Fläche auffällt gegen die letztere, so wird die ursprüngliche Geschwindigkeit desselben vermindert und beträgt dann, wie aus Fig. 5 ersichtlich:

$$b\,c = b \cdot d \cdot \cos\omega \quad \ldots\ldots\ldots \quad 6)$$

indem nämlich die ursprüngliche Geschwindigkeit b d in die beiden Kom-

ponenten b c und b e zerfällt, von denen die letztere infolge der Stoßwirkung aufgehoben wird.

Wenn dagegen, wie in Fig. 1 Tafel 1, ein seitlich begrenzter Wasserstrahl gegen eine schiefe Ebene stößt, so verhält sich derselbe nicht wie ein fester Körper; er fließt zwar auch mit verminderter Geschwindigkeit in der Richtung b c fort; allein der Geschwindigkeitsverlust ist hier nicht so bedeutend, wie bei einem festen Körper, welcher unter sonst gleichen Umständen schief auffällt.

Dieser Verlust an Geschwindigkeit würde beim Wasser eigentlich gerade so groß sein müssen, wie beim festen Körper, wenn sich das erstere genau nach dem Winkel a b c bewegen würde, wie der letztere. Infolge der großen Beweglichkeit der einzelnen Wasserteilchen wird sich jedoch in Fig. 1 bei b eine stillstehende Wasserecke bilden, so daß der Strahl sich mehr oder weniger annähernd so verhält, als ob er, wie in Fig. 2, gegen eine gekrümmte Fläche stoßen würde, in welchem Falle der Strahl auch durch Aktion auf die Fläche einwirkt, während er im ersteren Falle (bei ganz plötzlicher Ablenkung) durch Stoß (unreiner Stoß) auf die Fläche einwirkt.

Da sich jedoch die erwähnte Wasserecke, in Fig. 1, niemals so vollständig bildet, daß wir den Fall wie in Fig. 2 erhalten würden, so werden auch immer Verluste an Geschwindigkeit stattfinden, welche sich in einzelnen Fällen nur durch Versuche mit einiger Genauigkeit bestimmen lassen.

Während beim Stoß die Einwirkung eines einzelnen Wasserteilchens, da dasselbe als unelastischer, unzusammendrückbarer Körper betrachtet werden kann, nur einen Augenblick andauert, wobei die Ablenkung des Wassers plötzlich stattfindet, so drückt dagegen, wie in Fig. 2 (Einwirkung durch Aktion), jedes Wasserteilchen während des ganzen Durchlaufens der Kurve in stetiger Weise auf die Fläche, indem sich gleichzeitig in jeder der aufeinander folgenden Stellungen dieses Wasserteilchens die Richtung des Druckes in der Weise verändert, daß derselbe, normal zur Fläche genommen, die gleiche Größe beibehält, insofern man von den Reibungsverlusten absieht.

Wenn die Richtung, wie in Fig. 6, in die entgegengesetzte übergeführt wird oder, wie in Fig. 7, in einer Spirallinie herumgeführt wird, so verhält sich die Sache auf gleiche Weise.

Stoß und Aktion treten sehr oft gemeinschaftlich auf. Trifft z. B., wie Figur 8 zeigt, ein Wasserstrahl gegen eine kugelförmig gekrümmte Fläche, so findet zuerst eine Stoßwirkung auf den mittleren Teil der Fläche ein.

Wäre das Wasser, auf ähnliche Weise wie in Fig. 3, seitlich eingeschlossen, so würde infolge des reinen Stoßes die Geschwindigkeit des

Wassers, welches wir als unelastischen Körper betrachten, vollständig aufgehoben.

Infolge der großen Beweglichkeit der Wasserteilchen gegeneinander bildet sich jedoch, in Fig. 8, zwischen Wasserstrahl und Fläche eine Art Führungskegel von ruhendem Wasser, wodurch der Wasserstrahl sanfter zur Seite abgelenkt wird. Nach dem ersten Aufprall wird das Wasser in seiner Bewegungsrichtung von der gekrümmten Fläche stetig abgelenkt, so daß es also durch Aktion auf die Fläche einwirkt.

Bei den meisten in der Praxis vorkommenden Fällen treten Stoß und Aktion gemeinschaftlich auf und zwar gleichzeitig oder unmittelbar hintereinander auf. So trifft das Wasser bei gewissen Wasserrädern und Turbinen zuerst gegen die Schaufelkanten, wodurch ein Stoß entsteht, und dann wird es von den entsprechend gekrümmten Schaufeln aus seiner Bewegungsrichtung abgelenkt, so daß es durch Aktion wirkt.

Auch die Reaktion (Rückwirkung) des Wassers tritt in den meisten Fällen vereint mit Aktion und auch mit Stoß auf.

Wir wollen uns zunächst mit dem Wesen der Reaktionswirkung bekannt machen. Denken wir uns, in Fig. 9, ein mit Wasser gefülltes Gefäß, so ist der spezifische Wasserdruck (Druck auf die Flächeneinheit) gegen alle Stellen der Gefäßwand, welche gleich tief unter dem Wasserspiegel liegen, gleich groß.

Bringt man nun an der Stelle a eine Öffnung in der Gefäßwand an, so wird dort Wasser ausfließen, weshalb kein Druck stattfindet. Da aber an der der Öffnung a gegenüberliegenden, in gleicher Tiefe unter dem Wasserspiegel liegenden Stelle der Gefäßwand der Druck so groß bleibt, wie vor dem Ausfluß des Wassers, so hat das Gefäß das Bestreben, sich in der dem Ausflusse entgegengesetzten Richtung zu bewegen und zwar mit einer Kraft, welche gleich dem Drucke ist, welchen das Wasser auf die Wandung an Stelle der Öffnung ausgeübt hat (oder gleich dem Drucke des Wassers gegen ein Stück der Gefäßwand von gleicher Größe wie die Öffnung a und gleicher Tiefe unter dem Wasserspiegel wie dieselbe).

Stellt man das Gefäß, wie in Fig. 9, auf Räder, so wird es sich in der der Ausflußstelle a entgegengesetzten Richtung fortbewegen.

Wir ersehen aus obigem, daß die Reaktion nicht infolge einer Druckvermehrung auf die der Öffnung gegenüberliegenden Wand entsteht, sondern es ist nur darum ein Überdruck auf eine Seite des Gefäßes vorhanden, weil auf der entgegengesetzten Seite der Druck vermindert wurde.

Denken wir uns in einem auf einem Ende geschlossenen Rohre, Fig. 10, plötzlich eine große Menge Gas entwickelt (z. B. durch Ent-

zünden von Schießpulver), welches bei seinem Austritte aus dem Rohre gleichzeitig einen Druck auf dessen hintere Wandung ausübt und dadurch dasselbe entgegengesetzt der Austrittsrichtung mit einer gewissen Geschwindigkeit forttreibt. Hier haben wir eine reine Reaktionswirkung. Man hat aber darauf zu achten, daß die wirkende Gasmenge sich in unserm Rohre entwickelt und nicht vielleicht in einem andern Gefäß, aus welchem sie erst in das Rohr geleitet wird.

Beim Wasser, welches als solches in das Rohr resp. den Motor eingeführt werden muß, folgt, daß es mit einer gewissen Geschwindigkeit eintreten muß, infolge welcher aber auch eine Aktionswirkung gegen das Gefäß stattfinden wird.

Eine reine Reaktionswirkung würde dann eintreten, wenn das Wasser ohne Geschwindigkeit in das Gefäß gelangen könnte, was jedoch nicht der Fall sein kann, denn sobald die Zuflußgeschwindigkeit gleich Null ist, kann aus der Öffnung kein Wasser ausfließen.

In Wirklichkeit ist mit jeder Reaktionswirkung eine Ablenkung des Wassers verbunden, welche eine Handhabe zur Bestimmung des Druckes, den ein Wasserstrahl unter den obigen Umständen auf eine bewegte oder ruhende Fläche ausübt, bietet.

§ 3.

Der reine Wasserstoß.

Stößt z. B. in einer Rohrleitung das mit der Geschwindigkeit von v Metern per Sekunde fließende Wasser gegen eine feste Wand (z. B. eine rasch geschlossene Klappe), so wird seine Bewegung durch den Widerstand vollständig aufgehoben und der Stoß ist ein vollkommener, es wird also die ganze lebendige Kraft des Wassers an die gestoßene Fläche und die anschließende Rohrleitung abgegeben.

Man kann für diese Stoßwirkung das Wasser infolge seiner für die gewöhnlichen Fälle der Praxis annehmbaren vollkommenen Unzusammendrückbarkeit wie einen unelastischen Körper betrachten, da es ja dadurch, daß es in einem Gefäß eingeschlossen ist, vor dem Auseinanderstieben bewahrt wird.

Bedeutet Q die Wassermenge pro Sekunde in Kubikmetern, v die Geschwindigkeit des Wassers in Metern und H die Druckhöhe in Metern, welche dieser Geschwindigkeit entspricht, so beträgt die ganze abgegebene lebendige Kraft nach Formel 4):

$$E = \gamma \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} = 1000 \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ mkg},$$

und wegen $\frac{v^2}{2g} = H$ folgt

$$E = 1000 \cdot Q \cdot H.$$

Dieser Effekt geht nun allerdings nicht verloren, sondern er bewirkt Erschütterungen der Rohrleitung und sucht dieselbe sowohl in der Längenrichtung, als auch am Umfange auszudehnen resp. zu zerreißen.

Die Erschütterungen der Rohrleitung werden zum Teil an das dieselbe umschließende Material abgegeben und zum Teil pflanzen sie sich auf der ganzen Länge der Leitung fort, bis sie an den Auflagerstellen einen Ausweg finden.

Da der Wasserstoß eine sehr kurze Dauer hat (infolge der Unzusammendrückbarkeit des Wassers), so ziehen sich bei der Rohrleitung die durch den Stoß ausgedehnten Rohrwände rasch wieder zusammen und drängen das Wasser, welches während der Ausdehnung den Wänden nachgefolgt ist, wieder zurück.

Infolgedessen entstehen bei jeder stoßenden Wassersäule regelmäßige Oscillationen (hin und her gehende Schwankungen, so daß die Wassersäule nach dem ersten Stoß in der Richtung desselben wie eine elastische Masse hin und her schwankt, wobei sich jedesmal die Stöße in abnehmender Stärke wiederholen.

Ist in der Rohrleitung ein Windkessel eingeschaltet, so finden diese Stöße in sehr regelmäßiger Weise statt und sind nicht so heftig, da die im Windkessel befindliche Luft zusammengedrückt wird.

Der Stadt Lausanne in der Schweiz wird das Wasser durch eine 14 km lange Rohrleitung von 600 mm lichter Weite (ohne Abzweigung) zugeführt. Die Druckhöhe beträgt 150 m. In Lausanne zeigt das Manometer bei normalem Wasserdurchflusse eine Spannung von 14 Atmosphären, indem eine Druckhöhe von 10 m zur Überwindung der Widerstände in der Rohrleitung erforderlich ist.

In der Stadt ist eine Zweigleitung von 350 mm lichter Weite, welche der Hauptleitung ein Achtel der durchfließenden Wassermenge entzieht. Wird erstere geschlossen, was fünf bis sechs Sekunden beansprucht (also nicht plötzlich), so treten in der ganzen Rohrleitung Oscillationen ein und zwar in der Weise, daß das Manometer in der Zeit von fünf bis sechs Sekunden nach dem Stoße nach und nach 21 Atmosphären Druck anzeigt, welcher hierauf innerhalb ca. zehn Sekunden wieder auf ungefähr zehn Atmosphären heruntersinkt, sodann wieder auf 16 bis 17

Atmosphären steigt u. s. f., bis nach einiger Zeit wieder der normale Druck von 14 Atmosphären stattfindet.

Der unmittelbar vor der Abschlußvorrichtung der Zweigleitung angebrachte Windkessel hat einen Inhalt von ungefähr anderthalb Kubikmeter.

Nur infolge des eingeschalteten Windkessels und der Elastizität der Rohrwände tritt keine reine Stoßwirkung auf, denn sonst würden die erwähnten Pressungsänderungen einen viel höhern Grad erreichen.

Da das Wasser unzusammendrückbar ist, so ist der Stoß unelastisch und von ungemein kurzer Dauer und man nennt ihn einen harten Stoß.

Treffen zwei an seitlicher Zerteilung gehinderte Wassersäulen mit den Massen M_1 und M_2 mit den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 aufeinander, so bewegen sie sich nach dem Stoße, wie ein einziger Körper mit der Geschwindigkeit v fort. Man kann hier die Gesetze für den vollkommen unelastischen Stoß anwenden.

Wir wollen einige Hauptfälle betrachten:

1. Ist die Bewegungsrichtung der beiden Massen vor dem Stoße die gleiche, so ist die gemeinschaftliche Geschwindigkeit v nach dem Stoße:

$$v = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7)$$

2. Ist die gestoßene Masse vor dem Stoße in Ruhe, so ist $v_2 = 0$, also wird:

$$v = \frac{M_1 v_1}{M_1 + M_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7')$$

3. Sind die Bewegungsrichtungen der beiden Massen einander gerade entgegengesetzt, so geht $+ v_2$ in $- v_2$ über, also ist:

$$v = \frac{M_1 v_1 - M_2 v_2}{M_1 + M_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7'')$$

Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei einer Stoßwirkung des Wassers eintritt, läßt sich auf folgende Weise bestimmen:

Die lebendige Kraft der beiden Massen vor dem Stoße ist:

$$E_1 = \frac{M_1 v_1^2}{2} + \frac{M_2 v_2^2}{2}$$

und nach dem Stoße

$$E_2 = \frac{M_1 v^2}{2} + \frac{M_2 v^2}{2},$$

indem nach dem Stoße beide Massen die gleiche Geschwindigkeit v besitzen.

Der Verlust an lebendiger Kraft ist dann gleich

$$E_{st} = E_1 - E_2$$

oder $$E_{st} = \frac{M_1 v_1^2}{2} + \frac{M_2 v_2^2}{2} - \frac{M_1 v^2}{2} - \frac{M_2 v^2}{2},$$

setzt man hierin für v den Wert aus Formel 7), so ergiebt sich:

$$E_{st} = \frac{1}{2} \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \cdot (v_1 - v_2)^2 \quad \ldots\ldots 8)$$

Mit Hilfe obiger Formeln läßt sich nun die Nutzleistung des Wasserstoßes, d. h. derjenige Teil der lebendigen Kraft bestimmen, welcher an die gestoßene Wassermasse (oder an einen andern unelastischen Körper) abgegeben wird.

Die Nutzleistung ist abhängig von der Größe der stoßenden Massen und der relativen Geschwindigkeit derselben vor dem Stoße.

Wir unterscheiden folgende Fälle:

1. Ist die gestoßene Masse vor dem Stoße in Ruhe und sind beide Massen gleich groß, so wird in Formel 8) $v_2 = 0$ und $M_1 = M_2 = M$, also ist dann

$$E_{st} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M v_1^2}{2} \quad \ldots\ldots\ldots 8')$$

Aus Formel 7') folgt für diesen Fall die Geschwindigkeit nach dem Stoße

$$v = \frac{v_1}{2},$$

es ist also die Geschwindigkeit nach dem Stoße die Hälfte derjenigen vor dem Stoße, infolgedessen ist die Nutzleistung des Stoßes, d. h. die an die gestoßene Masse übertragene Arbeit gleich $^1/_4$ der ursprünglichen lebendigen Kraft des stoßenden Körpers, indem die Geschwindigkeit in der Formel für die lebendige Kraft in zweiter Potenz vorkommt.

Da sich der stoßende Körper nach dem Stoße ebenfalls mit der Geschwindigkeit $v = \frac{v_1}{2}$ fortbewegt, so ist die dann in ihm enthaltene lebendige Kraft gleichfalls $^1/_4$ der ursprünglichen lebendigen Kraft, es ist also infolge des Stoßes die halbe lebendige Kraft verloren gegangen, was uns auch schon durch Formel 8') bestätigt wurde.

2. Ist die stoßende Masse im Vergleich zu der in Ruhe befindlichen gestoßenen Masse sehr groß, so daß man letztere gegen die erstere vernachlässigen kann, so wird in Formel 8) $M_2 = 0$, also auch $E_{st} = 0$, d. h. es ist zwar der totale Verlust an lebendiger Kraft gleich Null, allein es wird auch keine lebendige Kraft an die verschwindend kleine gestoßene Masse übertragen, da ja in $\frac{M_2 v^2}{2}$ die Masse $M_2 = 0$ gesetzt werden kann; es ist somit hier die Nutzleistung des Stoßes gleich Null.

3. Ist die stoßende Masse im Vergleich zu der in Ruhe sich befindlichen gestoßenen Masse sehr klein, so daß man erstere gegen letztere vernachlässigen kann, so wird in Formel 8) $M_1 = 0$, also auch $E_{st} = 0$, d. h. es geht in diesem Falle zwar auch keine lebendige Kraft durch Stoß verloren, allein es wird auch hier keine Arbeit an die gestoßene Masse übertragen werden können, indem die lebendige Kraft des stoßenden Körpers vor dem Stoße gleich $\frac{M_1 v_1^2}{2} = 0$ war, da wir ja $M_1 = 0$ angenommen hatten.

4. Flieht die Masse M_2 mit der Geschwindigkeit v_2 vor der sich in derselben Richtung mit der Geschwindigkeit v_1 bewegenden Masse M_1, so wird, wie aus Formel 8) zu ersehen ist, der Stoßverlust um so kleiner, je größer v_2 ist und wird gleich Null, wenn $v_2 = v_1$ ist. Da aber dann selbstverständlich kein Stoß stattfinden kann, so ist auch der Stoßeffekt gleich Null. Für $v_2 = 0$ ist natürlich der Stoßverlust am größten.

§ 4.

Stoß und Aktion.

Aus unseren früheren Betrachtungen geht hervor, daß, wenn man einem in Bewegung befindlichen Wasserstrahl seine lebendige Kraft entziehen will, man denselben von seiner ursprünglichen Bewegungsrichtung ablenken muß.

Es handelt sich daher bei dem Bau der hydraulischen Motoren zunächst darum, ausfindig zu machen, auf welche Weise die Ablenkung bewerkstelligt werden muß, um dem Wasser einen möglichst großen Teil seiner Geschwindigkeit oder seiner lebendigen Kraft in einer Weise zu entziehen, welche gestattet, diese entzogene Arbeit weiter zu leiten und nützlich zu verwenden.

Um diese vorteilhafteste Weise ausfindig zu machen, wollen wir zunächst die verschiedenen Ablenkungsarten eingehender besprechen.

Um uns kurz zu fassen, bezeichnen wir das Aufprallen auf ebene Flächen mit Stoß, obgleich dies immer ein unvollkommener (unreiner) Stoß ist, während wir das Aufprallen auf eine gebogene Fläche als einen mit Aktion kombinierten Stoß betrachten und in diesem Falle nur von Ablenkung sprechen.

Trifft ein Wasserstrahl mit einer gewissen Geschwindigkeit gegen einen stillstehenden Rotationskörper, z. B. gegen einen Kegel, Fig. 11 Tafel 1, so daß das Wasser nach allen Seiten gleichmäßig abgelenkt wird, so wird

(abgesehen von den Reibungswiderständen) das Wasser nach seiner Ablenkung auf der Mantelfläche in der Richtung a b mit einer Geschwindigkeit abfließen, welche geringer ist als die ursprüngliche Geschwindigkeit. Die Größe dieses Geschwindigkeitsverlustes ist abhängig von der Form der ablenkenden Fläche und der Querschnittsgröße des Wasserstrahles, denn durch einen größern Querschnitt wird die Bildung eines Führungskegels begünstigt.

Hat der Rotationskörper die in Fig. 12 ersichtliche Form, so ist, da das Wasser nur allmählich aus seiner Richtung abgelenkt wird, kein Grund vorhanden, welcher eine Verminderung der Geschwindigkeit verursachen könnte.

Bei größern Wasserstrahlen bildet sich in Fig. 11 eine Art Führungskegel, so daß sich der Abfluß ähnlich wie bei Fig. 12 verhält.

Wegen der Bildung eines Führungskegels von ruhendem Wasser ist es auch erklärlich, daß bei einer ebenen Fläche, Fig. 4, der Abfluß des Wassers nach dem Stoße ohne allzu großen Verlust an Geschwindigkeit stattfindet, indem dieselbe dann 0,8 bis 0,9 der Zuflußgeschwindigkeit beträgt.

Bei Versuchen, die man über den Wasserdruck auf Flächen angestellt hat, fand man, daß der Druck des Wassers gegen die Fläche im Anfange (also vor der Bildung des Führungskegels) ungefähr doppelt so groß war, als nachher.

Im Nachstehenden sollen nun die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse für die Ablenkung der Wasserstrahlen behandelt werden. Von Verlusten, wodurch ca. 5 bis 20% der theoretischen Geschwindigkeit verloren gehen können, wollen wir vorläufig absehen.

Es bewegt sich in Fig. 12 die vom Wasserstrahle getroffene Rotationsfläche mit der Geschwindigkeit v vor dem stoßenden Strahle fort, es ist somit, wenn c die Geschwindigkeit des Wasserstrahles ist, dessen relative Geschwindigkeit in Bezug auf die Fläche $c - v$. Mit dieser relativen Geschwindigkeit gleitet nun der Strahl auf der Fläche und verläßt sie auch mit dieser Geschwindigkeit. Die Richtung, unter welcher der Wasserstrahl die Fläche trifft, und diejenige, unter welcher er dieselbe verläßt, bilden miteinander den Ablenkungswinkel ω.

Aus den Geschwindigkeiten v und $c - v$ entsteht die absolute Abflußgeschwindigkeit w. Dieselbe folgt aus der Figur zu:

$$w = \sqrt{(c - v)^2 + v^2 + 2 \cdot (c - v) \cdot v \cdot \cos \omega} \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Die beim Auftreffen auf die Fläche im Wasser enthaltene Arbeit ist:

$$\gamma \cdot Q \cdot \frac{c^2}{2g}$$

und beim Abfließen: $\gamma \cdot Q \cdot \frac{w^2}{2g}$,

somit ist die Differenz dieser beiden Werte die an die gestoßene Fläche übertragene Arbeit, also:

$$\gamma \cdot Q \cdot \frac{c^2}{2g} - \gamma \cdot Q \cdot \frac{w^2}{2g} = \frac{c^2 - w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot Q.$$

Ist P der Druck, welcher während der Ablenkung auf die Fläche ausgeübt wird, so ist die pro Sekunde übertragene Arbeit offenbar auch gleich diesem Drucke multipliziert mit der Geschwindigkeit v, mit welcher sich die Fläche fortbewegt. Es ist somit:

$$P \cdot v = \frac{c^2 - w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10)$$

Setzt man in diesen Ausdruck für die Geschwindigkeit w den Wert nach Formel 9), so folgt:

$$P \cdot v = \frac{c^2 - (c - v)^2 - v^2 - 2\,(c - v) \cdot v \cdot \cos\omega}{2g} \cdot \gamma \cdot Q$$

oder

$$P \cdot v = (1 - \cos\omega) \cdot \frac{(c - v) \cdot v}{g} \cdot \gamma \cdot Q \ldots\ldots 10')$$

dividiert man beiderseits durch v, so folgt der Druck, welcher auf die Fläche ausgeübt wird:

$$P = (1 - \cos\omega) \cdot \frac{c - v}{g} \cdot \gamma \cdot Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11)$$

Befindet sich die vom Wasser getroffene Fläche in Ruhe, so ist $v = 0$, es ist also:

$$P = (1 - \cos\omega) \cdot \frac{c}{g} \cdot \gamma \cdot Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad 12)$$

Bewegt sich die Fläche dem Wasserstrahle entgegen, so hat man in Formel 11) $-v$ anstatt v zu setzen, also:

$$P = (1 - \cos\omega) \cdot \frac{c + v}{g} \cdot \gamma \cdot Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad 13)$$

Ist F der Querschnitt des mit der Geschwindigkeit c zufließenden Wasserstrahles, so folgt:

$$Q = F \cdot c,$$

setzt man diesen Wert in Formel 12) ein, so erhält man für die ruhende Fläche:

$$P = (1 - \cos\omega) \cdot \frac{c^2}{g} \cdot \gamma \cdot F$$

und da $\frac{c^2}{2g} = H$ ist, so wird

$$P = (1 - \cos\omega) \cdot 2 \cdot H \cdot \gamma \cdot F \quad \ldots\ldots\ldots \quad 12')$$

Ist, wie in Fig. 4, der Ablenkungswinkel $\omega = 90^0$, so wird $\cos 90^0 = 0$, also

$$P = 2 \cdot H \cdot \gamma \cdot F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12'')$$

Ist, wie in Fig. 8, der Winkel $\omega = 180^0$, so folgt wegen $\cos 180^0 = -1$:

$$P = 4 \cdot H \cdot \gamma \cdot F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12''')$$

Es ist also nach Formel 12'') der Druck eines senkrecht gegen eine ruhende ebene Fläche treffenden Wasserstrahles gleich dem Drucke einer Wassersäule von gleichem Querschnitte wie der Strahl und einer Höhe, welche doppelt so groß ist als die Druckhöhe H, welche die Geschwindigkeit c erzeugt.

Nach Formel 12''') ist der Druck gegen eine hohle ruhende Fläche, welche den Strahl ganz in die entgegengesetzte Richtung ablenkt, doppelt so groß, wie bei einer ebenen ruhenden Fläche.

Nach den obigen Betrachtungen wäre es nun gleichgültig, ob ein Wasserstrahl durch Stoß oder durch Aktion auf eine Fläche einwirkt, indem der Druck P bei gleichem Strahlquerschnitte F und gleicher Geschwindigkeit c, wie aus Formel 12') zu ersehen ist, nur noch von der Größe des Ablenkungswinkels ω des Strahles abhängt.

Es muß jedoch nochmals erwähnt werden, daß wir in obigen Entwicklungen von der Voraussetzung ausgegangen sind, daß keine Verluste an Geschwindigkeit stattfinden, während in Wirklichkeit nur bei nicht plötzlicher Ablenkung, wie durch Flächen von der Form Fig. 2, 6 und 12, kein Verlust an Geschwindigkeit entsteht (abgesehen von Geschwindigkeitsverlusten infolge von Reibung), weil hier das Wasser nur durch Aktion auf die Fläche einwirkt.

In jenen Fällen dagegen, wo ein Wasserstrahl unter einem Winkel gegen eine Fläche trifft, ist ein Stoß und mit diesem ein Geschwindigkeitsverlust nicht zu vermeiden. Es findet somit ein Verlust an lebendiger Kraft statt, welcher davon herrührt, daß bei der nicht ganz vollkommenen Beweglichkeit der Wasserteilchen, das Aufprallen des Wassers noch eine kleine Ähnlichkeit mit dem Stoße fester Körper hat. Man soll daher das Wasser in den hydraulischen Motoren nicht durch Stoß, sondern durch Aktion wirken lassen.

Nach dem Obigen ist der Druck eines Wasserstrahles gegen eine ruhende Fläche bei rechtwinkliger Ablenkung nach Formel 12):

$$P = \frac{c^2}{g} \cdot \gamma \cdot F$$

und wenn die Fläche sich jedoch mit der Geschwindigkeit v in der Richtung des Strahles fortbewegt, so folgt aus Formel 11):

$$P = \frac{(c - v) \cdot c}{g} \cdot \gamma \cdot F.$$

Im ersteren Falle (bei ruhender Fläche) wird, trotzdem der Druck P am größten ist, keine mechanische Arbeit an die Fläche abgegeben, indem das Produkt $P \cdot v = 0$ wird.

Um also dem Wasser seine lebendige Kraft zu entziehen, muß dasselbe nicht nur abgelenkt werden, sondern es muß sich die ablenkende Fläche auch in der Druckrichtung fortbewegen.

Es fragt sich nun, mit welcher Geschwindigkeit muß die Fläche vor dem Wasserstrahl fliehen, damit dem Wasser ein möglichst großer Teil seiner lebendigen Kraft entzogen wird?

Aus der allgemeinen Gleichung:

$$P \cdot v = (1 - \cos \omega) \cdot \frac{(c - v) \cdot v}{g} \cdot \gamma \cdot Q$$

ersehen wir auch, daß die Größe des Effektes hauptsächlich von der Geschwindigkeit v der vom Wasserstrahl getroffenen Fläche abhängt. Die beiden Grenzwerte, zwischen denen v liegen kann, sind 0 und c. Für $v = 0$ und $v = c$ ergiebt sich aus der letzten Gleichung der Effekt $P \cdot v = 0$.

Wir wollen nun diejenige Geschwindigkeit v bestimmen, für welche der Effekt ein Maximum wird.

Aus obiger Gleichung ersehen wir, daß $P \cdot v$ dann am größten wird, wenn $(c - v) \cdot v$ ein Maximum wird. Dieses findet für $v = \frac{c}{2}$ statt[1]).

Daß $v = \frac{c}{2}$ die günstigste Geschwindigkeit ist, läßt sich auf folgende einfache Weise klarlegen. Man betrachtet den Wert $(c - v) \cdot v$ als die Fläche eines Rechteckes mit den Dimensionen $(c - v)$ und v.

Nun wird aber der Inhalt eines Rechteckes von gegebenem Umfange dann am größten, wenn beide Dimensionen gleich sind, also für ein Quadrat.

---

[1]) Man findet dieses Resultat auf rechnerischem Wege, indem man den ersten Differentialquotienten von $(c - v) \cdot v$ nach v bildet, gleich Null setzt und daraus das v berechnet, also:

$$\frac{d\,(c - v) \cdot v}{d\,v} = \frac{d\,(cv - v^2)}{d\,v} = c - 2v$$

und wegen $c - 2v = 0$ folgt: $v = \frac{c}{2}$.

Für ein Quadrat ist:

$$c - v = v \quad \text{und daraus} \quad v = \frac{c}{2}.$$

Es wird also dann die größte Arbeit an die ablenkende Fläche übertragen, wenn dieselbe vor dem Strahle mit dessen halber Geschwindigkeit zurückweicht.

Setzen wir $v = \frac{c}{2}$ in die allgemeine Gleichung für den Effekt, so folgt:

$$E = P \cdot v = (1 - \cos \omega) \frac{\left(c - \frac{c}{2}\right)\frac{c}{2}}{g} \cdot \gamma \cdot Q$$

$$= \frac{1}{2}(1 - \cos \omega) \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma \cdot Q$$

und wegen $\frac{c^2}{2g} = H$

$$E = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \omega) \cdot \gamma \cdot Q \cdot H.$$

Für $\omega = 90^0$, d. h. bei rechtwinkliger Ablenkung, wird wegen $\cos 90^0 = 0$:

$$E = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot Q \cdot H.$$

Die ganze im Wasser enthaltene Arbeit war $\gamma \cdot Q \cdot H$, es ist somit bei rechtwinkliger Ablenkung das Maximum der übertragenen Arbeit nur gleich der Hälfte der im Wasser vor der Ablenkung enthaltenen Arbeit.

Die ganze Arbeit von $\gamma \cdot Q \cdot H$ wird übertragen, wenn $\cos \omega = -1$, also Winkel $\omega = 180^0$ wird. Es müßte also die Ablenkung 180^0 betragen.

Die Ablenkung wird um so größer, je kleiner der Eintrittswinkel des eintretenden Wasserstrahles (resp. von c) ist. Wäre dieser Winkel gleich Null, so wäre die Ablenkung am größten. Da man aber in praktischer Hinsicht das Wasser nicht tangentiell in das Rad einleiten kann, so wird man den Eintrittswinkel wenigstens möglichst klein machen.

§ 5.

Reaktion und Aktion.

Es wurde bereits erwähnt, daß die Reaktion des Wassers alleinig keine mechanische Arbeit verrichten kann, sondern daß sie immer in Gemeinschaft mit Aktion auftritt, indem das Wasser nicht, wie z. B. ein Gas, sich unmittelbar vor der Ausflußöffnung entwickeln kann, sondern

erst von anderwärts zugeführt werden muß. Es muß daher das Wasser mit einer bestimmten Geschwindigkeit in das Gefäß eingeführt werden, infolge welcher es auf dasselbe durch Aktion einwirkt.

Die Größe der absoluten Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in ein Gefäß eingeführt werden muß, auf welches es durch Reaktion einwirken soll, hängt aber noch von der Geschwindigkeit ab, mit welcher das Gefäß in entgegengesetzter Richtung in Bewegung gesetzt wird.

Vorläufig wollen wir uns um die Zuführung des Wassers nicht weiter bekümmern.

Fig. 13 Tafel 1 zeigt eine Zelle m n p o, in welche das Wasser bei a mit der relativen Geschwindigkeit u eintritt. Das Gefäß bewegt sich mit der Geschwindigkeit v fort und es tritt das Wasser bei b mit der relativen Geschwindigkeit u_1 aus der Zelle aus.

Da das Wasser aus einem stillstehenden Gefäß (Kanal oder dergleichen) dem in Bewegung befindlichen zugeführt werden soll, so muß das Wasser das erstere in der Richtung der Diagonale a c des Geschwindigkeitsparallelogrammes a v c u mit der Geschwindigkeit c verlassen, wenn der Eintritt mit der relativen Geschwindigkeit u in der Richtung a u erfolgen soll.

Diese absolute Eintrittsgeschwindigkeit c zerfällt in die beiden Komponenten u und v.

Sehr wichtig ist nun die Bestimmung der relativen Austrittsgeschwindigkeit u_1 aus dem bewegten Gefäße bei b.

Müßte das Wasser dem Gefäße nicht zugleitet werden, und denkt man sich das letztere bis auf die Höhe h angefüllt, so würde der Ausfluß bei b offenbar mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ beginnen.

Da aber in das gefüllt gedachte Gefäß der Eintritt des Wassers bei a mit der relativen Geschwindigkeit u erfolgt, so ist die Druckhöhe, welche die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 bei b erzeugt, nicht h allein, sondern es kommt noch die Druckhöhe dazu, durch welche die Geschwindigkeit u erzeugt wird, nämlich $\frac{u^2}{2g}$.

Diese ganze Druckhöhe h_1, welche bei b die Ausflußgeschwindigkeit u_1 erzeugt, ist also:

$$h_1 = \frac{u_1^2}{2g} = h + \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 14)$$

und mit 2 g multipliziert, folgt:

$$u_1^2 = 2gh + u^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 14')$$

somit ist die gesuchte relative Austrittsgeschwindigkeit:

$$u_1 = \sqrt{2gh + u^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 15)$$

Es ist dies eine der wichtigsten Gleichungen, welche für die Berechnung der Reaktionsturbinen Verwendung findet.

Ist die Größe des Ausflußquerschnittes bei b gleich Δ_1 und soll eine Wassermenge Q pro Sekunde hindurch gehen, so folgt:

$$\Delta_1 = \frac{Q}{u_1} = \frac{Q}{\sqrt{2gh + u^2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 16)$$

Bedeutet Δ den Querschnitt des Gefäßes an der Eintrittsstelle a, so ist:

$$u = \frac{Q}{\Delta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 17)$$

Der Wert der absoluten Geschwindigkeit c, mit welcher das Wasser in das Gefäß eintreten soll, ergiebt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck a c u in Fig. 13 zu:

$$c = \sqrt{u^2 + v^2 - 2 \cdot u \cdot v \cdot \cos\beta} \quad \ldots\ldots \quad 18)$$

für $\beta = 90^0$ wird wegen $\cos 90^0 = 0$:

$$c = \sqrt{u^2 + v^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 18')$$

Für die absolute Austrittsgeschwindigkeit w erhält man aus dem Dreieck b u_1 w

$$w = \sqrt{u_1^2 + v^2 - 2 \cdot u_1 \cdot v \cdot \cos\gamma} \quad \ldots\ldots \quad 19)$$

Es zeigt w sowohl die Größe, als auch die Richtung der Geschwindigkeit an, mit welcher sich das Wasser nach seinem Austritte aus dem Gefäße im Raume bewegt.

In Wirklichkeit tritt das Wasser relativ zum Gefäße (d. h. wenn man letzteres als stillstehend betrachtet in Bezug auf dasselbe) in der Richtung b u_1 mit der relativen Geschwindigkeit u_1 aus; allein weil dasselbe in derselben Zeit, in welcher es von b nach u_1 gelangen würde, mitsamt dem Gefäße von b nach v gelangt, so ist seine wirkliche (absolute) Bewegung im Raume nach der Diagonale b w des Geschwindigkeitsparallelogrammes b u_1 w v gerichtet und fließt mit der Geschwindigkeit w (Formel 19) in der Richtung b w vom Gefäße weg.

Was die Pressungs- und auch die Reibungsverhältnisse für den Durchfluß des Wassers durch das Gefäß betrifft, so verhält sich die Sache gerade so, als ob das Gefäß still stände und das Wasser in der Richtung a u in das Gefäß eintrete, dasselbe mit beständig zunehmender Geschwindigkeit durchfließe und dasselbe schließlich mit der Geschwindigkeit u_1

(Formel 15) in der Richtung $b\,u_1$ verlasse. Die Zunahme an Geschwindigkeit entspricht der Verminderung des Gefäßquerschnittes.

Dieser eben betrachtete Weg des Wassers in Bezug auf das Gefäß nach der Linie a b ist der sog. relative Wasserweg. Im Raume dagegen durchläuft jedes Wasserteilchen einen Weg nach der Linie a d, indem es mit der Geschwindigkeit c seine Bewegung beginnt. Diese Geschwindigkeit nimmt während des Durchflusses beständig ab, bis sie schließlich bei dem Austritte, das ist also beim Wegfließen des Wassers vom Gefäße, die Größe w hat.

Um die durch Reaktion und Aktion (da beide, wie bereits erwähnt, immer mit einander auftreten) auf ein bewegliches Gefäß übertragene Arbeit zu bestimmen, hat man nur die lebendige Kraft des vom Gefäße wegfließenden Wassers von demjenigen Arbeitsvermögen abzuziehen, welches das Wasser vor seinem Ausflusse besitzt.

Es ist dabei zu beachten, daß das Arbeitsvermögen des Wassers vor dem Ausflusse, wo nicht die ganze Höhe h (Fig. 13) verwendet wurde, um Geschwindigkeit zu erzeugen, teils in Form von lebendiger Kraft (infolge der Geschwindigkeit), teils aber noch in Form von Pressung (aufgespeicherter Arbeit) besteht. Es wird überhaupt bei dieser Wirkungsweise (durch Reaktion und Aktion) niemals die ganze Druckhöhe verwendet, um Geschwindigkeit zu erzeugen. Es wird hier vielmehr ein großer Teil der Pressung resp. Druckhöhe benützt, um einen Druck auf das sich bewegende Gefäß zu übertragen, ohne daß durch diese Pressung erst eine Geschwindigkeit erzeugt wurde. Bei einer reinen Aktionswirkung hingegen wird die ganze Druckhöhe verwendet, um Geschwindigkeit zu erzeugen, es wird also zuerst das ganze Arbeitsvermögen in lebendige Kraft umgesetzt.

Das Arbeitsvermögen des Wassers vor dem Ausfluß aus dem Gefäße bestimmt sich durch die Druckhöhe h und durch diejenige Druckhöhe, welche der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c entspricht. Es ist also das ganze Arbeitsvermögen des Wassers:

$$E_1 = \gamma \cdot Q \cdot \left(h + \frac{c^2}{2g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 20)$$

setzt man für c den Wert aus Gleichung 18), so folgt:

$$E_1 = \gamma \cdot Q \cdot \left(h + \frac{u^2 + v^2 - 2 \cdot u \cdot v \cdot \cos\beta}{2g}\right) \quad \ldots \quad 20')$$

Nach dem mit der Geschwindigkeit w erfolgenden Ausflusse aus dem Gefäße ist die lebendige Kraft des Wassers:

$$E_2 = \gamma \cdot Q \cdot \frac{w^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 21)$$

setzt man hierin für w den Wert aus Gleichung 19), so folgt:

$$E_2 = \gamma \cdot Q \cdot \frac{u_1^2 + v^2 - 2 \cdot u_1 \cdot v \cdot \cos\gamma}{2g} \quad \ldots \quad 21')$$

Die Differenz dieser Werte von E_1 und E_2 ist gleich der vom Wasser auf das Gefäß übertragenen Arbeit, also

$$E = E_1 - E_2 = \gamma \cdot Q \left(h + \frac{u^2 - u_1^2 - 2 \cdot v \cdot (u \cdot \cos\beta - u_1 \cdot \cos\gamma)}{2g} \right),$$

aus Formel 14') folgt:

$$u_1^2 - u^2 = 2gh,$$

dies oben eingesetzt giebt:

$$E = \gamma \cdot Q \cdot \frac{v \cdot (u_1 \cdot \cos\gamma - u \cdot \cos\beta)}{g} \quad \ldots \quad 22)$$

für $\beta = 90^0$, d. h. wenn u senkrecht zu v ist, wird:

$$E = \gamma \cdot Q \frac{u_1 \cdot v \cdot \cos\gamma}{g} \quad \ldots \quad 22')$$

Aus $E = P \cdot v$ ergiebt sich der Druck auf das Gefäß in der Richtung der Bewegung desselben zu:

$$P = \frac{E}{v} = \gamma \cdot Q \cdot \frac{u_1 \cdot \cos\gamma - u \cdot \cos\beta}{g} \quad \ldots \quad 23)$$

und für $\beta = 90^0$ folgt:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot \frac{u_1 \cdot \cos\gamma}{g} \quad \ldots \quad 23')$$

Bezeichnet nun wieder Δ den Querschnitt des Gefäßes an der Eintrittsstelle und Δ_1 denjenigen an der Austrittsstelle des Wassers, so ist zunächst $Q = \Delta \cdot u = \Delta_1 \cdot u_1$ und daraus

$$u = \frac{\Delta_1}{\Delta} \cdot u_1,$$

setzt man dies in Gleichung 14) ein, so folgt:

$$h_1 = \frac{u_1^2}{2g} = h + \frac{u^2}{2g} = h + \left(\frac{\Delta_1}{\Delta}\right)^2 \cdot \frac{u_1^2}{2g} \quad \ldots \quad 24)$$

daraus ergiebt sich

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{h}{1 - \left(\frac{\Delta_1}{\Delta}\right)^2} \quad \ldots \quad 25)$$

Setzt man in Gleichung 23') $Q = \Delta_1 \cdot u_1$, so ist:

$$P = \gamma \cdot \Delta_1 \cdot \frac{u_1^2 \cdot \cos\gamma}{g} = 2 \cdot \gamma \cdot \Delta_1 \cdot \frac{u_1^2}{2g} \cdot \cos\gamma,$$

substituiert man nun anstatt $\frac{u_1^2}{2g}$ den Wert aus Gleichung 25), so folgt:

$$P = 2 \cdot \gamma \cdot \Delta_1 \cdot \cos\gamma \cdot \frac{h}{1 - \left(\frac{\Delta_1}{\Delta}\right)^2} \quad \ldots\ldots 26)$$

Ist nun der Eintrittsquerschnitt Δ resp. die Oberfläche des Gefäßes sehr groß, so daß der Querschnitt Δ_1 der Ausflußöffnung dagegen vernachlässigt werden kann, so wird $\frac{\Delta_1}{\Delta} = \sim 0$, also übergeht obiger Wert von P in:

$$P = 2 \cdot \gamma \cdot \Delta_1 \cdot h \cdot \cos\gamma \quad \ldots\ldots 26')$$

Dies ist die allgemeine Gleichung für den Reaktionsdruck für eine beliebige Austrittsrichtung unter dem Winkel γ.

Würde der Strahl horizontal ausfließen, so ist $\gamma = 0^0$, also

$$P = 2 \cdot \gamma \Delta_1 \cdot h \quad \ldots\ldots 26'')$$

d. h. es ist der horizontale Reaktionsdruck eines horizontal ausfließenden Wasserstrahles gleich dem doppelten Gewichte einer Wassersäule vom Querschnitte Δ_1 (an der Austrittsstelle) und der Höhe h, wobei wir unter h jene Höhe verstanden hatten, welche die relative Geschwindigkeit u auf u_1 vergrößert.

Dieser Druck ist also gleich demjenigen bei der Ablenkung eines Wasserstrahles um 90^0 durch eine ruhende Fläche.

Das bei einer sogenannten Reaktionswirkung das Wasser auch durch Aktion auf das Gefäß einwirken muß, läßt sich auf folgende Weise klar machen.

So lange die Ausflußöffnung verschlossen bleibt, ist der hydrostatische Druck auf dieselbe gleich $P_1 = \gamma \cdot \Delta_1 \cdot h$, indem ja eine Wassersäule von der Höhe h auf die Öffnung drückt.

Sehen wir von der Aktionswirkung ab, so ist kein Grund vorhanden, daß, wenn der Abfluß des Wassers beginnt, der Gegendruck einen größern Wert als P_1 annehmen soll.

Nehmen wir an, es sei $\beta = 90^0$ und $\gamma = 0$, das heißt das Wasser tritt in Richtung vertikal in das Gefäß ein und horizontal aus, es wird also aus seiner ursprünglichen Bewegungsrichtung um 90^0 abgelenkt.

Die anfängliche Geschwindigkeit, mit welcher die Ablenkung beginnt, ist bei sehr großem Querschnitt Δ nahezu gleich Null und die Geschwindigkeit nach erfolgter Ablenkung, also beim Ausflusse, gleich u_1. Wir

können also annehmen, daß die ganze Ablenkung mit einer Geschwindigkeit u_m stattfindet, welche durch eine Druckhöhe $\frac{h}{2}$ erzeugt wird.

Da bei unendlich großem Querschnitte Δ nicht nur c, sondern auch u gleich Null ist, so wird $u_1 = \sqrt{2gh}$ und die mittlere Geschwindigkeit $u_m = \sqrt{2g \cdot \frac{h}{2}}$.

Der Druck des mit dieser Geschwindigkeit um einen rechten Winkel abgelenkten Wasserstrahles (auf die relativ zu Strahl ruhende Fläche) ist nach Gleichung 12″):

$$P_2 = 2 \cdot \frac{h}{2} \cdot \gamma \cdot \Delta_1 = \gamma \cdot \Delta_1 \cdot h.$$

Auch dieser Wert ist wieder dem hydrostatischen Drucke auf die Ausflußöffnung gleich.

Der oben (Gleichung 26′) gefundene sog. Reaktionsdruck besteht also aus zwei Teilen, nämlich aus einem reinen Reaktionsdrucke infolge des einseitig aufgehobenen Wasserdruckes und aus der Aktionswirkung der ausfließenden Wassermenge, es ist somit $P = P_1 + P_2$.

Für unsere Annahmen wie $\beta = 90^0$, $\gamma = 0$ und einem sehr großen Werte von Δ war $P_1 = P_2$. Es ist selbstverständlich, daß bei andern Werten von β und γ sich dieses Verhältnis ändern wird, so daß der Reaktionsdruck also nicht immer einen mittlern Wert haben wird, sondern sowohl größer, als auch kleiner wie der Aktionsdruck sein kann. Ferner werden die Geschwindigkeiten u und c in Wirklichkeit nicht Null sein, allerdings werden sie, je größer die Reaktionswirkung im Vergleich zur Aktionswirkung ist, um so kleiner.

In dem Maße, als der Wert von Δ sich vermindert, vermindert sich auch der Anteil, welchen die Reaktion an der ganzen auf das Gefäß ausgeübten Wirkung hat, und wenn schließlich die beiden Querschnitte Δ und Δ_1 gleich groß sind, so ist die Geschwindigkeit u gleich u_1 (da ja die gleich große Wassermenge Q durch die gleich großen Querschnitte Δ und Δ_1 hindurch muß). Es ist also hier keine Druckhöhe notwendig, um u auf u_1 zu vergrößern und der durch die Aktionswirkung erzeugte Druck ist gleich $2 \cdot \gamma \cdot \Delta_1 \cdot h$, d. h. gleich dem ganzen überhaupt auf das Gefäß ausgeübten Drucke, und es kommt sonach in diesem Falle der Reaktion gar kein Anteil an denselben zu, es findet also reine Aktionswirkung statt.

Es würde also im erstern der oben besprochenen Fälle das Maximum der Reaktion eintreten, wenn nämlich $\Delta = \infty$, also u und c gleich Null ist. Das dies jedoch praktisch nicht ausführbar ist, ist wohl leicht einzusehen.

§ 6.

Die allgemeine Anordnung einer Wasserkraftanlage.

Wir haben in Fig. 14 Tafel 1 ein Stück des Flußlaufes von A bis B zur Verfügung. Um aber auch einen Teil des oberhalb von A befindlichen Gefälles verwerten zu können, baut man auch noch ein Wehr ein, wodurch auch das sichere Einleiten der erforderlichen Wassermenge in den Kanal, dem sog. Mühlgraben ermöglicht wird. Der Mühlgraben zerfällt in zwei Teile, welche man Ober- und Untergraben nennt.

Zwischen diesen beiden letztern wird nun der Motor eingebaut und auf diese Stelle soll das ganze ausnutzbare Gefälle reduziert werden.

Das vorhandene Gefälle H_t, nämlich die Niveaudifferenz zwischen dem Oberwasserspiegel bei A und dem Unterwasserspiegel bei B, kann jedoch nicht ganz zur Geltung kommen, sondern es sind noch einige Zwischengefälle in Abrechnung zu bringen.

Diese Zwischengefälle sind folgende:

H_e um welche Höhe der Wasserspiegel an der Einlaufstelle in den Kanal in der Regel tiefer wird, um ein sicheres Einleiten des Wassers in den Obergraben zu ermöglichen,

H_o ist das Gefälle des Obergrabens,

H_u „ „ „ „ Untergrabens,

H_f ist das sog. Freihängen über dem Wasserspiegel unter dem Rade,

H ist das eigentliche Gefälle, welches für den Motor zur Geltung kommt und ist gleich der Höhendifferenz zwischen Ober- und Unterwasserspiegel unmittelbar am Rade.

Es ist:

$$H = H_t - (H_e + H_o + H_u + H_f) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 27)$$

Der Obergraben soll möglichst kurz sein, d. h. man soll den Motor möglichst in die Nähe des Wehres legen. Ein längerer Obergraben soll im Winter zugedeckt werden, damit die Eisbildung, welche wegen der geringen Geschwindigkeit des Wassers leicht eintritt, verhindert wird.

§ 7.

Wehre, Kanäle und Schützenzüge.

Der Zweck dieses Abschnittes ist nicht der, daß eine ausführliche Theorie und Beschreibung der Wehre und Kanäle gebracht werden soll, da dies im ersten Band bereits geschehen, sondern es handelt sich hier mehr um eine kurze Zusammenstellung einiger für die praktische Ausführung wichtiger Resultate.

Die Wehre sind in den Fluß eingebaute Dämme und dienen zum Aufstauen des Wassers im Flusse, damit der Wasserspiegel an der Eintrittsstelle in den Kanal auf eine gewisse möglichst gleiche Höhe erhalten wird, um das sichere Einleiten der erforderlichen Wassermenge in den Obergraben zu bewirken.

Fig. 15 Tafel 1 zeigt einen schematischen Schnitt durch ein Wehr. Es bezeichnet A B den ursprünglichen Wasserspiegel des Flusses vor Einbau des Wehres und C D den aufgestauten Wasserspiegel nach Einbau des Wehres. Der höchste Teil E des Wehres heißt die Wehrkrone. S ist die Stauweite, welche man in vielen Fällen kennen muß, um durch geeignete Bauten ein Austreten des Wassers oberhalb des Wehres zu verhüten. Die Höhe h, um welche der aufgestaute Wasserspiegel an der Stelle des Wehres über dem ursprünglichen liegt, heißt Stauhöhe.

Man teilt die Wehre ein in unvollkommene Überfallwehre oder Grundwehre, bei denen die Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel liegt, und in vollkommene oder wirkliche Überfallwehre, bei denen die Wehrkrone über dem ursprünglichen Wasserspiegel liegt. Das Grundwehr, Fig. 16, kommt bei geringer und das vollkommene Überfallwehr, Fig. 17, bei großer Stauhöhe zur Verwendung.

Die größte Stauhöhe soll 2,5 bis 3 m nicht überschreiten, weil sonst infolge der großen Geschwindigkeit des überfließenden Wassers das Wehr allzu sehr leidet. Die Stärke des überfließenden Wasserstrahles darf höchstens 1 m betragen.

Unmittelbar am Wehr ist es zweckmäßig, ein sog. Freifluter (oder Leerlauf) anzubringen. Dasselbe dient dazu, wenn der Motor abgestellt wird oder wenn dem Obergraben zu viel Wasser zufließt, wie z. B. bei Hochwasser, daß das Wasser durch ihn in das Flußbett unterhalb des Wehres zurückgeleitet wird. Ein zweiter solcher Leerlauf wird zweckmäßig unmittelbar vor dem Motor angebracht. Die Einlaufstelle von Kanälen, in welchen das Wasser nicht beständig fließen soll, heißt Einlaßschleuse oder kurzweg Schleuse. Solche Schleusen dienen dazu, um an einer Stelle einen höhern Wasserspiegel von einem niedern zu trennen und auch wieder mit einander zu verbinden.

Um eine solche abwechselnde Trennung und Verbindung zu erzielen, bedient man sich beweglicher Zwischenwände zwischen den Wasserspiegeln, der sog. Schützen.

Je nachdem der Schützen verwendet wird, um das Wasser dem Motore zuzuführen oder dasselbe ins Freifluter treten zu lassen, spricht man von

einer Einlaßschütze und Einlaßschleuse resp. von einer Leerlaufschütze und Leerlaufschleuse.

Wir werden die Schützen und Schützenzüge noch kurz besprechen.

Für die Berechnung der Hauptdimensionen eines Wehres bezeichnet:

h die Stauhöhe in Metern,

b die Breite des Wehres in Metern,

c die Geschwindigkeit des Wassers vor dem Wehre,

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in der Sekunde über das Wehr fließt,

x beim vollkommenen Überfallwehre die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel und beim Grundwehre die Tiefe der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel.

Nach Eytelwein ist:

$$Q = 0{,}57 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh} \cdot \sqrt{1 + 0{,}115 \frac{c^2}{h}} \quad \ldots \quad 28)$$

für ein vollkommenes Überfallwehr, wobei der Koeffizient 0,57 für eine abgerundete Wehrkrone gilt.

Da die Geschwindigkeit c sehr klein ist, kann sie vernachlässigt werden und es wird dann:

$$Q = 0{,}57 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh} \quad \ldots \quad 28')$$

Ist nun Q gleich obigem Wert, so muß das Wehr so eingebaut werden, daß die Krone bis zum ursprünglichen Wasserspiegel reicht. Ergiebt sich jedoch:

$$Q < 0{,}57 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh} \quad \ldots \quad 29)$$

so ist ein vollkommenes Überfallwehr und für

$$Q > 0{,}57 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh} \quad \ldots \quad 30)$$

ein Grundwehr anzuwenden.

Die Tiefe x der Wehrkrone eines vollkommenen Überfallwehres unter dem gestauten Wasserspiegel ist:

$$x = \left(\frac{Q}{0{,}57 \cdot b \cdot \sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}} \quad \ldots \quad 31)$$

und die Tiefe x der Wehrkrone eines Grundwehres unter dem ursprünglichen Wasserspiegel ist:

$$x = \frac{Q}{0{,}62 \cdot b \cdot \sqrt{2gh}} - 0{,}92\,h \quad \ldots \quad 32)$$

Für die Zwecke der Praxis genügt eine angenäherte Berechnung der Stauweite S. Bezeichnet α den Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels zum Horizont, so folgt aus dem Dreieck CDE:

$$S = h \cdot \operatorname{cotang} \alpha \quad \ldots \quad 33)$$

In Wirklichkeit fällt der aufgestaute Wasserspiegel CD allerdings nicht genau mit dem Horizont zusammen, denn CD ist nach der sog. Staukurve gekrümmt, jedoch ist die Entfernung des gestauten Wasserspiegels vom ursprünglichen Wasserspiegel', vom Punkte C an, so unbedeutend, daß Formel 33) für die praktischen Bedürfnisse (es handelt sich nur darum, wie weit eventuell Uferschutzbauten auszuführen sind) vollkommen ausreicht.

Über die Führung der Kanäle ist folgendes zu erwähnen. Die Kanäle sind möglichst in gerader Linie zu führen. Im Flachlande soll man den Motor nahe an der Einmündungsstelle des Wassers in den Kanal einbauen, so daß der Obergraben kurz und der Untergraben lang wird. Man kann dann schnell vom Werk aus zur Einlaßschütze gelangen und es ist auch das im Obergraben sich etwa bildende Grundeis mit geringer Arbeit wegschaffbar. Das sich im Untergraben etwa bildende Grundeis wirkt auf den Gang des Motors nicht so störend, wie das im Obergraben, auch findet infolge des in den Untergraben eintretenden wärmeren Grundwassers daselbst eine geringere Eisbildung statt. Ändert sich der Wasserstand des Flusses, so ist bei längerem Untergraben am Motore eine geringere Rückstauung zu bemerken. Der kurze Obergraben hat im Flachlande auch noch den Vorteil, daß dadurch Geld gespart wird, indem die Herstellung und Erhaltung des Obergrabens viel kostspieliger ist, als die des Untergrabens, indem die Kanalwände des ersteren wasserdicht sein müssen und auch beim Einfrieren des Wassers viel zu leiden haben.

In Gebirgsgegenden, wo man das Wasser bequem und billig an den Berglehnen fortleiten kann, kann ein längerer Obergraben angewendet werden.

Die Kanäle können entweder in die Erde eingebaut sein oder durch Dämme gebildet werden.

Den Querschnitt macht man meist, wie Fig. 18 Tafel 1 zeigt, trapezförmig.

Bezeichnet:

F den Kanalquerschnitt bis zur Wasseroberfläche,

Q die pro Sekunde hindurchgehende Wassermenge in Kubikmetern,

c die Durchflußgeschwindigkeit in Metern, so ist:

$$F = \frac{Q}{c} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 34)$$

Eine günstige Querschnittsform erhält man nach Weisbach für:

$$t = \sqrt{\frac{F \cdot \sin \alpha}{2 - \cos \alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 35)$$

$$b = \frac{F}{t} + t \cdot \text{cotang}\,\alpha \quad \ldots\ldots 36)$$

$$b_1 = \frac{F}{t} + t \cdot \text{cotang}\,\alpha \quad \ldots\ldots 37)$$

Je nach dem Material nimmt man: für lockere Erde und Sand ca. $\alpha = 30^0$, für feste Erde $\alpha = 45^0$ und für gemauerte Kanäle $\alpha = 90^0$.

Die Geschwindigkeit des Wassers an der Oberfläche eines Kanales, sollte damit der Boden und die Wände nicht allzusehr angegriffen werden, werden folgende Werte nicht überschreiten[1]):

Bei gewöhnlicher Erde . . . . $c = 0{,}15$ m,
„ fettem Thon . . . . . $c = 0{,}3$ m,
„ Sand . . . . . $c = 0{,}6$ m,
„ Kies . . . . . $c = 1{,}22$ m,
„ Kieselsteinen . . . . . $c = 1{,}52$ m,
„ Konglomerat oder Schiefer . $c = 2{,}22$ m,
„ geschichteten Felsen . . . . $c = 2{,}75$ m,
„ harten Felsen . . . . . $c = 4{,}27$ m.

Um eine bestimmte Wassermenge durch einen Kanal leiten zu können, muß derselbe zur Erzeugung der erforderlichen Geschwindigkeit ein gewisses Gefälle besitzen.

Bedeutet:

L die ganze Kanallänge,
h das Gefälle des Kanales auf dessen ganze Länge,
s der vom Wasser benetzte Umfang,

so ist nach Prony:

$$h = L \cdot \left[\frac{s}{F} \cdot (\alpha \cdot c + \beta \cdot c^2)\right] \quad \ldots\ldots 38)$$

hierin ist:

$$\alpha = 0{,}0000444, \quad \beta = 0{,}000309.$$

Aus Fig. 18 ergiebt sich für den benetzten Umfang:

$$\beta = b_1 + \frac{2 \cdot t}{\sin \alpha} \quad \ldots\ldots 39)$$

Es kann auch das Wasser dem Motor durch eine Rohrleitung zugeleitet werden.

Durch die Reibung des Wassers an den Rohrwänden wird die Durchflußgeschwindigkeit desselben vermindert, es findet also ein Gefällsverlust statt, indem ein Teil jenes Gefälles, welches die theoretische Durchflußgeschwindigkeit erzeugt, verloren geht.

[1]) Kalender von Uhland.

Es ist nach Weisbach:

$$H = \left(1 + \zeta \cdot \frac{L}{D} + \zeta_1\right) \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots 40)$$

und

$$H_1 = \zeta \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots 41)$$

Hierbei bedeutet:

H die gesamte Druckhöhe in m,

H_1 den Druckhöhenverlust infolge der Reibung des Wassers an den Rohrwänden einer geraden Rohrleitung, ausgedrückt in m,

D den lichten Rohrdurchmesser in m,

L die Länge der Rohrleitung in m,

ζ den Widerstandskoëffizienten für die Bewegung des Wassers in Rohrleitungen,

ζ_1 den Widerstandskoëffizienten für den Eintritt (man nimmt $\zeta_1 = 0{,}505$),

c die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung.

Folgende Tabelle von Weisbach giebt Werte von ζ für die entsprechende Geschwindigkeit c:

c	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2 m
ζ	0,0446	0,0356	0,0317	0,0294	0,0278	0,0266	0,0257	0,025	0,0244	0,0239	0,0211

Zeuner giebt für ζ folgende Formel:

$$\zeta = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{c}} \quad \ldots\ldots 42)$$

wobei $\alpha = 0{,}014312$ und $\beta = 0{,}010329$ ist. Die aus Formel 42) gerechneten Werte stimmen so ziemlich mit obigen Tabellenwerten überein.

Wenn das Wasser aus einem Sammelkasten in eine Rohrleitung übertritt, so kann man bei einiger Größe des Kastens annehmen, daß das Wasser vor Eintritt in die Leitung stillsteht.

Da nun das Wasser in der Leitung eine Geschwindigkeit c besitzt, so wird sich der Wasserspiegel an der Einlaufstelle um die dieser Geschwindigkeit entsprechende Geschwindigkeitshöhe senken, also um

$$h_1 = \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots 43)$$

Die Wassermenge Q, welche pro Sekunde mit der Geschwindigkeit c durch eine Rohrleitung vom Durchmesser D hindurchfließt, beträgt:

$$Q = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot c \quad \ldots\ldots 44)$$

Ist Q und c gegeben, so folgt aus Formel 43) der Rohrquerschnitt:

$$\frac{D^2\pi}{4} = \frac{Q}{c} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 44')$$

woraus sich der Durchmesser leicht berechnen läßt.

Die Geschwindigkeit des Wassers in Rohrleitungen, welche einem Motor das Betriebswasser zuführen, nehme man ca. 1 m.

In Formel 43) und 44) ist für c nicht der theoretische Wert $\sqrt{2gH}$ zu setzen, sondern infolge der Widerstände setze man:

$$c = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1{,}505 + \zeta \cdot \frac{L}{D}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 45)$$

wobei L die Länge der Rohrleitung bedeutet.

Bei Richtungs- und Querschnittsänderungen treten auch Druckhöhenverluste auf.

Für Rohrkrümmer ist, wenn ϱ den Krümmungsradius der Rohrachse und α den Ablenkungswinkel bedeutet:

$$H_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\alpha}{90} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 46)$$

Die Werte von ζ_2 entnehme man aus folgender Tabelle von Weisbach:

$\frac{D}{2\varrho}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_2	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,44	0,661	0,977	1,408	1,978

Um aus obiger Tabelle ζ_2 zu bestimmen, rechnet man zuerst den Wert von $\frac{D}{2g}$ aus und liest dann das zugehörige ζ_2 ab.

Schützenzüge sind auf Tafel 4 Fig. 3 und 4 und Tafel 6 Fig. 3 ersichtlich. Sie bestehen der Hauptsache nach aus der Schützentafel oder kurzweg Schütze genannt und einer Winde, der sog. Schützenzugvorrichtung.

Die Tafel besteht aus einzelnen durch Feder und Nut zusammengesetzten Brettern, welche durch Querhölzer und durchgehende Schrauben zusammengehalten werden. Die Führung der Schütze ist in den Figuren ersichtlich.

Das Windwerk bei Schützenzügen besteht zumeist aus zwei Zahnstangen, deren Trieblinge auf einer Welle sitzen, die in der Regel durch ein Schneckengetriebe in Bewegung gesetzt wird. Auf der Schneckenwelle sitzt gewöhnlich ein Speichenrad.

Wird die ganze Übersetzung ohne Schneckengetriebe bewerkstelligt, so

ist ein Sperrrad mit Sperrkegel anzuwenden, um die Schütze vor dem Heruntergehen zu bewahren.

Die Zahnstangen macht man vielfach aus Gußeisen, wobei man Cycloiden- oder Evolventenverzahnung anwendet.

Da nun, und zwar namentlich im Winter, Zahnstangenbrüche keine Seltenheit sind, so wendet man in neuerer Zeit gerne schmiedeiserne Zahnstangen an. Den Triebling macht man dann zweckmäßig aus Stahlguß.

Man wendet hier eine Cycloiden-Punktverzahnung an, indem man den Rollkreis gleich dem Teilkreis des einen Triebes macht.

Fig. 4 Tafel 6 zeigt eine solche Verzahnung. Es ist hier der Teilkreis der Zahnstange eine Gerade, also ein Kreis vom Radius $r = \infty$. Da die Zahnstange die Triebstöcke erhalten soll, so nimmt man den Rollkreisradius $\varrho = r$, es ist also auch der Rollkreis eine Gerade. Der Radius des Trieblings ist r_1.

Durch das Rollen des Rollkreises (oder hier gerade Linie) auf dem Kreise vom Radius r_1 als Grundkreis entsteht der Zahnkopf des Trieblings, in diesem Falle eine Evolvente. Nur dann hätten wir eine Epicycloide, wenn an Stelle der Zahnstange ein Rad (dessen Radius kleiner als ∞ ist) tritt.

Durch das Rollen des Rollkreises auf der Teilungslinie der Zahnstange entsteht ein Punkt und dies ist die theoretisch richtige Zahnform für die Zähne. Dies ist nun allerdings praktisch nicht ausführbar. Um nun diese Verzahnung verwerten zu können, nimmt man statt des Punktes einen Kreis vom Radius $\frac{19}{80} \cdot t$, wobei t die Zahnteilung bedeutet. Die richtige Zahnflanke des Trieblings erhält man, wenn man zur bereits konstruierten Evolvente (resp. Epicycloide) in der Entfernung $\frac{19}{80} \cdot t$ die Äquidistante aufzeichnet. Das Fußprofil kann abgerundet oder radial ausgeführt werden. Die Eingriffsstrecke soll mindestens $1{,}1 \cdot t$ betragen und dementsprechend macht man die Zahnkopfhöhe. Man trägt nämlich die Eingriffsstrecke von c aus auf den Rollkreis (gerade Linie) auf und zieht durch den so erhaltenen Punkt den Kopfkreis für das Getriebe.

An Stelle der Zahnstangen werden wohl auch Schrauben angewendet, deren Mutter ein Zahnrad ist, welches gedreht wird und dabei die Schraubenspindel und mit dieser auch die Schütze bewegt.

Bezeichnet:

l die Länge eines Schützenbrettes in mm,

b „ Breite „ „ „ „

δ die Stärke eines Schützenbrettes in mm,
P den darauf wirkenden Wasserdruck in kg,
k die zulässige Beanspruchung des Brettes in kg,
γ = 0,000001 kg das Gewicht von 1 cbmm Wasser,
h die Entfernung von Mitte des Brettes bis zum Oberwasserspiegel in mm,

so ist, wenn wir die Stärke des untersten Schützenzugsbrettes, welches ja den größten Druck zu erleiden hat, berechnen wollen, da wir dasselbe als einen beiderseits frei aufliegenden und gleichmäßig belasteten Träger annehmen können:

$$\frac{P \cdot l}{8} = \frac{b \cdot \delta^2}{6} \cdot k,$$

hierin ist:

$$P = \gamma \cdot l \cdot b \cdot h = \frac{l \cdot b \cdot h}{1000000};$$

nehmen wir ferner $k = \frac{1}{3}$ kg pro 1 qmm, so folgt:

$$\frac{l^2 \cdot b \cdot h}{8 \cdot 1000000} = \frac{b \cdot \delta^2}{6 \cdot 3},$$

$$\delta^2 = \frac{9 \cdot l^2 \cdot h}{4 \cdot 1000000},$$

$$\delta = \frac{3}{2000} \cdot l \cdot \sqrt{h} = 0{,}0015 \cdot l \cdot \sqrt{h} \quad \ldots \quad 47)$$

Für h kann man auch annähernd die Wassertiefe bis zur Schwelle des Schützenzuges setzen.

Formel 47) verwendet man auch zur Berechnung der Stärke des Bodens und der Seitenwände eines aus Brettern herzustellenden Kanales, wobei dann für h die Wassertiefe im Kanal zu setzen ist.

Bei gußeisernen Platten erhält man durch dieselbe Entwickelung, wie sie für Formel 47) gezeigt wurde, wenn man k = 2 kg per 1 qmm nimmt:

$$\delta = 0{,}0006 \cdot l \cdot \sqrt{h} \quad \ldots \quad 48)$$

Bezeichnet für die Schütze Fig. 3 Tafel 6:
f den Reibungskoëfficienten der Schütze auf der Führung,
G das Gewicht der Schütze samt Zahnstangen und sonstiger Armierung,
W den Reibungswiderstand, welcher von der Schützenzugswinde zu überwinden ist,
P der Wasserdruck auf die Schütze,

so ist:

$$P = \gamma \cdot l \cdot h \cdot \frac{h}{2} = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot h^2 \cdot l \quad \ldots\ldots 49)$$

also

$$W = f \cdot P = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \gamma \cdot h^2 \cdot l \quad \ldots\ldots 50)$$

somit ist der gesamte Widerstand Q, für welchen die Winde zu berechnen ist:

$$Q = G + W \quad \ldots\ldots 51)$$

Da nun Schützenzüge leicht einrosten und deshalb schwer gehen, so nimmt man zweckmäßig an, daß ein Arbeiter mit einer Kraft von ca. 5 kg an der Kurbel oder am Handrade drückt.

Die Länge der Schützenbretter kann im Maximum 2 m betragen. Bei breiteren Oeffnungen wendet man zwei oder mehrere Schützen an. Die Breite der Bretter ist gewöhnlich 250 bis 350 mm.

§ 8.

Über die zur Aufstellung eines Projektes für eine Turbinenanlage erforderlichen Vorarbeiten.[1])

Das Gelingen einer Turbinenanlage hängt nicht nur von der Konstruktion der Turbinen, sondern in den meisten Fällen eben so sehr von der richtigen Dimensionierung der Zu- und Abflußkanäle und von dem Plane ab, nach welchem die Turbinen eingebaut werden sollen.

Um einen solchen, allen einschlagenden Verhältnissen entsprechenden Plan aufstellen zu können, sind hauptsächlich folgende Vorarbeiten erforderlich:

1. Die Ermittelung des Gefälles.

Für die normalen Wasserstände sind die unter Aufsicht der Verwaltungsbehörde unter Zuziehung der Interessenten festbestimmten Wasserspiegelhöhen maßgebend und es genügt in den meisten Fällen die Kenntnis der Höhenlagen dieser beiden Wasserspiegel zu einander und der Höhenlagen letzterer zu einem gewissen, am Gebäude oder an einem anderen unverrückbaren Gegenstande unauslöschlich angebrachten Merkzeichen (Baumarke).

Auf diese Baumarke sind sämmtliche in den Bauzeichnungen eingeschriebenen Höhenmaße zu beziehen.

In denjenigen Fällen aber, in welchen die Wasserstände sehr ver-

[1]) Entnommen aus: „Die Knop-Turbinen von Briezleb, Hansen & Co. in Gotha 1893".

änderlich sind und wenn zu gewissen Jahreszeiten mehr oder weniger anhaltendes Stauwasser einzutreten pflegt, namentlich wenn die Gefälle verhältnismäßig klein sind, genügt die bloße Kenntnis der Höhenlage der im Vorigen bezeichneten Wasserstände nicht mehr.

In solchen Fällen ist die Anbringung von festen Pegeln im Unter- und Oberwasser und regelmäßige, auf größere Zeitabschnitte sich erstreckende tägliche Notierungen der betreffenden Pegelablesungen und die Kenntnis der Höhenlagen beider Nullpunkte zur Baumarke erforderlich, um die vorteilhafteste Höhenlage der Turbine und die verschiedenen Gefälle, unter welchen die Turbine arbeiten wird, ermitteln zu können.

Die Pegel müssen in ruhigem Wasser angebracht werden, andernfalls würden die abgelesenen Wasserstände zu schweren Irrtümern führen.

2. Die Ermittelung der Wassermengen.

Das Messen der Wassermenge ist nicht so einfach, wie die Ermittelung der Gefälle, und gelingt fast immer nur näherungsweise.

Es ist nicht notwendig, für jeden Pegelstand die Wassermenge zu kennen, wohl aber muß für jede gemessene Wassermenge auch das Gefälle bekannt sein, d. h. jedesmal, wenn eine Wassermessung vorgenommen wird, müssen auch die Pegelstände abgelesen und notiert werden.

Sind die Wassermengen sehr veränderlich, so müssen, namentlich wenn das Gefälle verhältnismäßig klein ist und Stauwasser von geringerer oder größerer Dauer einzutreten pflegt, Wassermessungen zu verschiedenen Zeiten, nämlich wenn Kleinwasser, Mittelwasser und mäßiges Hochwasser eingetreten ist, vorgenommen werden.

a) Wassermessung mittelst einer Spannschütze. Man zieht die Spannschütze Fig. 1 Tafel 2 nach und nach so weit auf, bis die ganze verfügbare Wassermenge durch die Schützenöffnung fließt, während gleichzeitig der Wasserspiegel vor dem Schützenbrett ungefähr den höchsten erlaubten Stand annimmt und wartet eine Zeit lang unter Beobachtung dieses Wasserspiegels. Sinkt der letztere, so muß die Schützenöffnung verkleinert, im umgekehrten Falle vergrößert werden.

Dieses Reguliergeschäft muß so lange fortgesetzt werden, bis eine längere, von der Länge und dem Querschnitt des Mühlgrabens abhängige Zeit, mindestens aber eine halbe Stunde hindurch, bei unveränderter Schützenöffnung, dieser Wasserspiegel weder gestiegen noch gefallen ist.

Hierauf mißt man die Druckhöhe h, d. h. den lotrechten Abstand zwischen Oberwasserspiegel und Mitte der Schützenöffnung, und schließlich die Breite b und die Höhe a der letzteren (Strahldicke).

Die Strahldicke a muß in der Mitte der Öffnung gemessen werden, und weil dies meist unbequem, so markiert man die Höhenlage der Oberkante des Schützenbrettes an den beiden lotrechten Führungshölzern und mißt, so bald die Schützenöffnung wieder geschlossen worden, die Abstände der Oberkante des Schützenbrettes von den beiden Marken. Die halbe Summe beider Maße giebt dann die Strahldicke a gerade so, als wenn letztere in der Mitte direkt gemessen worden wäre.

Folgende Tabelle liefert die Wassermengen für eine Anzahl verschiedener Druckhöhen, wenn die Schützenöffnung 1 qm beträgt.

Tabelle für die Wassermengen Q pro 1 Sekunde für die Druckhöhen h und für 1 qm Ausflußquerschnitt.

Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l
220	1 398	380	1 838	775	2 624	1 200	3 266	1 625	3 801
225	1 415	390	1 863	800	2 666	1 225	3 300	1 650	3 829
230	1 429	400	1 886	825	2 708	1 250	3 333	1 675	3 859
240	1 461	425	1 944	850	2 749	1 275	3 367	1 700	3 887
250	1 491	450	2 000	875	2 789	1 300	3 400	1 725	3 916
260	1 521	475	2 055	900	2 828	1 325	3 432	1 750	3 944
270	1 549	500	2 108	925	2 867	1 350	3 464	1 775	3 973
280	1 578	525	2 160	950	2 906	1 375	3 497	1 800	4 000
290	1 605	550	2 211	975	2 944	1 400	3 528	1 825	4 028
300	1 633	575	2 261	1 000	2 981	1 425	3 559	1 850	4 056
310	1 661	600	2 309	1 025	3 018	1 450	3 590	1 875	4 083
320	1 687	625	2 357	1 050	3 055	1 475	3 621	1 900	4 110
330	1 713	650	2 404	1 075	3 092	1 500	3 652	1 925	4 137
340	1 738	675	2 450	1 100	3 127	1 525	3 682	1 950	4 164
350	1 764	700	2 495	1 125	3 163	1 550	3 712	1 975	4 190
360	1 789	725	2 539	1 150	3 198	1 575	3 741	2 000	4 217
370	1 814	750	2 583	1 175	3 232	1 600	3 771		

Diese Tabelle liefert nur unter folgenden Voraussetzungen brauchbare Resultate:

1. Die Strahldicke a darf nicht kleiner als ca. 50 mm, das Verhältnis der Strahldicke zur Druckhöhe h, also $\frac{a}{h}$ darf nicht größer als $^4/_3$, der lotrechte Abstand zwischen der Oberkante der Schützenöffnung und dem

Oberwasserspiegel darf nicht kleiner als 200 mm und das Verhältnis des Mündungsquerschnittes zum Querschnitte des Wassers vor dem Schützenbrett darf nicht größer als $^1/_4$ sein.

2. Die in der Tabelle verzeichneten Wassermengen beruhen ferner auf der Voraussetzung, daß die Breite der Schützenöffnung kleiner sei, als die Breite des Zuflußkanals, so daß an den Seiten, z. B. durch rechtwinklige Vorsprünge, etwa auch durch die Führungshölzer für das Schützenbrett, das Wasser einen Stoß erleidet (Kontraktion).

Sind diese Breiten gleich, so daß dieser Stoß nicht stattfindet, so müssen die Wassermengen der Tabelle um 9% erhöht werden.

Ferner ist Voraussetzung, daß am Boden des Kanales, wie die Figur zeigt, eine derartige Störung nicht vorhanden sei.

Beispiel. Die Mündungshöhe a (Strahldicke) sei 250 mm, die Druckhöhe h 632 und die Breite der Mündung 1225 mm gefunden worden, während die Breite des Wasserprofils vor dem Schützenbrett 1725 mm beträgt.

Das Verhältnis von a zu h ist folglich

$$\frac{250}{632} = 0{,}396,$$

der Querschnitt der Schützenöffnung ist

$$1{,}225 \cdot 0{,}25 = 0{,}3063 \text{ qm}$$

und der Querdurchschnitt des zufließenden Wassers

$$1{,}725 \cdot 0{,}757 = 1{,}306 \text{ qm}$$

und das Verhältnis

$$\frac{0{,}3063}{1{,}306} = 0{,}235.$$

Weil 0,396 kleiner als $^4/_3$ und 0,235 kleiner als $^1/_4$, so sind die Zahlen der Tabelle zur Wasserberechnung verwendbar.

Die beobachtete Druckhöhe von 632 findet sich in der mit h überschriebenen Tabelle nicht vor, dagegen die nächstkleinere von 625 mit der Wassermenge von 2357 l. Der nächstfolgenden Druckhöhe von 650 entsprechen aber 2404 l pro Quadratmeter Mündungsquerschnitt. Es entspricht mithin einer Druckhöhendifferenz von $650 - 625 = 25$ eine Differenz der Wassermengen von $2404 - 2357 = 47$ l, während die Differenz $632 - 625 = 7$ beträgt. Es entfallen mithin auf 7 mm Druckhöhe Differenz $\frac{47}{2.5} \cdot 7 = 13$ l Wassermengendifferenz. Es ist mithin die der

beobachteten Druckhöhe entsprechende Wassermenge, welche durch die Schlußöffnung geflossen ist,

$$2370 \cdot 0{,}3063 = 726 \text{ l pro Sekunde.}$$

b) Wassermessung mittelst eines Überfalles mit Seitenkontraktion. Man baut in den Zu- oder Abflußgraben eine Bohlenwand rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Wassers ein, so daß letzteres aufgestaut wird. In der Mitte dieser Wand bringt man einen Ausschnitt, wie die Fig. 2 Tafel 2 zeigt, an. Die Breite des letzteren sei ungefähr gleich der halben Grabenbreite. Sowohl die vertikale als auch die horizontale Kante schärft man zu, wie die Fig. zeigt, und zwar so, daß das Wasser zuerst die spitzwinklige Kante trifft.

Die Höhenlage der unteren Kante des Ausschnittes muß so gewählt werden, daß nicht nur alles Wasser durch den Ausschnitt läuft, sondern auch so, daß der Unterwasserspiegel ungefähr ebensoviel unter dieser Kante liegt, als die Druckhöhe h beträgt, mindestens aber ca. 150 mm.

Unter Druckhöhe h versteht man den lotrechten Abstand des Oberwasserspiegels von der Überfallkante.

Um dieselbe zu messen, bringt man, wie die Figur zeigt, eine Richtlatte in die Wage, notiert das Maß F in einer horizontalen Entfernung von mindestens 1 m von der Überfallkante und das konstante Maß C. Die Differenz von F und C ist dann der Druckhöhe h gleich.

Ein Haupterfordernis für die Zuverlässigkeit der Wassermessung ist die vollkommene Abdichtung der Bohlenwand gegen den Druck des Wassers. Geht Wasser unter oder neben dieser Wand hindurch, so kann die Messung zu verhängnisvollen Irrtümern führen.

Die Messung darf auch hier erst beginnen, wenn der Beharrungszustand eingetreten ist, d. h. wenn weder ein Steigen noch ein Sinken des Oberwasserspiegels mehr stattfindet.

Tabelle für die Wassermengen Q für die Druckhöhen h bei 1 m Überfallbreite.

Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l
10	2,01	20	5,59	30	10,1	40	15,5	50	21,4
12	2,63	22	6,43	32	11,1	42	16,6	52	22,7
14	3,30	24	7,31	34	12,2	44	17,8	54	23,9
16	4,03	26	8,21	36	13,3	46	19,0	56	25,2
18	4,78	28	6,15	38	14,3	48	20,2	58	26,6

Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l	Druckhöhe h mm	Wassermenge Q l
60	27,9	86	47,3	130	86,8	195	157	320	326
62	29,3	88	48,8	135	91,6	200	163	330	341
64	30,7	90	50,5	140	96,8	210	175	340	357
66	32,1	92	52,2	145	102	220	187		
68	33,5	94	53,9	150	107	230	200	350	373
		96	55,5	155	112	240	213	360	389
70	35,0	98	57,2	160	118			370	405
72	36,5	100	59,0	165	123	250	226	380	422
74	37,9	105	63,3	170	129	260	240	390	439
76	39,5	110	67,9			270	253	400	456
78	41,0	115	72,4	175	134	280	268		
80	42,5	120	77,2	180	140	290	281		
82	44,1			185	145	300	296		
84	45,6	125	81,8	190	151	310	311		

Diese Tabelle liefert nur richtige Resultate, wenn das Verhältnis des Wasserquerschnittes über der Überfallkante ($b \cdot h$) zum Querschnitte des zufließenden Wassers nicht größer als $^1/_3$ ist.

Beispiel. Die Druckhöhe h betrage 155 mm, die Breite des Überfalles 1520 mm, die Breite des zufließenden Wasserstromes 3500 mm und die Tiefe des letztern vor dem Überfalle 610 mm.

Hier beträgt der Querschnitt des Wassers über der Überfallkante

$$0{,}155 \cdot 1{,}52 = 0{,}236,$$

der Querschnitt des zufließenden Wassers

$$3{,}5 \cdot 0{,}61 = 2{,}14$$

und das Verhältnis

$$\frac{0{,}236}{2{,}14} = 0{,}113.$$

Weil die Zahl 0,113 kleiner als $^1/_3$ ist, so ist die Tabelle zur Berechnung der Wassermenge verwendbar.

Neben der Druckhöhe 155 (5. Spalte) findet man die Zahl 112 (6. Spalte). Weil die Überfallbreite aber nicht 1 m, sondern 1,52 m ist, so beträgt die über den Überfall geflossene Wassermenge

$$112 \cdot 1{,}52 = 170{,}2 \text{ l pro Sekunde.}$$

c) Wassermessung mittelst eines Überfalles ohne Seitenkontraktion[1]). Mittelst Überfälle ohne Seitenkontraktion lassen sich Wassermengen am genauesten bestimmen.

[1]) Siehe Bd. 36, S. 1057 der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.

Zur Herstellung solcher Überfälle ist aber das Vorhandensein eines regelmäßig erbauten Gerinnes von rechteckigem Querschnitt mit parallelen Seitenwänden erforderlich. In ein solches Gerinne baue man, wie die Figur 3 Tafel 2 zeigt, eine zur Gerinneachse senkrecht stehende Bohlenwand mit oben abgeschrägter horizontal gerichteter Kante wasserdicht ein.

Die Überfallkante muß 514 mm über dem Gerinnboden und der Unterwasserspiegel mindestens 150 mm unter der Überfallkante liegen.

In einer der vertikalen Gerinnwände muß ein in der Figur mit a bezeichnetes Loch, je nach der Breite des Überfalles von 50 bis 80 mm Durchmesser angebracht werden. Dieses Loch hat den Zweck, den durch die Gerinnwände, durch die Überfallwand und durch den überfallenden Strahl begrenzten Raum mit der äußeren atmosphärischen Luft zu verbinden. Ohne dieses Verbindungsloch würden die Messungen zu unbrauchbaren Resultaten führen.

Die Druckhöhen h werden ebenso wie unter b) beschrieben gemessen.

Tabelle für die Wassermengen Q für die Druckhöhen h bei 1 m Überfallbreite.

Druckhöhe h	Wassermenge Q	Druckhöhe h	Wassermenge Q	Druckhöhe h	Wassermenge Q	Druckhöhe h	Wassermenge Q	Druckhöhe h	Wassermenge Q
mm	l	mm	l	mm	l	mm	l	mm	l
50	20,3	82	43,1	135	92,0	215	188	295	310
52	21,5	84	44,7	140	97,3	220	195	300	318
54	22,8	86	46,4	145	103	225	202	310	335
56	24,1	88	48,0	150	108	230	209	320	353
58	25,4	90	49,7	155	114	235	216	330	371
60	26,8	92	51,4	160	119	240	224	340	389
62	28,2	94	53,1	165	125	245	231	350	408
64	29,6	96	54,8	170	131	250	238	360	427
66	31,0	98	56,5	175	137	255	246	370	446
68	32,4	100	58,3	180	143	260	254	380	466
70	33,9	105	62,8	185	149	265	261	390	486
72	35,4	110	67,4	190	156	270	269	400	507
74	36,9	115	72,1	195	162	275	277		
76	38,4	120	76,9	200	168	280	285		
78	40,0	125	81,8	205	175	285	293		
80	41,6	130	86,9	210	182	290	301		

Beispiel. Es sei für die Überfallbreite und die Druckhöhe ermittelt worden: h = 235 mm und b = 1250 mm.

Nach der Tabelle fließen sekundlich 216 l bei 235 mm Überfallhöhe über die Wehrkante, wenn die Breite 1 m beträgt.

Folglich ist die gesuchte Wassermenge

$$216 \cdot 1{,}250 = 270 \text{ l}.$$

Wenn die Tabelle die für h ermittelte Zahl nicht enthält, so ermittele man durch Interpolation mit Hilfe der nächstliegenden Tabellenzahl, wie unter a) Seite 40 bereits gezeigt worden, die gesuchte Wassermenge.

d) Wassermessung mittelst Schwimmers. Wenn die Wassermessung nach den beiden im vorigen beschriebenen Methoden nicht ausführbar ist, so kann man sich des Schwimmers bedienen und mittelst eines solchen die Wassergeschwindigkeit direkt messen.

Voraussetzung bei diesen Messungen ist, daß innerhalb einer gewissen Strecke der Wasserstrom geradlinig und der Flächeninhalt des Wasserquerschnittes, abgesehen von nur geringen Abweichungen in Breite und Tiefe, immer derselbe sei. Geradlinige Gerinne von Holz oder Stein eignen sich am besten für diese Messungen.

Behufs Ausführung der letzteren messe man an beiden Ufern gleiche Strecken ab, deren Längen womöglich nicht weniger als 20 m, wenn zulässig, noch mehr betragen und man bezeichne die Anfangs- und Endpunkte durch feste Marken. Ferner fülle man eine leere Flasche so weit mit Sand, Bleistücken oder Wasser an, so daß dieselbe, annähernd lotrecht schwimmend, nur bis höchstens um $^1/_3$ der Wassertiefe eintaucht. Einige Meter vor dem Anfangspunkte der abgemessenen Strecke werfe man die Flasche ins Wasser, da, wo die Wassergeschwindigkeit am größten ist, was bei geradlinigen Kanälen annähernd in der Mitte der Fall zu sein pflegt. Ermittelt man nun die Zeit, welche verfließt, bis die Flasche die ganze Strecke, von der Verbindungslinie der Marken für den Anfang bis zur Verbindungslinie der Marken für das Ende, zurückgelegt hat und dividiert die Streckenlänge in Metern durch die verflossene Zeit in Sekunden, so erhält man die Geschwindigkeit V des Wassers im Stromstriche in Metern [1]).

Diese Geschwindigkeit ist größer als die maßgebende mittlere Geschwindigkeit v, das Verhältnis beider zu einander hängt von der Be-

[1]) Es ist darauf zu achten, daß die Flasche stets im Stromstriche schwimme; kommt sie aus dem Stromstriche heraus, im langsameren Wasser weiter schwimmend, so würde das Resultat fehlerhaft werden, wenn man auf einen solchen Versuch die Wasserberechnung gründen wollte.

schaffenheit des Flußbettes und von den Abmessungen des Wasserquerschnittes ab.

In folgender Tabelle sind für verschiedene Materialien, aus denen die Kanalwände bestehen können, und für verschiedene Querschnittabmessungen in den Spalten II, III, IV, V Verhältniszahlen verzeichnet. Multipliziert man die letzteren mit dem Flächeninhalte des Wasserquerschnittes in Quadratmeter und mit der durch den Schwimmer ermittelten Geschwindigkeit v, so erhält man die sekundlich durch ein beliebiges Profil hindurchgeflossene Wassermenge in Litern.

Die Zahlen der Spalte I geben das Verhältnis R zwischen dem Flächeninhalte des Wasserprofiles zu dem vom Wasser benetzten Umfange des Kanalprofiles an.

R	Glatter Zement oder gehobeltes Holz	Rauher Zement oder behauene Steine oder Ziegelmauerwerk oder unbehobelte Bretter	Mauerwerk aus Bruchsteinen	Erde
0,1	879	839	747	564
0,2	886	858	792	644
0,3	890	865	812	686
0,4	891	868	822	711
0,5	893	871	830	730
0,6	894	873	835	745
0,7	894	874	838	755
0,8	894	874	841	763
0,9	895	875	843	771
1,0	895	876	845	777
1,2	895	876	847	787
1,4	895	877	850	794
I	II	III	IV	V

Beispiel. Die abgesteckte Strecke sei 40 m lang, der Schwimmer habe 45 Sekunden zum Durchschwimmen derselben gebraucht. Der Kanal habe einen rechteckigen Querschnitt und eine Breite von 4 m, die Wassertiefe betrage 1,12 m.

Hier ist die Geschwindigkeit V:

$$V = \frac{40}{45} = 0{,}889 \text{ m pro Sekunde.}$$

Ferner ist der Flächeninhalt des Wasserprofiles

$$4 \cdot 1{,}12 = 4{,}48 \text{ qm,}$$

der benetzte Umfang

$$4 + 1{,}12 + 1{,}12 = 6{,}24 \text{ m}.$$

Die Division von 4,48 durch 6,24 giebt den Wert für R, nämlich 0,718.

Der diesem am nächsten kommende Wert der Tabelle (Spalte I) ist 0,7, auf der 7. Zeile. Bestehen die Kanalwände aus Erde, so liefert Spalte V auf derselben Zeile die Zahl 755 und die Wassermenge beträgt

$$755 \cdot 0{,}889 \cdot 448 = 3007 \text{ l pro Sekunde}.$$

Beständen aber die Kanalwände aus glattem Cement oder gehobelten Brettern, so würde die Wassermenge betragen:

$$894 \cdot 0{,}889 \cdot 448 = 3561 \text{ l pro Sekunde}.$$

Die Wasserräder.

§ 9.

Einteilung und Beschreibung.

Die Wasserräder im engeren Sinne (zum Unterschiede von den Turbinen) sind hydraulische Motoren, welche sich in der Regel durch folgende Merkmale auszeichnen:

a) Sie drehen sich um eine horizontale Achse,
b) der Wassereintritt in das Rad findet nur an einem kleinen Teile des Umfanges statt,
c) der Austritt des Wassers erfolgt durch dieselbe Öffnung am Umfange des Rades wie der Eintritt,
d) die Wirkung des Wassers findet hauptsächlich durch das Niedersinken, also durch das Gewicht desselben statt.

Wie wir noch sehen werden, giebt es jedoch auch Turbinen, welche die eine oder andere der oben erwähnten Eigenschaften besitzen.

Je nach der Lage des Punktes am Umfange des Rades, wo der Wassereintritt erfolgt, unterscheidet man unterschlächtige, mittelschlächtige, rückenschlächtige und oberschlächtige Wasserräder. Die sogenannten halbmittelschlächtigen Wasserräder bilden den Uebergang von den unterschlächtigen zu den mittelschlächtigen.

Nach der Art des Einlaufes zerfallen die mittelschlächtigen Räder in Räder mit Spannschütze, mit Überfalleinlauf und mit Coulisseneinlauf. Letzterer findet aber auch namentlich für rückenschlächtige Räder Verwendung.

Das unterschlächtige Rad.

Das unterschlächtige Rad, Fig. 2, Tafel 6, zeichnet sich dadurch von anderen Rädern aus, daß das Wasser ganz unten am Rade eintritt. Das für ein solches Rad verwendete Gerinne heißt Schnurgerinne.

Das Wasser wird dem Rade in ganz gespanntem Zustande zugeführt, d. h. es wird das ganze Gefälle dazu verwendet, um die Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad zu erzeugen.

Da solche Räder ebene Schaufeln haben, so wirkt das Wasser hauptsächlich durch Stoß.

Ob nun das Wasser durch eine Schütze gespannt wird, wie in Fig. 2, oder ob es durch Herabfließen in einem stark geneigten Gerinne seine Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad erlangt, hat natürlich auf seine Einwirkung auf das Rad keinen Einfluß.

Infolge der Stoßwirkung geht ohne Rücksicht auf sonstige Nebenhindernisse die halbe mechanische Arbeit verloren, wenn die Geschwindigkeit der Schaufeln gleich der halben absoluten Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad genommen wird. In der genauen Berechnung ist diese Geschwindigkeit nicht ganz genau die Hälfte, da ja das Wasser nicht tangentiell in das Rad eintreten kann, also auch die Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit nicht ganz zusammenfallen.

Eine Verbesserung der Konstruktion besteht darin, daß man die Schaufeln nicht wie anfänglich radial, sondern etwas schräg stellt, und zwar dararti, daß die Schaufeln, welche das Wasser verlassen, senkrecht aus demselben auftauchen. Noch besser sind gebrochene Schaufeln, welche so konstruiert werden, daß sie auch senkrecht aus dem Wasser auftauchen. Wir werden die Schaufelkonstruktion noch näher besprechen.

Unterschlächtige Räder verwendet man für ganz kleine Gefälle von 0,1 bis 1 m und für Wassermengen von 0,1 bis 5 cbm pro Sekunde.

Wird die Eintrittsgeschwindigkeit durch ein geneigtes Gerinne erzielt, so kann das Gefälle bis 6 m betragen.

Das unterschlächtige Rad erhält keine Seitenwände, dagegen läuft es in einem von zwei Seitenwänden gebildeten Kanale, welcher möglichst nahe an die Schaufeln herangeht, damit nicht zuviel Wasser, ohne auf das Rad zu wirken, zwischen den Schaufeln und den Seitenwandungen des Kanales hindurch geht.

Aus diesem Grunde wird das Rad auch, wie in Fig. 2 ersichtlich ist, mit einem kurzen gekrümmten Gerinne versehen, das heißt, es schließt sich der Boden auf dieser Strecke möglichst genau an den Umfang des Rades an.

Dieser anschließende Teil, welcher genau konzentrisch zum Rade selbst ist, wird in der Regel aus Brettern oder Bohlen, oft aber auch aus behauenen Steinen oder aus Beton ausgeführt.

Zu den unterschlächtigen Rädern ist auch das Stoß- oder Löffelrad zu rechnen.

Dieses denkbar einfachste Wasserrad wird heute noch in gebirgigen

Gegenden angewendet, wobei dasselbe meistens direkt mit den zu betreibenden Maschinen verbunden ist, z. B. direkt auf der Achse eines Mahlganges.

Ein solches Rad ist in Fig. 1, Tafel 6, abgebildet. Das Wasser wird aus einem offenen oder geschlossenen Kanale in schiefer Richtung von oben mit der vollen, dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit auf die geraden oder gebogenen Schaufeln geleitet.

Sowohl die geraden als auch die gekrümmten Schaufeln bilden öfter einen Winkel von 50 bis 70° gegen den Horizont und das Zuleitungsgerinne hat eine Neigung von 20 bis 40°, so daß das Wasser ganz rechtwinklig auf die Schaufeln trifft.

Diese Räder haben gewöhnlich einen kleinen Durchmesser von $1^1/_4$ bis 2 m, eine Höhe von 0,3 bis 0,6 m, und die Schaufeln eine radial gemessene Länge von 0,3 bis 0,5 m.

Angewendet werden diese Räder, wenn für ein kleines Werk Betriebskraft im Überflusse und namentlich größeres Gefälle vorhanden ist. Solche Räder werden für ein Gefälle von 3 bis 10 m gebaut.

In St. Sulpice in der Schweiz befindet sich ein Löffelrad für 5 m Gefälle und einer unbegrenzten Wassermenge. Dasselbe hat 12 radial gestellte Schaufeln, eine horizontale Achse, und das Wasser tritt unterhalb der letzteren in das Rad ein, d. h. es ist das letztere wie ein gewöhnliches unterschlächtiges Rad aufgestellt. Das Rad hat einen Durchmesser von 1 m und eine Breite von 1,2 m, und es setzt dasselbe mittelst zweier direkt auf der Radachse sitzenden Kurbeln mit je einer Schubstange zwei Gattersägen in Betrieb, welche bis 750 mm starke Stämme schneiden. Das Rad macht ungefähr 120 Umdrehungen in der Minute.

Die Nutzleistung des Stoßrades beträgt 20 bis 25% des absoluten Effektes der Wasserkraft. Trotz dieser geringen Nutzleistung kann man mit derselben in Anbetracht der außerordentlichen Einfachheit der Konstruktion zufrieden sein.

Durch Anwendung ausgehöhlter Schaufeln läßt sich die Nutzleistung dieses Rades erhöhen.

Schon bei diesem einfachen Motor sieht man, daß die gebogenen Schaufeln, mit der hohlen Seite dem einfließenden Wasserstrahle zugewendet, eine bessere Wirkung geben, als die ebenen Schaufeln. Denn während bei den geraden Schaufeln das Wasser nur durch Stoß allein auf das Rad einwirkt, so tritt bei den gebogenen Schaufeln auch Aktionswirkung auf.

Während also das Rad mit ebenen Schaufeln ein reines Stoßrad ist,

wirkt in demjenigen mit löffelartig gebogenen Schaufeln das Wasser durch Stoß und Aktion.

Das beste in die Gruppe der unterschlächtigen Räder gehörige Rad ist das Poncelet-Rad, Fig. 4, Tafel 5. Dasselbe ist wie das gewöhnliche unterschlächtige Wasserrad angeordnet, besitzt jedoch statt der geraden Schaufeln gebogene Schaufeln, deren Konstruktion noch später besprochen werden soll.

Die Anfangsrichtung der Schaufeln ist derart, daß das Wasser, ohne gegen dieselben zu stoßen, in das Rad eintritt. Infolge der gebogenen Schaufeln wird das Wasser in gleichmäßiger Weise abgelenkt, wirkt also nicht durch Stoß, sondern durch Aktion. Dazu kommt noch eine Gewichtswirkung. Es wird nämlich ein Teil des gesamten Gefälles verwendet, um die Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad zu erzeugen, infolge welcher das Wasser in den gebogenen Kanälen dieser Geschwindigkeit entsprechend in die Höhe steigt, hierauf fließt es wieder zurück und verläßt das Rad wieder, wirkt aber während des Zurückfallens noch durch sein Gewicht auf dasselbe ein.

Da nun, wie wir zum Teil schon wissen und noch näher betrachten werden, dem Wasser sowohl bei der Aktions- wie auch bei der Gewichtswirkung das ganze in ihm enthaltene Arbeitsvermögen entzogen werden kann, insofern man von den unvermeidlichen Nebenhindernissen absieht, so muß das Poncelet-Rad bei richtig gewählten Dimensionen eine gute Wirkung ergeben.

Infolge der Aktionswirkung unterscheidet sich das Poncelet-Rad wesentlich von allen älteren Wasserrädern und bildet so gewissermaßen den Übergang von den Wasserrädern zu den Turbinen. Wir wollen dieses Rad jedoch nicht zu den Turbinen rechnen, indem das Wasser an derselben Stelle des Radumfanges ein- und wieder austritt.

Die Einlaufschütze kann gerade stehen, doch pflegt man dieselbe meistens um 40 bis 60° gegen den Horizont geneigt zu stellen und zwar einerseits, weil dabei der untere Teil der Schütze näher am Rade angebracht werden kann, und andererseits, weil diese Stellung eine kleinere Kontraktion zur Folge hat.

Das Poncelet-Rad wird angewendet für Gefälle von 0,2 bis 1,7 m und Wassermengen von 0,1 bis 4 cbm.

Das Kropfrad.

Das Kropfrad Fig. 3 Tafel 5 ist ein mittelschlächtiges oder halbmittelschlächtiges Rad mit Spannschütze.

Das Wasser wird dem Rade in nur teilweise gespanntem Zustande zugeführt, das heißt, es wird nur ein Teil des Gefälles verwendet, um die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad zu erzeugen, während der andere Teil desselben für Gewichtswirkung verwendet wird.

Damit bei der Gewichtswirkung das Wasser im Rade bleibt, baut man ein möglichst eng anschließendes Gerinne, ein sogenanntes Kropfgerinne. Auch beiderseitig ist das Rad durch Mauern oder Holzwände eingegrenzt, so daß die Zwischenräume zwischen den einzelnen Schaufeln eigentlich abgeschlossene Zellen sind.

Oft wird dieses Rad auch mit wirklichen Seitenwänden ausgeführt.

Die Schaufeln können so gestaltet sein wie beim gewöhnlichen unterschlächtigen Rade, oder man konstruiert sie derart (gebrochen oder gekrümmt), daß sie senkrecht aus dem Unterwasser auftauchen, infolgedessen sie beim Austritte aus demselben weniger oder gar kein Wasser aufwerfen.

Die Einlaufschütze wird schief gestellt, um das Wasser in geeigneter Richtung (nahezu tangentiell) in das Rad einleiten zu können.

Dieses Rad wird zweckmäßig angewendet für Gefälle von 0,5 bis 1,5 m und Wassermengen von 0,1 bis 3 cbm.

Das Schaufelrad mit Überfalleinlauf.

Das Schaufelrad mit Überfalleinlauf Fig. 4 Tafel 4 hat eine Überfallschütze, auf welcher noch meist eine Leitschaufel angebracht ist. Es kann mittelschlächtig und halbmittelschlächtig sein.

Da durch reine Stoßräder dem Wasser nur die Hälfte der lebendigen Kraft entzogen werden kann, so wird ein Wasserrad wie das vorhergehende (Fig. 3 Tafel 5) eine um so bessere Wirkung ergeben, mit je weniger Stoß man das Wasser arbeiten, das heißt auf einen um so größeren Teil des Gefälles man dasselbe vermöge seines Gewichtes wirken läßt.

Diese Betrachtung führt auf das Schaufelrad mit Überfalleinlauf. Das Wasser fällt dabei über eine abgerundete Überfallschwelle oder Leitschaufel herunter und zwar nur durch eine solche Höhe, als notwendig ist, um dem Wasser diejenige Geschwindigkeit zu erteilen, welche es bei seinem Eintritte in das Rad besitzen muß. Infolge der geringen Eintrittsgeschwindigkeit ist die Wirkung durch Stoß geringer wie beim Rade mit Spannschütze, dafür wirkt das Wasser mehr durch sein Gewicht. Wegen der Gewichtswirkung kann auch dieses Rad (wie überhaupt alle Räder, bei denen das Wasser durch sein Gewicht wirkt) mit wirklichen Seitenwänden versehen sein. Gewöhnlich macht man es aber so, daß die Seitenwände des Gerinnes von der Einlaufstelle bis zur Ablaufstelle des Wassers

möglichst nahe an das Rad anschließen. Ein ebenso genaues Anschließen des Gerinnebodens findet am Radumfange statt. Wir haben also auch hier ein Kropfgerinne.

Auch bei diesem Rade macht man die Schaufeln in neuerer Zeit nicht mehr gerade, sondern gebrochen oder gekrümmt, damit sie beim Auftauchen aus dem Unterwasser weniger Wasser aufwerfen.

Dieses Rad findet vorteilhaft Anwendung für Wassermengen von 0,1 bis 2,5 cbm und Gefälle von 1,5 bis 2,5 m.

Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf.

Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf Fig. 3 Tafel 4 ist die beste Konstruktion eines mittelschlächtigen Wasserrades. Hier wird das Wasser nicht in einem einzigen Strahl, sondern durch gebogene Leitschaufeln (sogenannte Coulissen) in mehrere übereinander liegende Strahlen geteilt in das Rad eingeführt. Dieses hat den Zweck, um jeden einzelnen Strahl besser unter dem notwendigen Winkel in das Rad einführen zu können, als es bei einem einzigen starken Strahle möglich ist, indem doch nur eine ganz dünne Wasserschichte richtig gegen den Radumfang geneigt sein kann.

Die Wirkungsweise des Wassers ist gerade so wie beim Rade mit Überfalleinlauf.

Die Coulissen können mittelst einer Schütze ganz oder teilweise geschlossen werden. Die Radschaufeln führt man gewöhnlich gekrümmt und zwar für senkrechtes Auftauchen aus dem Unterwasser aus.

Dieses Rad wird nicht nur als mittelschlächtiges, sondern auch als rückenschlächtiges Rad ausgeführt. Es findet Anwendung für Wassermengen von 0,3 bis 2,4 cbm und Gefälle von 2,5 bis 4,5 m.

Das Sagebien-Rad.

Eine besondere Art der mittelschlächtigen resp. halbmittelschlächtigen Räder ist das Sagebien-Rad Fig. 1 Tafel 5. Dasselbe hat gerade (oder sehr wenig gekrümmte) schief gestellte Schaufeln. Das Wasser sinkt zwischen denselben nieder und wirkt durch sein Gewicht.

Um (der geraden Schaufeln wegen) einen geringen Stoßverlust beim Eintritte zu erzielen, muß das Wasser mit sehr geringer Geschwindigkeit in das Rad eintreten, wodurch aber auch die Umfangsgeschwindigkeit eine kleine wird. Infolgedessen erhalten solche Räder sehr bedeutende Dimensionen und man braucht gewöhnlich große Übersetzungen an der Transmission. Ein solches Rad wird daher teuer und schwerfällig, und wenn auch der Nutzeffekt, an der Wasserradwelle gemessen, 70 bis 80%

beträgt, so geht durch die notwendigen Übersetzungen wieder viel verloren.

Dieses Rad erhält zweckmäßig eine Überfallschütze. Angewendet wird es für Gefälle von 0,5 bis 2,5 m und Wassermengen von 0,7 bis 3 cbm.

Das Zuppinger-Rad.

Das Zuppinger-Rad Fig. 2 Tafel 5 wird mit Überfalleinlauf ausgeführt und hat gebogene, weit gegen die Achse hinein verlängerte Schaufeln.

Die Schaufeln sind so gestellt, daß das mit bedeutend größerer Geschwindigkeit als beim Sagebien-Rad eintretende Wasser ohne Stoß in das Rad gelangt. Infolge seiner Geschwindigkeit gleitet es längs der Schaufeln in die Höhe und wirkt vermöge der dabei stattfindenden Ablenkung durch Aktion auf das Rad ein.

Nachdem die lebendige Kraft des Wassers verbraucht ist, sinkt es zwischen den Schaufeln nieder und wirkt dann bis zu seinem Austritte aus dem Rade durch sein Gewicht auf das Rad ein.

Angewendet wird dieses Rad für Wassermengen von 0,12 bis 6 cbm und Gefälle von 0,5 bis 2 m.

Das rückschlächtige Zellenrad mit Coulisseneinlauf.

Das rückschlächtige Zellen- oder Kübelrad Fig. 2 Tafel 4 hat anstatt Schaufeln wirkliche Zellen oder Kübel. Dasselbe wird mit Kropfgerinne ausgeführt.

Die Wirkungsweise des Wassers ist hier dieselbe wie beim Schaufelrad mit Coulisseneinlauf, also fast ausschließlich Gewichtswirkung.

Dieses Rad wird angewendet bei Gefällen von 2,5 bis 8 m und Wassermengen von 0,1 bis 1 cbm pro Sekunde.

Das oberschlächtige Rad.

Das oberschlächtige Rad Fig. 1 Tafel 4 ist ein Zellenrad ohne Kropfgerinne, bei welchem das Wasser am Radscheitel (oder ganz nahe daran) eintritt und hauptsächlich durch sein Gewicht wirkt. Vom Gefälle geht diejenige Höhe teilweise verloren, welche zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit notwendig ist, indem dadurch eine Stoßwirkung entsteht, und zwar wird dieser Verlust um so größer, je größer die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist. Ferner geht noch diejenige Höhe über dem Unterwasserspiegel verloren, in welcher im Mittel genommen das Wasser aus den Zellen fällt, also aufhört durch sein Gewicht auf das Rad zu

wirken. Darum muß die Form der Zellen so sein, daß der Austritt des Wassers aus denselben möglichst spät erfolgt.

Den Zellenboden macht man entweder geradlinig (aus Holz) oder auch gekrümmt (in welchem letzteren Falle derselbe leichter aus Blech herstellbar ist).

Die Einlaufschütze des oberschlächtigen Rades wird meistens vertikal gestellt. Gewöhnlich ist noch ein gegen das Rad zu gebogenes Einlaufstück vorhanden. Die Einlaufschütze kann auch in größerer Entfernung vom Rade angebracht werden, in dem sie nur dazu dient, um die Menge der in das Rad einfließenden Wassermenge zu regeln.

Das oberschlächtige Rad ist für nicht allzu große Kräfte ein billiger Motor und ergiebt außerdem eine sehr gute Nutzleistung, so daß es zu den besten hydraulischen Motoren gehört.

Diese Räder wurden früher bis zu einem Gefälle von 15 m angewendet, da sie jedoch hierbei und bei größeren Wassermengen zu schwerfällig ausfallen, was auch bei der Transmission der Fall ist, so verwendet man in neuerer Zeit bei Gefällen von über 8 m und größeren Wassermengen weit vorteilhafter Turbinen.

Für kleinere Gefälle, nämlich für 3 bis 5 m, baut man oberschlächtige Wasserräder bei einer Wassermenge von 0,075 bis 0,4 cbm und für Gefälle über 5 m bei einer Wassermenge von 0,05 bis 0,8 cbm. Es werden aber heute noch oberschlächtige Wasserräder für Gefälle von über 8 m bis 12 m gebaut.

§ 10.

Entwickelung der allgemeinen Arbeitsgleichung für Wasserräder.

In Fig. 4 Tafel 2 zerfällt das Gefälle H in die beiden Teile H_{st} und H_d. Die Druckhöhe H_{st} dient dazu, um die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c des Wassers in dies Rad zu erzeugen. Innerhalb der Höhe H_d wirkt das Wasser durch sein Gewicht.

Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit ist theoretisch:

$$c = \sqrt{2\,g\,H_{st}},$$

das dieser Geschwindigkeit entsprechende Arbeitsvermögen beträgt:

$$1000 \cdot Q \cdot \frac{c^2}{2g},$$

diese Geschwindigkeit c zerlegt sich in zwei Komponenten, nämlich in die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades und in die relative Eintrittsgeschwindigkeit u des Wassers in das Rad.

Das der Geschwindigkeit u entsprechende Arbeitsvermögen $1000 \cdot Q \cdot \frac{u^2}{2g}$ geht beim Eintritte verloren, was leicht einzusehen ist, indem sich ja das Rad in der Richtung von u nicht fortbewegt.

Das Wasser bewegt sich nun im Rade mit der Umfangsgeschwindigkeit v desselben weiter und verläßt es auch mit dieser Geschwindigkeit, was einen weiteren Effektsverlust von $1000 \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g}$ zur Folge hat.

Um nun denjenigen Effekt zu erhalten, welchen das Wasser infolge der Eintrittsgeschwindigkeit c an das Rad abgiebt, haben wir vom ganzen der Geschwindigkeit c entsprechenden Arbeitsvermögen die beiden obigen Verluste in Abrechnung zu bringen. Wir erhalten dann:

$$E_{st} = 1000 \cdot \frac{Q}{2g} \cdot (c^2 - v^2 - u^2),$$

hierin ist:

$$u^2 = c^2 + v^2 - 2 \cdot c \cdot v \cdot \cos\alpha, \text{ also}$$

$$E_{st} = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (c \cdot v \cdot \cos\alpha - v^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52)$$

Indem nun weiter das Wasser die Höhe H_d heruntersinkt, wirkt es noch durch sein Gewicht auf das Rad ein, und der dadurch ausgeübte Effekt beträgt:

$$E_d = 1000 \cdot Q \cdot H_d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 53)$$

somit ist der gesamte Effekt:

$$E = E_{st} + E_d = 1000 \cdot Q \cdot \left(\frac{c \cdot v \cdot \cos\alpha - v^2}{g} + H_d \right) \quad . \quad 54)$$

dieser Effekt wird am größten, wenn $c \cdot v \cdot \cos\alpha - v^2$ ein Maximum wird. Dieses ist der Fall für

$$v = \frac{c}{2} \cdot \cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55)$$

Setzen wir diesen Wert von v in Gleichung 54) ein, so folgt:

$$E = 1000 \cdot Q \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \cos^2\alpha + H_d \right).$$

Nun ist aber $\frac{c^2}{2g} = H_{st}$, also

$$E = 1000 \cdot Q \cdot \left(\frac{H_{st}}{2} \cdot \cos^2\alpha + H_d \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 56)$$

Dieses ist die allgemeine Arbeitsgleichung für Wasserräder, und wir ersehen daraus, daß der Effekt um so größer wird, je größer $\cos\alpha$, also je kleiner der Winkel α wird. Man soll also den Winkel α möglichst

klein machen. Null kann er natürlich nicht werden, da man das Wasser nicht tangentiell in das Rad einführen kann.

Wir sehen aus Gleichung 56), daß das zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit verwendete Stoßgefälle H_{st} nicht einmal zur Hälfte ausgenutzt wird (ausgenommen es findet wie z. B. beim Poncelet-Rad infolge der Geschwindigkeit c noch eine Aktionswirkung statt), während das Druckgefälle H_d, innerhalb welchem das Wasser durch sein Gewicht wirkt, vollständig ausgenutzt wird. Man wird daher für ein bestimmtes Gefälle H das Stoßgefälle H_{st} möglichst klein nehmen, da ja dann das H_d um so größer wird.

Da mit kleiner werdendem H_{st} auch die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c kleiner wird, so folgt aus $v = \frac{c}{2} \cdot \cos\alpha$, daß auch v kleiner wird. Es sollen also Wasserräder einen langsamen Gang haben.

Bei diesen theoretischen Resultaten sind jedoch die noch nicht erwähnten Wasserverluste, Reibungsverluste ꝛc. nicht berücksichtigt.

§ 11.

Die Bauart der Wasserräder.

In Bezug auf die Bauart der Wasserräder macht man folgende Einteilung:

1. Räder mit starren Armen, durch welche der an die Schaufeln abgegebene Effekt auf die Achse und durch diese erst auf das Triebwerk übertragen wird.

Bei zwei Armsystemen Fig. 5 Tafel 2 überträgt jedes System die Hälfte des Effektes auf die Achse, außerdem trägt jedes System die Hälfte des Radgewichtes.

Bei drei Armsystemen Fig. 6 Tafel 2 verhält sich die Sache auf ähnliche Weise.

2. Räder mit starrem Armsystem und einem Zahnkranze, welcher mit den Radarmen oder dem Radkranze verbunden ist.

In Fig. 7 ist das Zahnrad an den Radarmen befestigt. Es wird hier der halbe Effekt durch das Armsystem A_1 auf das Zahnrad übertragen. Die andere Hälfte des Effektes wird durch das Armsystem A_2, die Welle und das Armsystem A_1 ebenfalls auf das Zahnrad übertragen.

In Fig. 8 ist das Zahnrad mit dem Radkranze verbunden. Es wird hier die halbe Arbeit unmittelbar auf den Zahnkranz übertragen.

Die andere Hälfte wird durch das Armsystem A_2, die Welle und das Armsystem A_1 ebenfalls nach dem Zahnkranze übertragen.

Hierbei findet eine Verdrehung der beiden Armsyste gegeneinander statt.

3. Das Suspensionsprinzip. Die Räder haben einen am Radkranze befestigten Zahnkranz. Hier wird die Kraft direkt ohne Vermittelung der Arme von ersterem auf letzterem übertragen, so daß die Achse nicht auf Verdrehung, sondern nur auf Biegung beansprucht wird.

Fig. 9 zeigt diese Anordnung. A_1 und A_2 sind die Armsysteme, welche aus radialen Zugstangen (Radialstangen) bestehen und dazu dienen, um den Radkranz, das darin befindliche Wasser und den Zahnkranz zu tragen.

Die Diagonalstangen B, welche am Umfange meist mit den Radialstangen abwechseln, dienen zur Versteifung des Rades, indem sie seitliche Schwankungen verhüten.

Die Umfangsstangen C verbinden den Radkranz in schräger Richtung mit dem Zahnkranze, und zwar geht zumeist jede Umfangsstange von einer Diagonalstange auf der einen Radseite schräg nach der nächsten Diagonalstange auf der andern Seite.

Fig. 9a zeigt die innere Ansicht des aufgerollten Radumfanges mit den Umfangsstangen. Derjenige Teil der Umfangskraft, welcher auf eine Stange wirkend angenommen wird, P, zerfällt in zwei Komponenten Z und D, wovon Z die Umfangsstangen auf Zug und D die Radschaufeln auf Druck beansprucht. Bei der Berechnung der Querschnittsdimension der Umfangsstangen nimmt man gewöhnlich an, daß die ganze Umfangskraft auf zwei derselben wirkt.

4. Die Räder besitzen einen Zahnkranz in der Mitte.

Diese in Fig. 10 ersichtliche Bauart findet für sehr breite Wasserräder Anwendung. Jede Radhälfte wird so ausgeführt wie in Fig. 9, jedoch sind die Umfangsstangen, wie aus der innern Ansicht des aufgerollten Radumfanges Fig. 10a ersichtlich ist, in beiden Hälften nach entgegengesetzter Seite schräge angeordnet.

Auch hier wird die Achse nicht auf Torsion beansprucht, sondern hat nur das Radgewicht zu tragen.

5. Das Rad besitzt auf jeder Seite einen Zahnkranz.

Diese in Fig. 11 ersichtliche Bauart wendet man bei Uebertragung von bedeutenden Kräften an, indem bei nur einem Zahnkranze die Zahnstärken zu groß ausfallen würden.

Die Arme und die Welle haben nur das Gewicht des Rades, Wassers und der Zahnkränze zu tragen.

Ist wie in der Figur ein Zwischenkranz vorhanden, so muß derselbe durch Umfangsstangen mit den beiden Seitenkränzen verbunden werden, deren Anordnung in Fig. 11a zu ersehen ist.

Ein Vergleich aller obigen Bauarten ergiebt folgendes:

Die Bauart 1. ist die einfachste und sicherste, jedoch ist sie, da die Achse auf Torsion beansprucht wird, schwerfällig.

Bei der Bauart 2. findet leicht eine Verdrehung der beiden Seitenkränze gegeneinander statt, wodurch die zur Verbindung der einzelnen Teile dienenden Schrauben und Keile leicht locker werden können.

Die Bauart 3. resp. 4., welche sonst vorzüglich ist, hat bei schnellerem Gange den Nachteil, daß infolge der leichten Konstruktion ein oft ziemlich bedeutendes Erzittern stattfindet.

Bei der Bauart 5. müssen die Zahnkränze genau übereinstimmen, wodurch die Konstruktion teuer wird.

Alle diese Bauarten, ausgenommen die 1., haben den Nachteil, daß der Zahnkranz in das Unterwasser eintaucht, oder wenigstens vom Spritzwasser getroffen wird, was eine sehr rasche Abnützung der Zähne zur Folge hat.

Man kann die Abnutzung kleiner machen, wenn man breite Zahnräder anwendet, indem dann der spezifische Flächendruck geringer wird.

Wenn man den Zahnkranz nicht am Radkranze, sondern an den Armen befestigt, ist die Sache schon besser.

§ 12.

Spezielle Verhältnisse der Wasserräder.

Bezeichnungen.

Es bedeutet:

Q die Wassermenge pro Sekunde,
H das Gefälle,
H_{st} das Stoßgefälle,
H_d das Druckgefälle,
v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades (am äußern Umfange gemessen),
n die Umdrehungszahl des Rades pro Minute,
c die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad,
u die relative Eintrittsgeschwindigkeit,
α den Eintrittswinkel, das ist der Winkel, welchen der eintretende Wasserstrahl mit dem äußern Radumfange (also die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c mit der Umfangsgeschwindigkeit v) einschließt,

β den Winkel, welchen das erste Schaufelelement mit dem äußern Radumfange bildet (also auch der Winkel, welchen die relative Eintrittsgeschwindigkeit u mit der Umfangsgeschwindigkeit v einschließt),

R den Halbmesser des Rades bis zu den äußersten Schaufelkanten gemessen,

a die Tiefe des Rades in radialer Richtung (von den äußersten bis zu den innersten Schaufelkanten) gemessen,

b die Breite des Rades zwischen den Radkränzen und wenn keine vorhanden, die Länge der Schaufeln,

b_e die Breite des Zulaufgerinnes,

b_a die Breite des Ablaufgerinnes,

i die Zahl der Radschaufeln,

t die Schaufelteilung am äußern Radumfange, das ist am Umfange des Kreises mit dem Radius R gemessen,

A die Zahl der Arme eines Armsystemes,

A die Anzahl der Armsysteme,

ε den Füllungsgrad,

q die zwischen zwei Schaufeln oder in einer Zelle befindliche Wassermenge,

f die Größe des Querschnittes durch die in einer Zelle respektive in einem solchen Schaufelraume befindliche Wassermenge,

f_1 die Größe des Querschnittes einer Schaufel,

i_1 die Anzahl der in einer Sekunde am eintretenden Wasserstrahl vorübergehenden Schaufeln,

s die Stärke des in das Rad eintretenden Wasserstrahles unmittelbar vor dem Rade gemessen,

G das Gewicht des Rades in Kilogrammen,

N_a den absoluten Effekt des Rades in HP,

N_n den Nutzeffekt in HP,

η den Wirkungsgrad des Rades.

Alle obigen nicht näher bezeichneten Maße sind in Metern, Quadrat- und Kubikmetern zu verstehen.

Wirkungsgrad der Wasserräder.

Für normale Konstruktionsverhältnisse hat der Wirkungsgrad η folgende Werte:

Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle (3 bis 5 m) . . 0,5 bis 0,6

Oberschlächtiges Rad für größere Gefälle (über 5 m) . . 0,6 „ 0,75

Rückenschlächtiges Kübelrad mit Coulisseneinlauf	0,6 bis 0,7
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	0,65 „ 0,7
Schaufelrad mit Überfalleinlauf	0,6 „ 0,65
Rad mit Spannschütze (Kropfrad)	0,4 „ 0,5
Sagebien-Rad	0,7 „ 0,8
Zuppinger-Rad	0,6 „ 0,65
Poncelet-Rad	0,7 „ 0,75
Gewöhnliches unterschlächtiges Rad	0,3 „ 0,35.

Umfangsgeschwindigkeit der Wasserräder.

Sollen die Räder einen guten Nutzeffekt geben und doch nicht zu groß ausfallen, so empfehlen sich für die Umfangsgeschwindigkeit v folgende Werte:

Oberschlächtiges Rad	1,2 bis 2 m
Rückenschlächtiges Kübelrad mit Coulisseneinlauf	1,5 m
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	1,2 bis 2,2 m
Schaufelrad mit Überfalleinlauf	1,4 „ 1,7 m
Rad mit Spannschütze (Kropfrad)	1,5 „ 2 m
Sagebien-Rad	0,5 „ 0,75 m
Zuppinger-Rad	1 „ 1,25 m
Poncelet-Rad	$0{,}55\sqrt{2gH}$
Gewöhnliches unterschlächtiges Rad	$0{,}4\sqrt{2gH}$.

Halbmesser der Wasserräder.

Für folgende Werte von R geben die Wasserräder einen guten Effekt und werden nicht zu teuer:

Oberschlächtiges Rad	$\frac{1}{2}\cdot\left(H-\frac{c^2}{2g}\right)$
Rückenschlächtiges Kübelrad mit Coulisseneinlauf	$\frac{2}{3}\cdot H$
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	H
Schaufelrad mit Überfalleinlauf	1,25 H bis 1,5 H
Rad mit Spannschütze (Kropfrad)	1,5 H „ 2,5 H
Sagebien-Rad	1,25 H „ 2,5 H
Zuppinger-Rad	H „ 1,5 H
Poncelet-Rad	2 H
Gewöhnliches unterschlächtiges Rad je nach den lokalen Verhältnissen	2 bis 4 m.

Der Füllungsgrad.

Das Verhältnis der Wassermenge, welche dem Rade in einer bestimmten Zeit zufließt, zu dem Raume, welchen das Rad in derselben Zeit dem Wasser darbietet, nennt man Füllungsverhältnis, Füllungsgrad oder Füllungskoeffizient.

Nach Redtenbacher darf die Füllung von Schaufelrädern nicht größer wie $\frac{1}{2}$ und von Zellenrädern nicht größer wie $\frac{1}{3}$ genommen werden. Jedoch sind in neuerer Zeit auch noch größere Füllungsgrade gebräuchlich und zwar:

Für oberschlächtige Räder . . . . . $\varepsilon = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$

für rückenschlächtige Räder . . . . . $\varepsilon = \frac{1}{3}$ „ $\frac{2}{3}$

für Kropf- und unterschlächtige Räder . . . . $\varepsilon = \frac{1}{2}$.

Sehen wir vom Raume, welchen die Radschaufeln einnehmen, ab, so würde bei vollständiger Füllung der Raum, welcher sich dem Wasser in einer Sekunde darbietet, angenähert gleich $a \cdot b \cdot v$ sein. Wegen der nur teilweisen Füllung ist jedoch:

$$Q = a \cdot b \cdot v \cdot \varepsilon \quad \ldots\ldots\ldots \quad 57)$$

also

$$\varepsilon = \frac{Q}{a \cdot b \cdot v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 58)$$

und

$$b = \frac{Q}{a \cdot v \cdot \varepsilon} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 59)$$

Bei Blechschaufeln kann man wegen deren geringer Stärke diese Formel für b ganz gut zur Rechnung verwenden. Bei Holzschaufeln hingegen muß der infolge derselben vorlorene Raum berücksichtigt werden.

Da in einer Minute $n \cdot i$ Schaufeln am eintretenden Wasserstrahle vorübergehen, so ergiebt sich die Zahl der in einer Sekunde vorübergehenden Schaufeln:

$$i_1 = \frac{n \cdot i}{60}.$$

Das Volumen von i_1 Schaufeln beträgt:

$$i_1 \cdot f_1 \cdot b,$$

welchen Wert wir von $a \cdot b \cdot v$ abziehen müssen. Es ist also:

$$Q = (a \cdot b \cdot v - i_1 \cdot f_1 \cdot b) \cdot \varepsilon \quad \ldots\ldots \quad 60)$$

und daraus

$$b = \frac{Q}{(a \cdot v - i_1 \cdot f_1) \cdot \varepsilon} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 61)$$

Je kleiner der Füllungsgrad ist, um so größer wird im allgemeinen der Wirkungsgrad, da dann die Wasserverluste kleiner werden, indem sich das Wasser länger in den Zellen halten kann. Andererseits ersehen wir aus den Formeln für b, daß die Radbreite um so größer wird, je kleiner ε ist, also die Räder auch teuerer werden.

Die Schaufelteilung und Schaufelzahl.

Eine große Schaufelzahl ist günstig, weil bei nahe gestellten Schaufeln sich in jedem Schaufelraume eine geringere Wassermenge befindet (als bei weit gestellten Schaufeln), welche sich auch länger hält. Andererseits dürfen nicht zu viel Schaufeln genommen werden, weil dadurch das Rad zu teuer wird. Ferner soll die Schaufelzahl derartig gewählt werden, daß die Schaufelteilung so groß wird, daß der Wasserstrahl in seiner ganzen Stärke zwischen zwei Schaufeln eintreten kann.

Dem entsprechend ergiebt sich bei Blechschaufeln, deren Stärke man vernachlässigen kann, aus Fig. 12 Tafel 2 die kleinste Schaufelteilung:

$$t = \frac{s}{\sin \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 62)$$

Bei Holzschaufeln von der Stärke σ muß die Teilung um σ vergrößert werden, also:

$$t = \frac{s}{\sin \alpha} + \sigma \quad \ldots\ldots\ldots \quad 63)$$

Die Schaufelzahl beträgt:

$$i = \frac{2 R \pi}{t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 64)$$

dieselbe muß ein Vielfaches der Armzahl sein.

Die Armzahl für ein Armsystem macht man:

$$A = 2 \cdot (R + 1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 65)$$

worin R in m einzusetzen ist.

Der Wert s in Formel 62) und 63), das ist die Stärke des Wasserstrahles unmittelbar vor dem Rade gemessen, folgt aus $Q = b_e \cdot s \cdot c$, zu:

$$s = \frac{Q}{b_e \cdot c} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 66)$$

Die Größe der zwischen zwei Schaufeln oder in einer Zelle befindlichen Wassermenge.

Während des Füllens einer Zelle wird das Rad offenbar den Weg t (Radteilung) mit der Geschwindigkeit v zurücklegen. Es ist daher die

dazu erforderliche Zeit gleich $\frac{t}{v}$ Sekunden. Während dieser Zeit fließt eine Wassermenge q in die Zelle. Da nun Q die Wassermenge per Sekunde bedeutet, so ist:

$$q = Q \cdot \frac{t}{v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 67)$$

Diese Wassermenge q läßt sich auch durch den Querschnitt f und die Radbreite b ausdrücken, also:

$$q = f \cdot b$$

und daraus

$$f = \frac{q}{b} = Q \cdot \frac{t}{v \cdot b} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 68)$$

Mit Hilfe dieser letzten Gleichung läßt sich der Wasserstand in den Radzellen bestimmen.

§ 13.

Die bisher noch nicht betrachteten Arbeitsverluste bei den Wasserrädern.

Arbeitsverlust infolge der Zapfenreibung. Sind d_1 und d_2 die Durchmesser der Zapfen der Wasserradwelle in Meter, N_1 und N_2 die Zapfendrücke in Kilogramm, so ist die Umfangsgeschwindigkeit am Zapfen mit dem Durchmesser d_1:

$$\frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{60} = \sim 0{,}05 \cdot d_1 \cdot n$$

und die Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens mit dem Durchmesser d_2:

$$\frac{d_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \sim 0{,}05 \cdot d_2 \cdot n\,.$$

Ist ferner φ der Reibungskoeffizient zwischen Zapfen und Lager, so beträgt der Effektsverlust infolge der Zapfenreibung:

$$E_r = \varphi \cdot N_1 \cdot 0{,}05 \cdot d_1 \cdot n_1 + \varphi \cdot N_2 \cdot 0{,}05 \cdot d_2 \cdot n,$$

oder

$$E_r = \varphi \cdot 0{,}05 \cdot n \cdot (N_1 \cdot d_1 + N_2 \cdot d_2) \text{ mkg} \quad \ldots\ldots \quad 69)$$

Arbeitsverlust infolge des Luftwiderstandes. Dieser Verlust, welcher bei langsamem Gange auch vernachlässigt werden kann, beträgt:

$$E_e = 0{,}118 \cdot i \cdot a \cdot b \cdot v^3 \text{ mkg} \quad \ldots\ldots \quad 70)$$

Arbeitsverlust infolge der Zahnreibung. Sind z_1 und z_2 die Zähnezahlen des Triebwerkes, P der Zahndruck, v die Um-

fangsgeschwindigkeit der Zahnräder, $\mu = 0{,}16$ der Koeffizient für die Zahnreibung, so ist der Effektsverlust infolge derselben:

$$E_z = \mu \cdot \pi \cdot P \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot v = 0{,}5 \cdot P \cdot v \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \quad 71)$$

Der zu übertragende Effekt beträgt:

$$E_a = P \cdot v,$$

davon wird infolge der Zahnreibung nur übertragen:

$$E_n = E_a - E_z,$$

also ist der Wirkungsgrad des Zahnräderpaares:

$$\eta_z = \frac{E_n}{E_a} = 1 - 0{,}5 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 72)$$

§ 14.

Details der Wasserräder.

Der Radkranz.

Bei hölzernen Radkränzen werden doppelte Bohlensegmente verwendet, welche um ihre halbe Länge gegeneinander versetzt und durch Holznägel von 15 bis 25 mm Stärke miteinander verbunden werden.

Schmiedeiserne Radkränze Fig. 4 Tafel 5 bestehen aus einzelnen Blechsegmenten von 5 bis 6 mm Stärke, welche stumpf zusammenstoßen und durch einfache Laschennietung verbunden werden.

Gußeiserne Radkränze macht man auch aus Segmenten, deren Zahl der Armzahl gleich sein soll. Fig. 2 Tafel 4 zeigt eine Verbindung zweier Segmente zwischen den Armen. Die Verbindung zweier Segmente kann auch an Stelle des Armes stattfinden, wie dies z. B. in Fig. 3 Tafel 4 ersichtlich ist.

Der Radboden.

Der Radboden wird, im Falle man einen solchen anwendet, aus Holz (gewöhnlich Eichen- oder Kiefernholz) oder Blech hergestellt. In der Regel zieht man jedoch Holz (selbst bei sonst ganz eisernen Rädern) dem Blech vor, da das auf den Radboden treffende Wasser bei letzterem einen großen Lärm verursacht.

Die hölzernen Radböden bestehen aus Brettern von 200 bis 250 mm Breite, welche bei einem hölzernen Kranze durch Holzschrauben an denselben befestigt werden. Bei gußeisernen Radkränzen werden die Bretter an eine angegossene Leiste angeschraubt. Bei Blechkränzen schraubt man den Radboden an einem am Radkranze befestigten Winkeleisen an.

Die Stärke der hölzernen Radböden ist bei Kübelrädern gleich $\frac{a}{7}$ und bei Schaufelrädern $\frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$ zu machen.

Schmiedeiserne Radböden erhalten je nach ihrer freitragenden Länge eine Stärke von 4 bis 6 mm.

Die Radschaufeln.

Die Radschaufeln müssen so leicht als möglich ausgeführt werden, und trotzdem machen sie ungefähr $^1/_4$ des Radgewichtes aus. Damit die Schaufeln nicht zu schwer werden und dieselben aber doch fest genug sind, wendet man vielfach zwischen je zwei Schaufeln Stehbolzen an.

Hölzerne Schaufeln erhalten in der Mitte eine Stärke von $\frac{a}{8}$ und gegen außen von $\frac{a}{10}$ und werden um 15 bis 20 mm in die hölzernen Radkränze eingelassen. Es erhalten dann die äußern Kranzsegmente eine Stärke von $\frac{a}{7}$ und die innern von $\frac{a}{6}$.

Schmiedeiserne Schaufeln werden je nach der Radgröße in einer Stärke von 3 bis 6 mm ausgeführt. Bei gußeisernen Kränzen werden sie an angegossenen Leisten befestigt, bei schmiedeisernen durch Anschrauben an am Kranze befestigten entsprechend gebogenen Winkeleisen Fig. 4 Tafel 5, ebenso auch bei hölzernen Kränzen, oder man kann auch die Blechschaufeln in das Holz einlassen, was aber eine weniger gute Konstruktion ist.

Die Radarme.

Bis zu einer Radbreite von circa 2,5 m verwendet man zwei Armsysteme und darüber drei.

Die Arme sind meist aus Schmiedeisen und zwar eignet sich U-Eisen ganz besonders. Fig. 2 Tafel 4 zeigt die Befestigung eines solchen Armes an einen gußeisernen und Fig. 4 Tafel 5 an einem Blechkranze.

Hölzerne Arme und gußeiserne Arme Fig. 3 Tafel 4 sind viel weniger gebräuchlich.

Sind die Arme auf Biegung beansprucht, so hat man:

$$\frac{m \cdot P \cdot R}{A \cdot \mathfrak{A}} = w \cdot k_b \quad \ldots \ldots \ldots \quad 73)$$

m ist eine Zahl, welche angiebt, auf den wievielten der Arme sich die Umfangskraft P verteilt. Man nimmt:

Für Holz . . . $k_b = 0{,}4$ kg pro 1 qmm, $m = 2$
„ Gußeisen . $k_b = 2$ „ „ 1 „ , $m = 2$ bis 3
„ Schmiedeisen $k_b = 6$ „ „ 1 „ , $m = 1{,}5$.

Für ein nach dem Suspensionsprinzip gebautes Rad macht man die Radialstangen so stark, daß eine einzige im stande ist, das ganze auf das betreffende Armsystem entfallende Gewicht zu tragen. Ist F der Querschnitt einer Radialstange und F_1 der einer Diagonalstange, so macht man $F_1 = 0{,}6\,F$. Die Umfangsstangen werden auf Zug berechnet (siehe § 11, Absatz 3).

Die einzelnen Stangen müssen durch Schrauben oder Keile zum Nachstellen eingerichtet sein.

Die Radnabe.

Man macht dieselben in neuerer Zeit immer aus Gußeisen. Fig. 2 Tafel 4 zeigt die Verbindung einer solchen Nabe mit U-Eisen-Armen. Fig. 3 Tafel 4 zeigt die Verbindung mit gußeisernen Armen. Die Nabe eines nach dem Suspensionsprinzip gebauten Rades ist in Fig. 1 Tafel 4 ersichtlich.

Die Wasserradwellen.

Dieselben werden aus Holz, Gußeisen, Schmiedeisen und Stahl ausgeführt. Die beiden zuletzt genannten Materialien werden gegenwärtig am häufigsten verwendet.

Für die Lager ist ein Lagerdeckel nicht nötig, da der Druck nach unten wirkt. Manchmal verwendet man leichte Staubdeckel aus Gußeisen oder Holz.

Die Zahnräder.

Wie schon im § 11 erwähnt wurde, soll man die Zahnräder bei Wasserrädern breiter als gewöhnliche Transmissionsräder machen.

Die Zahnkränze macht man aus so viel Stücken, als ein Armsystem Arme hat. Die Befestigung der Stücke untereinander und an das Rad geschieht durch Schrauben, welche man gegen Abscheeren sichert. Das Sichern geschieht am besten durch einen Ring, durch welchen die Schraube hindurch geht. Dieser Ring ist in jedem der zu verbindenden Teile um die Hälfte seiner Stärke eingelassen.

Der Zahnkranz kann auch mit dem Radkranze zusammengegossen sein.

§ 15.

Die Berechnung der Wasserräder.

Das oberschlächtige Rad.

Um das Stoßgefälle nicht unnötig zu vergrößern, läßt man beim oberschlächtigen Rad das Wasser im Radscheitel oder wenigstens möglichst nahe daran eintreten.

Die Mittellinie A B (Fig. 1 Tafel 3) des eintretenden Wasserstrahles ist eine Parabel.

Den Winkel, welchen das erste Radschaufelelement mit dem Radumfange bildet, wählen wir am besten $\beta = 20^0$ bis 25^0. Oder man zeichnet die Schaufelform, deren Konstruktion wir noch kennen lernen werden, auf und mißt den Winkel β aus der Zeichnung ab.

Formel 55) lautet:

$$v = \frac{c}{2} \cdot \cos \alpha ,$$

da jedoch schon $\sphericalangle \beta$ sehr klein ist, und wie wir aus Fig. 1 ersehen $\sphericalangle \alpha$ noch kleiner ist, so folgt wegen $\cos \alpha = \sim 1$:

$$v = \frac{c}{2} .$$

Das Wasser soll nun ohne Stoß in das Rad eintreten. Damit dies stattfindet, muß die relative Eintrittsgeschwindigkeit u die gleiche Neigung gegen den Radumfang haben wie das erste Schaufelelement.

Die Bedingung für den stoßfreien Eintritt ergiebt sich auf folgende Weise:

Tritt, wie in Fig. 4 Tafel 2 ersichtlich ist, das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit c bei A in ein Wasserrad ein, so wird sich das Rad gleichzeitig mit der Umfangsgeschwindigkeit v bewegen. Wenn nun der Wasserstrahl ohne Stoß gegen die Radschaufeln eintreten soll, so muß sich die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c im Punkte A in zwei Komponenten zerlegen lassen, von denen die eine in die Richtung der Umfangsgeschwindigkeit v und die andere in die Richtung des ersten Radschaufelelementes fällt.

Aus der Figur folgt:

$$v : c = \sin (\beta - \alpha) : \sin (180^0 - \beta) ,$$

also

$$\frac{c}{v} = \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 74)$$

Dies ist die Bedingung des stoßfreien Eintrittes und gilt sowohl für Wasserräder als auch für Turbinen.

Setzen wir nun in Gleichung 74) $v = \frac{c}{2}$, so folgt:

$$\frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = 2 \text{ oder}$$

$$\sin (\beta - \alpha) = \frac{\sin \beta}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 75)$$

Hieraus läßt sich, da $\measuredangle \beta$, c und v bekannt sind, der $\measuredangle \alpha$, also die Richtung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit bestimmen.

c ist gleichzeitig die Tangente der Parabel A B im Punkte B (Fig. 1 Tafel 3).

Der Scheitel A der Parabel liegt in der Mitte der Ausflußöffnung in einer Tiefe H_a unter dem Wasserspiegel. Die dieser Höhe entsprechende horizontale Austrittsgeschwindigkeit im Punkte A ist:

$$c_h = \zeta \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_a}.$$

Der Koeffizient ζ hängt vom Rauhigkeitsgrade des Einlaufes ab und wird 0,93 bis 0,96 genommen und zwar um so kleiner, je weniger glatt der Einlauf ist.

Um die Parabel A B konstruieren zu können, berechnen wir uns die Koordinaten x und y des Punktes B in Bezug auf den Scheitel A.

Bedeutet τ die Ausflußzeit, d. h. die Zeit, welche ein Wasserteilchen gebraucht, um von A nach B zu gelangen, und berücksichtigen wir, daß beim freien Ausfluß die Bewegung in eine horizontale und eine vertikale zerlegt werden kann, wobei bei der horizontalen Bewegung der Weg y mit der gleichförmigen Geschwindigkeit c_h zurückgelegt wird, während bei der vertikalen Bewegung der Weg x nach den Gesetzen des freien Falles zurückgelegt wird. Es sind somit diese Wege:

$$x = \frac{g \cdot \tau^2}{2} \text{ (freier Fall)},$$

$$y = c_h \cdot \tau \text{ (gleichförmige Bewegung)}.$$

Aus der ersten Gleichung folgt:

$$\tau = \sqrt{\frac{2 \cdot x}{g}},$$

dies in die zweite Gleichung eingesetzt giebt:

$$y = c_h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot x}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 76)$$

Aus der Figur folgt:

$$x = H_{st} - H_a.$$

Aus $c = \zeta \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{st}}$ und $c_h = \zeta \sqrt{2 \cdot g \cdot H_a}$ folgt $H_{st} = \frac{c^2}{2 g \zeta^2}$ und $H_a = \frac{c_h^2}{2 g \zeta^2}$; setzen wir diese Werte in die Gleichung für x ein, so ist:

$$x = \frac{c^2}{2 g \zeta^2} - \frac{c_h^2}{2 g \zeta^2} = \frac{c^2 - c_h^2}{2 g \zeta^2} \quad \ldots \quad 77)$$

Bei der Konstruktion eines oberschlächtigen Rades wählt man nun zuerst $v = 1{,}2$ bis 2 m und zwar für gute Räder einen kleineren Wert und für billige Räder mit geringerem Effekt einen größeren Wert von v. Es wird dann $c = 2v = 2{,}4$ bis 4 m.

Die horizontale Austrittsgeschwindigkeit nehme man ungefähr

$$c_h = c - 0{,}2 \text{ m}.$$

Nun kann man nach Gleichung 77) das x berechnen.

Um y zu erhalten, setzt man diesen Wert von x in Gleichung 76) ein.

Nun kann man auf irgend eine Weise die Parabel A B aufzeichnen. Dieselbe ist bestimmt durch die Punkte A und B und durch die Tangenten c_h und c in denselben.

Würde der Fall eintreten, daß c die Vertikale durch A unterhalb dieses Punktes schneidet, so läßt man, wie in Fig. 2 Tafel 3 ersichtlich ist, den Wasserstrahl in der Nähe des Radscheitels eintreten, wodurch die Neigung von c gegen den Horizont größer wird, also auch ihr Schnittpunkt mit der Vertikalen durch A höher zu liegen kommt.

In Wirklichkeit stimmt nun die Parabel bei freiem Wasserausfluß nicht genau mit unserer konstruierten Parabel überein, so daß c also nicht ganz genau die Tangente der Ausflußparabel ist, da jedoch die Parabel in den meisten Fällen sehr flach wird, kann man diesen Fehler vernachlässigen.

Sollte der Fall eintreten, daß nach den gerechneten Werten der Gerinnboden mit dem Rade in Kollision kommt, so kann man das c_h etwas kleiner nehmen, wodurch dann x größer wird.

Da die horizontale Geschwindigkeit c_h des Strahles überall gleich ist, so wird die vertikale Höhe desselben überall gleich s_0 sein (denn die Strahlbreite ist ja überall gleich b_e), man zeichnet also in mehreren Punkten der Parabel vertikale Linien, trägt auf dieselben nach oben und unten $\frac{s_0}{2}$ auf und erhält so die Form des Wasserstrahles.

Man findet aus $Q = b_e \cdot s_0 \cdot c_h$

$$s_0 = \frac{Q}{b_e \cdot c_h} \quad \ldots \quad 78)$$

Berührt das Rad den Unterwasserspiegel, was nur bei konstantem Unterwasser angängig ist, indem die Radschaufeln nicht in das Wasser eintauchen dürfen, so ergiebt sich der Radhalbmesser zu

$$R = \tfrac{1}{2} \cdot (H - H_{st}) \quad \ldots \ldots \quad 79)$$

Da nun in $H_{st} = \frac{c^2}{2g\zeta^2}$ der Wert $\zeta^2 = \sim 1$ ist, so folgt auch

$$R = \tfrac{1}{2} \cdot \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) \quad \ldots \ldots \quad 80)$$

Ist das Unterwasser nicht konstant, so läßt man das Rad um die Größe H_f freihängen. Man macht $H_f = 0{,}025$ bis $0{,}05$ m.

Es ist dann:

$$R = \tfrac{1}{2} \cdot (H - H_{st} - H_f) \quad \ldots \ldots \quad 81)$$

Tritt das Wasser wie in Fig. 2 Tafel 3 nicht im Radscheitel ein, so ist:

$$H = H_{st} + R \cdot \cos\gamma + R + H_f,$$

daraus folgt:

$$R = \frac{H - H_{st} - H_f}{1 + \cos\gamma} \quad \ldots \ldots \quad 82)$$

Man macht gewöhnlich $\gamma = 10^0$ bis 12^0.

Die Radtiefe mache man:

$$a = \frac{R}{30} + 0{,}2 \text{ m bis } \frac{R}{20} + 0{,}3 \text{ m} \quad \ldots \ldots \quad 83)$$

und zwar nimmt man, wenn die Räder guten Effekt geben sollen (also gewöhnlich bei kleineren Wassermengen), die kleineren Werte.

Als auszuführende Schaufelteilung nimmt man den Minimalwert (Glg. 62) um $^1/_4$ bis $^1/_2$ vergrößert, also:

$$t = 1{,}25 \frac{s}{\sin\alpha} \text{ bis } 1{,}5 \frac{s}{\sin\alpha} \quad \ldots \ldots \quad 84)$$

Fig. 3 Tafel 3 zeigt die Konstruktion gebrochener Schaufeln. Blechschaufeln krümmt man nach Fig. 4 und Fig. 5, wobei man sich aber möglichst an die Form in Fig. 3 anschließt.

Um ein Verspritzen des eintretenden Strahles zu vermeiden, muß die in den Zellen befindliche Luft gut entweichen können. Es darf daher der eintretende Wasserstrahl den Raum zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schaufeln seiner Stärke nach nicht ganz ausfüllen, darum machten wir die Teilung größer als die theoretische Minimalteilung. Bei Kübelrädern oder Schaufelrädern ohne Radboden ist dies nicht notwendig, weil dort die Luft nach innen entweichen kann. Dieses Entweichen der Luft kann bei Rädern mit Coulisseneinlauf nur nach innen stattfinden.

Ferner macht man den Strahl schwächer als die lichte Weite zwischen den Radkränzen. Ein guter Wert für die Größe des seitlichen Spielraumes ist $\frac{s}{t}$. Es ist dann:

$$b_e = b - 2 \cdot \frac{s}{t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 85)$$

Obige Formel gilt für Räder ohne Zwischenkranz, und für Räder mit Zwischenkranz ist:

$$b_e = b - 4 \cdot \frac{s}{t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 86)$$

indem auch zwischen Mittelkranz und Wasserstrahlen ein Spielraum vorhanden sein muß.

Das Rad mit Coulisseneinlauf.

Das Rad mit Coulisseneinlauf wird sowohl rückenschlächtig Fig. 2 Tafel 4, als auch mittelschlächtig Fig. 3 ausgeführt. Die rückenschlächtigen baut man als Kübel- und Schaufelräder und die mittelschlächtigen als Schaufelräder.

Der Coulisseneinlauf besteht aus mehreren Leitschaufeln oder Coulissen, zwischen welchen das Wasser in entsprechender Richtung in das Rad geleitet wird. Auf der dem Rade entgegengesetzten Seite des Einlaufapparates ist eine Schütze angebracht, über welche das Wasser abfließt, und welche dazu dient einzelne oder alle Coulissenöffnungen abzuschließen.

Nach Bach ist die Umfangsgeschwindigkeit dieser Räder 1,6 bis 2,2 m zu nehmen, man geht jedoch bis 1,2 m herunter.

Nach Redtenbacher nehme man für rückenschlächtige Zellenräder mit Coulisseneinlauf $R = \frac{2}{3} H$ und für mittelschlächtige Schaufelräder mit Coulisseneinlauf $R = H$.

Nach Bach nehme man für rückenschlächtige Schaufelräder mit Coulisseneinlauf

$$R = 0{,}5\,H + 1{,}75\,m \quad \ldots\ldots\ldots \quad 87)$$

Da, wie aus Fig. 6 Tafel 3 leicht ersichtlich ist, die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten aus den einzelnen Coulissen verschieden sein werden, da sie durch verschiedene Druckhöhen erzeugt werden, so kann nur dann ein stoßfreier Eintritt erzielt werden, wenn die Eintrittswinkel α_1, α_2 u. s. w. eine entsprechende Größe erhalten. Die Umfangsgeschwindigkeit v und den Schaufelwinkel β setzen wir dabei als bekannt voraus.

Für die oberste Coulissenöffnung ist für stoßfreien Eintritt:

$$c_1 : v = \sin(180^0 - \beta) : \sin(\beta - \alpha_1),$$

also
$$c_1 = v \cdot \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha_1)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 88)$$

daraus folgt:

$$x_1 = \frac{{c_1}^2}{2\,g\,\zeta^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 89)$$

wobei $\zeta = 0{,}93$ bis $0{,}95$ je nach der Glätte der Coulissenschaufeln (je glatter um so größer) zu nehmen ist.

Den Eintrittswinkel α_1 an der obersten Coulissenöffnung macht man 9 bis 12° für Kübelräder und 22 bis 30° für Schaufelräder.

Nachdem man α_1 und v angenommen und β für senkrechtes Auftauchen der Schaufeln (diese Konstruktion werden wir noch kennen lernen) bestimmt hat, berechnet man aus Formel 88) die Geschwindigkeit c_1 und dann mit Hilfe derselben die Druckhöhe x_1.

Nun empfiehlt sich zur Aufzeichnung des Einlaufapparates folgende Konstruktion von Bach:

Man nimmt in Fig. 6 Tafel 3 den Punkt C_1 auf dem Radumfange in der Tiefe x_1 unter dem Oberwasserspiegel an und zeichnet das Geschwindigkeitsparallelogramm. Nun macht man $C_1\,O_1 \perp c_1$ und zieht vom Radmittel M als Mittelpunkt einen Kreisbogen, welcher $C_1\,O_1$ in O_1 berührt.

Die Weiten der Coulissenöffnungen bezeichnen wir mit s_1, s_2 u. s. w. und machen dieselben 60 bis 100 mm weit und zwar gewöhnlich die unteren weiter als die oberen.

Nun beschreibt man mit $\frac{s_1}{2}$ als Radius um C_1 einen Kreis und zieht von O_1 als Mittelpunkt an denselben tangierende Kreisbogen. Dies giebt die Begrenzung der obersten Coulissenöffnung.

Nun zieht man von m eine Tangente an den Kreis mit dem Radius $M\,O_1$ und erhält den Berührungspunkt O_2. Nun trägt man von m zuerst auf die Verlängerung dieser Tangente die Schaufelstärke auf und zieht dann einen Kreis mit dem Radius $\frac{s_2}{2}$. Hierauf setzt man in O_2 ein und beschreibt einen diesen Kreis berührenden Kreisbogen und erhält so die untere Begrenzung der zweiten Coulisse u. s. w.

Die Coulissen müssen gegen die Schützenseite entsprechend weit gemacht werden, um die nötigen Wassermengen aufnehmen zu können.

Sind q_1, q_2, q_3 die aus den Coulissenöffnungen fließenden Wasser-

mengen und $\mu_1 = 0{,}94$, $\mu_2 = 0{,}93$, $\mu = 0{,}92$ die Ausflußkoeffizienten, so ist:

$$\left.\begin{aligned} q_1 &= \mu_1 \cdot b_e \cdot s_1 \cdot \sqrt{2\,g\,H_1} \\ q_2 &= \mu_2 \cdot b_e \cdot s_2 \cdot \sqrt{2\,g\,H_2} \\ q_3 &= \mu_3 \cdot b_e \cdot s_3 \cdot \sqrt{2\,g\,H_3} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 90)$$

Die Coulissenöffnungen an der Eintrittsseite des Wassers müssen auch groß genug sein. Um diese Bedingung zu erfüllen, verfährt man auf folgende Weise:

Man nimmt H_1' an (ungefähr 0,2 m) und hat dann:

$$H_1'' \geqq \left[(H_1')^{\frac{3}{2}} + \frac{3\,q_1}{2\,\mu_0\,b_e\sqrt{2\,g}}\right]^{\frac{3}{2}} \quad \ldots\ldots 91)$$

bedeutet σ die Coulissenstärke, so folgt:

$$H_2' = H_1'' + \sigma \quad \ldots\ldots 92)$$

und

$$H_2'' \geqq \left[(H_2')^{\frac{3}{2}} + \frac{3\,q_2}{2\,\mu_0\,b_e\sqrt{2\,g}}\right]^{\frac{3}{2}} \quad \ldots\ldots 92')$$

also

$$H_3' = H_2'' + \sigma \quad \ldots\ldots 93)$$

und

$$H_3'' \geqq \left[(H_3')^{\frac{3}{2}} + \frac{3\,q_3}{2\,\mu_0\,b_e\sqrt{2\,g}}\right]^{\frac{3}{2}} \quad \ldots\ldots 93')$$

μ_0 kann man gleich 0,9 setzen.

Das Stück der Coulissenschaufeln gegen die Schütze zu wird parabolisch gebildet. Diese Parabeln haben an einem Ende horizontale Tangenten und berühren am anderen Ende den kreisförmigen Teil der Coulissen.

Die Zahl der Coulissenöffnungen muß so groß sein, daß

$$q_1 + q_2 + \ldots \geqq Q \quad \ldots\ldots 94)$$

wird.

Bei Kübelrädern kann die Schaufelform wie bei oberschlächtigen Rädern gemacht werden, jedoch ist eine Überdeckung von $\frac{1}{4} \cdot t$ nicht notwendig, da man durch Anbringen eines Kropfes den vorzeitigen Austritt des Wassers aus dem Rade verhindert.

Bei Rädern, welche in das Unterwasser eintauchen (wenn auch nur zeitweise bei Stauwasser), sind Schaufeln besser, wobei man dieselben so formt, daß sie möglichst senkrecht auftauchen.

Das senkrechte Auftauchen erreicht man durch folgende in Fig. 10 Tafel 3 ersichtliche Konstruktion:

Es bedeutet:

a_t die Eintauchtiefe des Rades, also ist $R - a_t$ der Radius des Kreises, welcher das Unterwasser berührt,

β ist der Eintrittswinkel, d. i. der Winkel, welchen das erste Schaufelelement mit dem Radumfange bildet,

r ist der Radius desjenigen Kreises, welcher von den verlängerten Anfangsrichtungen der Schaufeln berührt wird.

Man sucht nun den Schnittpunkt A des Unterwasserspiegels mit dem Radumfange und zeichnet die Vertikale A C, welche uns die Richtung des ersten Schaufelelementes giebt und zieht hierauf die Tangente A D im Punkte A, so ist $\sphericalangle C A D = \beta$.

Das Stück A B der Schaufel bildet man als Evolvente mit dem Grundkreise vom Radius $(R - a_t)$.

Der Radius r des Kreises, welcher von den verlängerten Anfangsrichtungen der Schaufeln berührt wird, folgt aus dem rechtwinkligen Dreieck A C O:

$$r = \sqrt{R^2 - (R - a_t)^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 95)$$

Ferner ist $\sphericalangle A O C = \sphericalangle C A D$, da die Schenkel aufeinander senkrecht stehen, also:

$$\sin\beta = \frac{A C}{A O} = \frac{R - a_t}{R} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 96)$$

$$\cos\beta = \frac{C O}{A O} = \frac{r}{R} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 96')$$

Die Eintauchtiefe a_t berechnet sich wie folgt:

Ist b_a die Breite des Ablaufes, so ist:

$$Q = b_a \cdot a_t \cdot v,$$

wobei bei veränderlicher Wassermenge für Q der maximale Wert zu setzen ist. Es ist also:

$$a_t = \frac{Q}{b_a \cdot v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 97)$$

Den Füllungsgrad wählt man für Schaufelräder mit Coulisseneinlauf $\varepsilon = \frac{1}{3}$ bis $\frac{2}{3}$ und für Kübelräder $\frac{1}{3}$, geht aber bis $\frac{1}{4}$ herunter.

Die Kranzbreite und Tiefe kann bei Kübelrädern wie bei oberschlächtigen Rädern berechnet werden.

Bei Schaufelrädern nehme man nach Redtenbacher:

$$t = 0{,}7\,a + 0{,}2\,m \quad \ldots\ldots\ldots \quad 98)$$

wobei jedoch die Schaufelteilung nicht kleiner sein darf, als der zu zwei aufeinanderfolgenden Coulissenschaufeln gehörende Einlaufbogen.

Wir wollen nun noch die Coulisseneinlauf-Konstruktionen von Redtenbacher betrachten. Dieselben sind wegen größerer Kontraktion des Wassers nicht so gut wie der Einlauf von Bach, jedoch lassen sich, wenn man die

Öffnungen reinigen will, bei ersteren die Schaufeln leicht herausziehen, da sie nur nach einem Kreisbogen gekrümmt sind. Bei letzteren hat man in der Regel gußeiserne Seitenplatten, welche mit dem Mauerwerke fest verbunden werden, und zwischen dieselben wird nun der eigentliche Einlauf, gewöhnlich aus Schaufeln, gußeisernen Seitenplatten und noch einem Verbindungsstück bestehend, eingeschoben, daß beim Reinigen, nachdem einige Verbindungsschrauben gelöst worden sind, der Einlauf herausgenommen werden kann. Ein solcher Einlauf ist in Fig. 3 Tafel 4 ersichtlich.

Für ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf giebt Redtenbacher folgende Konstruktionen:

Für die Schaufelstellung ist nach Figur 12 Tafel 3 zu machen $CL = \frac{a}{4}$, dann beschreibe man von O als Mittelpunkt den Bogen $\overset{\frown}{LM}$. Ferner mache man MN vertikal und MP radial. Es ist dies eine Konstruktion für senkrechtes Auftauchen der Schaufeln, welche auch für Kropfräder und Räder mit Überfalleinlauf angewendet werden kann.

Für den Einlauf gilt folgendes: mn bezeichnet den niedrigsten Stand des Oberwassers. Den Punkt 1 nehme man um 300 mm unter mn. Den Winkel der Geraden 1K (Richtung des Radius der obersten Coulissenschaufel) mit dem Radius 10 des Rades mache man $\measuredangle K10 = 36^{\circ}$. Die Coulissenteilung wird $\overset{\frown}{1,2} = \overset{\frown}{2,3} = \ldots = \frac{a}{3}$. Der Krümmungsradius der Coulissen wird $\overline{1\,I} = \overline{2\,II} = \ldots = 0{,}8\,a$.

Die Linien $\overline{II\,2}$, $\overline{III\,3}$ . . . . werden so gezogen, daß sie den Kreis berühren, dessen Mittelpunkt der Mittelpunkt des Rades ist, und welcher die Linie $\overline{I\,1\,K}$ berührt.

Die Wassermenge, welche aus irgend einer Coulissenöffnung ausfließt, ist:

$$q = 0{,}6 \cdot b \cdot s_x \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_x} \quad \ldots \ldots \quad 99)$$

wobei s_x die normale Weite der Coulissenöffnung an der Austrittsstelle und H_x die Tiefe des Mittelpunktes der Ausflußöffnung unter mn bedeutet.

Die Zahl der Coulissenöffnungen berechnet man wieder nach Formel 94). Bei veränderlichem Oberwasserspiegel fügt man zu der Coulissenzahl, welche durch die Wassermenge Q bestimmt wird, noch so viele Öffnungen nach oben hinzu, als der Differenz zwischen dem tiefsten und höchsten Oberwasserspiegel entspricht.

Die Konstruktion des Coulisseneinlaufes für ein rückenschlächtiges Kübelrad nach Redtenbacher ist:

Bedeutet wieder m n in Fig. 13 Tafel 3 den niedrigsten Stand des Oberwasserspiegels, so nehme man den Punkt 1 um 300 mm unter m n an. 1 e ist die verlängerte Endrichtung a 1 der Schaufel. $1\,c = v$ ist die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und tangierend am Umfange des Gerinnes angenommen. Ferner ist $c\,d \parallel 1\,e$. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus der obersten Coulisse ist $1\,d = c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0{,}3} = 2{,}42$ m. Ferner mache man: $1\,I = a$, $1\,I \perp 1\,d$ und $\widehat{1,2} = \widehat{2,3} = \ldots = 0{,}4\,a$.

Die Punkte II, III . . . . liegen so, daß die geraden Linien II 2, III 3 . . . . alle denselben aus dem Mittelpunkte des Rades beschriebenen Kreis berühren, welcher die verlängerte Linie I 1 berührt und es ist weiter nicht nur 1 I, sondern auch $2\,II = 3\,III = \ldots = a$ zu machen.

Für die Bestimmung der Coulissenzahl bedient man sich der Formel 99), nimmt jedoch 0,75 an Stelle des dort angewendeten Koeffizienten 0,6.

Das Rad mit Überfalleinlauf.

Das Rad mit Überfalleinlauf hat eine meist schräg gestellte Schütze, über welche das Wasser abfließt, um in das Rad zu gelangen. Um das Wasser besser in richtiger Richtung in das Rad leiten zu können, befindet sich gewöhnlich oben auf der Schütze eine Leitschaufel.

Den Winkel β, welchen die Endrichtungen der Radschaufeln mit dem Radumfange bilden, bestimmt man wieder für senkrechtes Auftauchen.

Die Leitschaufel schließt sich genau der unteren Begrenzung des frei über die Schütze abfließend gedachten Wasserstrahles an.

Fig. 7 und 8 Tafel 3 zeigen die Konstruktionsverhältnisse des Einlaufes auf Grund der Versuche von M. H. Bazin. Näheres über dieselben findet man in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom Jahre 1890, S. 880. Wir bedienen uns im folgenden, wo wir die Resultate obiger Versuche verwenden wollen, nach Bazin für die Bestimmung der mittleren Parabel des Wasserstrahles der relativen Koordinaten $\frac{x}{H_0}$ und $\frac{y}{H_0}$, welche uns angeben, um wie viel x und y größer sind als H_0. Hierbei bedeutet H_0 die Tiefe der Überfallkante O unter dem Oberwasserspiegel.

Der Scheitel A der mittleren Parabel liegt um $0{,}075\,H_0$ horizontal von O (gegen das Rad zu) und um $0{,}455\,H_0$ über O.

Nach Bazin ist die Scheitelgleichung für die mittlere Parabel:

$$\left(\frac{y}{H_0}\right)^2 = 2{,}29\left(\frac{x}{H_0}\right) \quad \ldots\ldots\ 100)$$

Die Stärke des Wasserstrahles über der Überfallkante beträgt $0{,}854\ H_0$ und die Stärke an der Stelle der größten Kontraktion, welche in horizontaler Richtung gemessen um $0{,}25\ H_0$ von der Überfallkante stattfindet, beträgt $0{,}65\ H_0$.

Die Strahlstärke bestimmt man mit für die Praxis hinreichender Genauigkeit nach folgender Formel von Bazin:

$$\frac{s}{H_0} = 0{,}46 \sqrt[3]{3 - \left(\frac{y}{H_0}\right) - 0{,}5\left(\frac{y}{H_0}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad 101)$$

Nun nimmt man der Reihe nach für y Werte an, z. B. $y = 0{,}1$ m, 0,2 u. s. w. und rechnet hierfür das zugehörige $\frac{s}{H_0}$. So lange $\frac{s}{H_0} > 0{,}568$ herauskommt, rechnen wir mit immer größerem y fort, bis $\frac{s}{H_0} = 0{,}568$ herauskommt und von dieser Stelle an führen wir den Strahl für diese Stärke (also für $s = 0{,}568\ H_0$) gleich aus.

Die höchste Erhebung C der unteren Strahlbegrenzung (an der Stelle der größten Kontraktion) liegt um $0{,}106\ H_0$ über der Überfallkante O. Die Horizontale durch O schneidet die untere Strahlbegrenzungskurve in einer Entfernung $0{,}66\ H_0$ von O.

Die mittlere Geschwindigkeit des Wasserstrahles an der Stelle der größten Kontraktion beträgt nach Bazin:

$$c_m = 0{,}66 \sqrt{2\,g\,H_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 102)$$

Die auf 1 m Breite überfließende Wassermenge ist dann mit Rücksicht auf diese Stelle:

$$q = 1 \cdot 0{,}65\ H_0 \,.\, c_m = 0{,}65 \cdot H_0 \cdot 0{,}66 \sqrt{2\,g\,H_0} = 0{,}429\ H_0 \cdot \sqrt{2\,g\,H_0}.$$

Es ist ferner:

$$H_c = H_0 - 0{,}106\ H_0 = 0{,}894\ H_0,$$

also

$$H_0 = \frac{H_c}{0{,}894} = 1{,}119\ H_c.$$

Formt man nun die Leitschaufel nach der unteren Strahlbegrenzung, so bringt man als Druckhöhe für die Überfallgeschwindigkeit H_c statt H_0 in Rechnung (H_0 nur bei freiem Abfluß über eine Überfallkante). Es ist somit für stattfindende untere Strahlbegrenzung durch eine Leitschaufel:

$$Q = q \cdot b_e = 0{,}429 \cdot H_0 \cdot \sqrt{2\,g\,H_c} \cdot b_e = 0{,}429 \cdot 1{,}119\ H_c \cdot b_e \cdot \sqrt{2\,g\,H_c} =$$
$$= \sim 0{,}5 \cdot b_e \cdot H_c \cdot \sqrt{2\,g\,H_c},$$

und daraus

$$H_c = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Q^2}{b_e^2 \cdot g}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 103)$$

Formel 103) giebt uns die Stellung der Schütze an, damit die Wassermenge Q darüber abfließen kann.

Der Scheitel A der mittleren Strahlkurve liegt, wie aus der Figur zu ersehen ist, um

$$H_0 - 0{,}455\, H_0 = 0{,}555 \cdot H_0 = 0{,}555 \cdot 1{,}119\, H_c = 0{,}61\, H_c$$

unter dem Oberwasserspiegel, also ist für den Eintrittspunkt B in das Rad in Bezug auf den Scheitel A:

$$x = H_{st} - 0{,}61\, H_c \quad \ldots\ldots\ldots \quad 104)$$

wobei man H_{st} zweckmäßig gleich 0,4 bis 0,45 m wählt.

Den aus Formel 104) berechneten Wert setzt man in Formel 100) ein und rechnet daraus $\frac{y}{H_0}$. Multipliziert man dann diesen Wert mit H_0, so erhält man y.

Hat man nun x und y für den Punkt B bestimmt, so kann man auf irgend eine Art die Parabel A B aufzeichnen.

Nun nehmen wir für verschiedene Punkte der Parabel y_1, y_2 u. s. w. an und berechnen mit Hilfe der Formel 101) die Strahlstärken an diesen Stellen. In jedem dieser Parabelpunkte tragen wir nun das entsprechende $\frac{s}{2}$ nach oben und unten (vertikal) auf. Durch Verbindung der unteren Punkte zu einer Kurve erhalten wir die Form der Leitschaufeln. Die Neigung der Schütze soll so sein, daß sie parallel zur Tangente im Punkte D wird.

Der Winkel γ, den c mit der Horizontalen bildet, folgt, da die Richtung von c die Parabeltangente im Punkte B ist, aus:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2\,x}{y} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 105)$$

Der Radius B M bildet mit der Horizontalen B E den Winkel δ und es ist:

$$\sin \delta = \frac{E\,M}{R},$$

wobei $$E\,M = R - a_t - E\,F,$$

worin wieder $$E\,F = H - H_{st},$$

also $$E\,M = R - a_t - H + H_{st} \text{ ist.}$$

Die Eintauchtiefe beträgt nach Formel 97:

$$a_t = \frac{Q}{b_a \cdot v}.$$

Da v im Punkte B auf B M senkrecht steht, so ist:

$$\varepsilon + \delta = 90^0,$$

somit $$\cos \varepsilon = \sin \delta = \frac{E\,M}{R} = \frac{R - a_t - H + H_{st}}{R} \quad . \quad . \quad 106)$$

Ferner ist:

$$\alpha = \varepsilon - \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 107)$$

Das Sagebien-Rad.

Das Sagebien-Rad, dessen theoretische Schaufelung in Figur 16 Tafel 3 ersichtlich ist, erhält eine große Kranztiefe und zwar $a = \frac{R}{3}$ bis $\frac{2}{3}$ R. Es hat eine große Anzahl Schaufeln. Dieselben sind gerade, schrägstehend und mit etwas gebogenem äußeren Ende. Manchmal werden sie auch ganz wenig gekrümmt. Die Strahlstärke des eintretenden Wassers macht man $s = H$ oder man führt auch das Rad mit Überfalleinlauf aus. Im ersteren Falle soll jedoch s nicht größer als 1,4 m werden.

Die Schaufelteilung macht man 200 bis 300 mm.

Die Schaufelform kann man annähernd auf folgende Weise konstruieren:

Ist A der Schnittpunkt des innern Radkreises mit der Oberwasserlinie, und nehmen wir die Unterwasserlinie so an, daß sie obigen Kreis berührt, so finden wir aus der Figur:

$$\sin \varphi = \frac{s + A\,O - H}{R},$$

setzt man nun $A\,O = R - a$, so folgt:

$$\sin \varphi = \frac{s + R - a - H}{R} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 108)$$

Nun trägt man von O als Scheitel an die Horizontale den Winkel φ an. Dort wo der untere Schenkel des Winkels φ den äußern Radkreis schneidet, ist der Punkt B. A B ist die Richtung der Radschaufeln. B ist auch der oberste Punkt des Kropfes (resp. das Ende der Leitschaufel bei Überfalleinlauf).

Für das bis jetzt angenommene a wird nun die Radbreite b berechnet. Die Radtiefe wird aber immer größer ausgeführt als das bisher angenommene a ist, um ein Überfließen des Wassers in das Radinnere zu vermeiden.

Bei der weiteren Berechnung ist darauf zu sehen, daß die Umfangsgeschwindigkeit einen günstigen Wert erhält (siehe vorigen Paragraph).

Das Zuppinger-Rad.

Die Schaufeln konstruiert man derart, daß sie senkrecht aus dem Unterwasser auftauchen. Der Wassereintritt in das Rad muß ohne Stoß erfolgen. Dieses Rad erhält eine Überfallschütze.

Die Tiefe des Rades bestimmt man auf folgende Weise:

Es sei das äußere Ende einer Schaufel gerade am oberen Anfangspunkte des Kropfes (resp. am Ende der Leitschaufel), so muß das innere Ende derselben Schaufel noch etwas höher liegen wie das Niveau des Oberwasserspiegels.

Die Eintauchtiefe wird bis $\frac{a}{3}$ genommen.

Die Schaufelteilung mache man je nach der Radgröße 300 bis 400 mm.

Der Füllungsgrad beträgt bei diesen Rädern $\varepsilon = \frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$.

Das Kropfrad.

Das Rad mit Spannschütze oder Kropfrad ist in seinen Einlaufverhältnissen in Fig. 9 Tafel 3 ersichtlich.

Die Rad- und Schaufelkonstruktion ist wie beim Rade mit Coulissen- und Überfalleinlauf.

Der Teil C D des Kropfes ist nach der unteren Begrenzung des Wasserstrahles zu formen. Der mittlere Wasserfaden ist nach einer Parabel gekrümmt.

Sind für irgend einen Punkt der Parabel, z. B. für den Punkt B, x und y die Koordinaten in Bezug auf den Punkt A, und ist γ der Winkel, welchen die Geschwindigkeit des Wasserstrahles c mit der horizontalen Richtung einschließt, so erhalten wir nach den Wurfgesetzen:

$$\left.\begin{aligned} x &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin^2 \gamma \\ y &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin 2\gamma \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 109)$$

In Formel 109) ist aber noch c und γ näher zu bestimmen. Man nimmt meist $v = 2_m$ und $c = 3_m$ (geht aber mit v bis 1,5 m herunter). Den Winkel β bestimmt man für senkrechtes Auftauchen und nun wird Winkel α für stoßfreien Eintritt des Wassers in das Rad (Formel 74) berechnet.

Die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasser oder das Stoßgefälle ist:

$$H_{st} = \frac{c^2}{2g\zeta^2},$$

wobei wir $\zeta = 0{,}95$ nehmen.

Ferner ist die Eintauchtiefe nach Formel 97):

$$a_t = \frac{Q}{b_a \cdot v}.$$

Es ist also nach Formel 106):

$$\cos \varepsilon = \frac{R - a_t - H + H_{st}}{R}.$$

Ist nun α und ε bekannt, so ergiebt sich der Winkel, den die Geschwindigkeit c mit der Horizontalen einschließt, zu:

$$\gamma = \varepsilon - \alpha.$$

Die Horizontalgeschwindigkeit des Wasserstrahles ist:

$$c_h = \zeta \sqrt{2 g H_a},$$

worin $H_a = H_{st} - x$ ist.

Mit Hilfe obigen Wertes von c_h bestimmen wir nun die Stärke des Wasserstrahles s_0 in vertikaler Richtung. Nun trägt man $\frac{s_0}{2}$ in verschiedenen Punkten der Parabel nach oben und unten auf und erhält so die Strahlform. Die untere Strahlbegrenzung giebt die Form des Kropfes von C bis D an.

Das unterschlächtige Rad.

Das gewöhnliche unterschlächtige Rad. Ein solches ist in einfachster Ausführung in Fig. 2 Tafel 6 ersichtlich. Das Wasser wirkt durch Stoß auf die Schaufeln.

Die Schaufeln macht man gerade und radial oder besser gerade und schräg gestellt. Die zuletzt erwähnte Art wird auch mit ganz wenig gekrümmten Schaufeln ausgeführt. Endlich wendet man auch gebrochene Schaufeln an.

Die Konstruktion für schräggestellte Schaufeln ist in Fig. 14 Tafel 3 und für gebrochene in Fig. 15 ersichtlich. Man bezweckt in beiden Fällen senkrechtes Auftauchen der Schaufeln aus dem Unterwasser.

Infolge der Stoßwirkung des Wassers geben die gewöhnlichen unterschlächtigen Räder einen sehr schlechten Nutzeffekt, weshalb wir nur das Poncelet-Rad näher betrachten wollen.

Das Poncelet-Rad. Das Wasser tritt, wie in Fig. 11 Tafel 3 ersichtlich ist, mit der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c in das Rad und wirkt infolge der entsprechend gekrümmten Schaufeln durch Aktion.

Die Eintauchtiefe a_t braucht hier nicht so groß genommen zu werden, wie wir sie bisher berechneten, indem man dem Untergraben eine Tiefe von 0,6 H bis 0,7 H giebt.

Zieht man, wie in der Figur zu ersehen ist, durch den Radmittelpunkt M eine Gerade, welche mit der Vertikalen einen Winkel von 30° einschließt, so erhalten wir auf dem Radumfang den Eintrittspunkt A des Wasserstrahles. Ferner ergiebt sich:

$$H_{st} = R \cdot \cos 30^0 - (R - H - a_t).$$

Drücken wir hierin R durch H aus ($R = 2H$), so ergiebt sich:

$$H_{st} = 0{,}73\,H + a_t \quad \ldots\ldots\ldots \quad 110)$$

und daraus folgt:

$$c = \zeta \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{st}}$$

wobei wir $\zeta = 0{,}95$ nehmen können.

Die Umfangsgeschwindigkeit nehme man wie bereits angegeben $v = 0{,}55 \sqrt{2\,g\,H}$ oder man kann nach Formel 55) $v = \frac{c}{2} \cdot \cos \alpha$ nehmen.

Den Winkel α mache man gleich 15 bis 20°.

Setzen wir den Wert $v = \frac{c}{2} \cdot \cos \alpha$ in Gleichung 74) ein, so ergiebt sich durch eine einfache Umformung:

$$\operatorname{tg} \beta = 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad 111)$$

woraus wir nun β berechnen können.

Die Kurve A B des mittleren Wasserfadens ist eine Evolvente mit dem Grundkreis vom Radius C M. Diesen Kreis erhält man, indem man im Punkte A die Richtungslinie von c aufzeichnet, also eine Gerade, welche mit der Tangente im Punkte A einen Winkel α einschließt und in A auf c eine Senkrechte errichtet. Auf diese Weise erhalten wir die Gerade A C, welche vom gesuchten Grundkreis im Punkte C berührt wird.

Wenn wir nun eine Evolvente so entstanden denken, daß ein um einen Kreis gelegter Faden im gespannten Zustande abgewickelt wird, so wollen wir hier annehmen, daß bereits das Stück A C abgewickelt ist und es wird also für die weitere Abwickelung das Fadenende A die Evolvente A B beschreiben.

Die Schaufeln krümmt man kreisförmig nach dem Radius:

$$\varrho = \frac{a}{\cos \beta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 112)$$

wobei die Kranztiefe

$$a = 0{,}5\,H \quad \ldots\ldots\ldots \quad 113)$$

zu machen ist.

Die Schaufelteilung wird

$$t = 0{,}3\,H \quad \ldots\ldots\ldots \quad 114)$$

und der Füllungsgrad:

$$\varepsilon = 0{,}4 \text{ bis } 0{,}5 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 115)$$

Die Strahlstärke von dem Rade soll nicht kleiner sein als 100 mm. Am günstigsten ist es, wenn dieselbe gleich ein Fünftel bis ein Sechstel des Gefälles herauskommt.

§ 16.

Berechnung eines Wasserrades.

Es ist ein Wasserrad für eine Wassermenge von 0,4 cbm pro Sekunde und ein Gefälle von 7 m zu berechnen.

Unter dem Gefälle verstehen wir hier den Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasserspiegel unmittelbar am Motor.

Nach den Angaben des § 9 werden wir hier ein oberschlächtiges Rad zu nehmen haben.

Wir wählen $v = 1{,}5$ m, dann ist $c = 2\,v = 3$ m.

Für $\zeta = 0{,}95$ folgt:

$$H_{st} = \frac{c^2}{2\,g\,\zeta^2} = 0{,}51 \text{ m}.$$

Die horizontale Geschwindigkeit des Wasserstrahles von dem Rad nehmen wir

$$c_h = c - 0{,}2 = 2{,}8 \text{ m},$$

$$\text{also } H_a = \frac{{c_h}^2}{2\,g\,\zeta^2} = 0{,}44 \text{ m},$$

$$\text{somit } x = H_{st} - H_a = 0{,}07 \text{ m}$$

$$\text{und } y = c_h \cdot \sqrt{\frac{2\,x}{g}} = 0{,}333 \text{ m}.$$

Nehmen wir nun an, daß der Wasserstrahl im Radscheitel eintritt und das Rad den Unterwasserspiegel berührt, so folgt

$$R = \frac{1}{2} \cdot (H - H_{st}) = 3{,}245 \text{ m}.$$

Die Kranztiefe wird

$$a = \frac{R}{30} + 0{,}2 \text{ m bis } \frac{R}{20} + 0{,}3 \text{ m} = 0{,}308 \text{ bis } 0{,}46 \text{ m},$$

wir nehmen $a = 0{,}4$ m.

Hierbei ist zu bemerken, daß man bei sorgfältiger Ausnützung der Wasserkraft die kleineren Werte von a zu nehmen hat, weil dann der Wirkungsgrad größer wird.

Wählen wir $\varepsilon = \frac{1}{4}$, so ergiebt sich:

$$b = \frac{Q}{a \cdot v \cdot \varepsilon} = 2{,}67 \text{ m}.$$

Nehmen wir zwischen den Radkränzen und dem eintretenden Wasserstrahl auf jeder Seite vorläufig einen Spielraum von 0,1 m an, so ist die Breite des eintretenden Wasserstrahles

$$b_e = b - 2 \cdot 0{,}1 = 2{,}47 \text{ m}$$

und die normale Stärke des Wasserstrahles unmittelbar am Rade gemessen

$$s = \frac{Q}{b_e \cdot c} = 0{,}054 \text{ m}$$

und die Stärke desselben an der Austrittsstelle des Gerinnes

$$s_o = \frac{Q}{b_e \cdot c_h} = 0{,}058 \text{ m}.$$

Ist nach Annahme oder aus der Zeichnung z. B. $\beta = 20^0$, so folgt

aus $$\sin(\beta - \alpha) = \frac{\sin \beta}{2} = \frac{\sin 20^0}{2} = 0{,}17$$

$$\beta - \alpha = 9^0\,50' = \sim 10^0,$$

also $$\alpha = 10^0.$$

Die Schaufelteilung machen wir:

$$t = 1{,}25 \cdot \frac{3}{\sin \alpha} = 0{,}395,$$

welcher eine Schaufelzahl

$$i = \frac{2\,R\,\pi}{t} = 51{,}6$$

entsprechen würde.

Die Armzahl wird

$$A = 2 \cdot (R + 1) = 8{,}49 \sim 8.$$

Da nun die Schaufelzahl durch die Armzahl teilbar sein soll, so nehmen wir

$$i = 48,$$

also

$$t = \frac{2\,R\,\pi}{i} = 0{,}425 \text{ m}.$$

Es ist somit

$$\frac{3}{t} = \frac{0{,}054}{0{,}425} = 0{,}12 \text{ m},$$

was mit unserm bereits angenommenen Wert 0,1 m mit hinreichender Genauigkeit übereinstimmt.

Nun hat man nachzusehen, ob zwischen der Unterkante und dem Rade noch ein kleiner Spielraum bleibt und wenn nicht, so kann man $H_{st} - H_a = x$ größer machen, was dadurch erreicht wird, daß c_h kleiner wird.

Für die Berechnung der Radarme wollen wir die Bauart 2 (Räder mit starren Armen) mit am Radkranz befestigtem Zahnkranz voraussetzen. Sicherheits halber gehen wir vom absoluten Effekt N_a aus. Derselbe ist:

$$N_a = \frac{1000\,Q\,H}{75} = 37{,}3 \text{ HP},$$

also Umfangskraft im Kreise vom Radius R

$$P = \frac{75\,N}{v} = 1865 \text{ kg}.$$

Es ist nach früher

$$\frac{m \cdot P \cdot R}{A \cdot \mathfrak{A}} = W \cdot k_b,$$

wobei wir für schmiedeiserne Arme $m = 1{,}5$ und $k_b = 6$ kg pro 1 qmm nehmen. Die Zahl der Armsysteme sei zwei.

Es ist also

$$W = \frac{m \cdot P \cdot R}{A \cdot \mathfrak{A} \cdot k_b} = 94\,561 \text{ in Bezug auf mm}.$$

Verwenden wir U-eisen-Arme, so entspricht für $W = 117$ (in Bezug auf cm) das Normal-Profil No. 16.

Ist P_1 der Zahndruck und es ergiebt sich z. B. aus der Zeichnung der Teilkreisradius $R_1 = 3200$ mm, so ist für einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$:

$$P_1 = \eta \cdot P \cdot \frac{R}{R_1} = 1587 \text{ kg}.$$

Wir haben darum $\eta = 0{,}85$ gesetzt, weil die Zahn- und Zapfenreibung bis zu dieser Stelle noch nicht überwunden ist.

Wählen wir das Verhältnis der Zahnteilung $\frac{t}{b} = \frac{1}{4}$, so ist für $k_b = 2{,}1$

$$t = 4{,}1 \sqrt{\frac{P_1 \cdot t}{k_b \cdot b}} = 56{,}37 \text{ mm},$$

also die Zähnezahl

$$z = \frac{2\,R_1\,\pi}{t} = 356{,}5.$$

Da aber z durch die Armzahl, also durch 8 teilbar sein soll, so machen wir $z = 352$. Dem entspricht dann die Teilung:

$$t = \frac{2\,R_1\,\pi}{z} = 57{,}13 \text{ mm}.$$

Um die Dimensionen der Wasserradwelle zu berechnen, bestimmt man das Gewicht des Rades, des Zahnkranzes, des im Rade befindlichen Wassers und auch schätzungsweise das Gewicht der Welle.

Es betrage das Gewicht von Rad und Welle 11 000 kg und des Zahnkranzes 2200 kg.

Um das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers zu berechnen, nehmen wir an, daß die eine Hälfte gleichmäßig $\left(\text{mit } \varepsilon = \frac{1}{4}\right)$ gefüllt ist. Es ist dann die betreffende Wassermenge

$$\tfrac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot [R^2 - (R - a)^2] \cdot \pi \cdot b = 2{,}6088 \text{ cbm},$$

wofür wir 2600 kg in Rechnung bringen.

Es ergiebt sich z. B. nach den Konstruktionsverhältnissen in Fig. 5 Tafel 6, $a = 400$ mm, $b = 2750$ mm und $c = 600$ mm.

Das Gewicht von Rad, Welle und dem im Rad enthaltenen Wasser beträgt 13 600 kg. Davon entfällt auf A und B je 6800 kg. Bei B kommt noch das Gewicht des Zahnkranzes hinzu.

Nehmen wir an, daß der Zahndruck $P_1 = 1587$ kg vertikal nach aufwärts wirkt, so haben wir denselben vom Zahnkranzgewicht (2200 kg) abzuziehen, so daß nur $613 = \sim 600$ kg in Rechnung zu bringen sind. Es ist also $A = 6800$ kg und $B = 7400$ kg.

Es ergeben sich die Auflagerdrücke zu

$$N_1 = \frac{A \cdot (b + c) + B \cdot c}{a + b + c} = 7253 \text{ kg}$$

und

$$N_2 = A + B - N_1 = 6947 \text{ kg}.$$

Wegen des geringen Unterschiedes zwischen N_1 und N_2 rechnen wir beide Zapfen für $N = 7253$ kg.

Für eine zulässige Beanspruchung $k_b = 3$ kg pro 1 qmm und eine zulässige Flächenpressung $p = 0{,}3$ pro 1 qmm folgt:

$$\begin{cases} \frac{l}{d} = 0{,}45 \cdot \sqrt{\frac{k_b}{p}} = \sim 1{,}4 \\ N = d \cdot l \cdot p, \end{cases}$$

also

$$N = 1{,}4 \cdot d^2 \cdot p,$$

somit

$$d = \sqrt{\frac{N}{1{,}4 \cdot p}} = \sim 135 \text{ mm}$$

und

$$l = 1{,}4 \cdot d = \sim 190 \text{ mm}.$$

Für die Querschnitte A und B, welche auf Biegung und Torsion berechnet werden, sind die Biegungsmomente in Bezug auf mm

$$M_A = N_1 \cdot a = 7253 \cdot 400 = 2901200$$

$$M_B = N_2 \cdot c = 6947 \cdot 600 = 4168200$$

und das Torsionsmoment in Bezug auf mm

$$M_t = \frac{P_1 \cdot R_1}{2} = \frac{1587 \cdot 3200}{2} = 2539200.$$

Die ideellen Momente sind alsdann in Bezug auf mm

$$M_{Ai} = \tfrac{3}{8} \cdot M_A + \tfrac{5}{8} \cdot \sqrt{M_A^2 + M_t^2} =$$

$$= \tfrac{3}{8} \cdot 2901200 + \tfrac{5}{8} \cdot \sqrt{2901200^2 + 2539200^2} = 4488200$$

$$M_{Bi} = \tfrac{3}{8} \cdot M_B + \tfrac{5}{8} \cdot \sqrt{M_B^2 + M_t^2} =$$

$$= \tfrac{3}{8} \cdot 4168200 + \tfrac{5}{8} \cdot \sqrt{4168200^2 + 2539200^2} = 5755200.$$

Sind d_A und d_B die Wellendurchmesser in A und B, so folgt

$$M_{Ai} = W \cdot k_b$$

$$M_{Bi} = W_1 \cdot k,$$

wobei $W = \frac{\pi}{32} d_A^3 = \sim 0{,}1\, d_A^3$ und $W_1 = \sim 0{,}1\, d_B^3$ ist.

Es folgt daher

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{Ai}}{0{,}1\ k_b}} = 246 \text{ mm}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{Bi}}{0{,}1 \cdot k_b}} = 268 \text{ mm}.$$

Die Turbinen.

§ 17.

Unterschied zwischen den Turbinen und den Wasserrädern.

Die Turbinen unterscheiden sich von den Wasserrädern im engeren Sinne in der Regel durch folgende Merkmale:

a) Drehen sie sich um eine vertikale Achse,
b) tritt das Wasser meist am ganzen Umfange des Rades ein.
c) erfolgt der Wasseraustritt an einer andern Stelle als der Eintritt; es fließt nämlich das Wasser durch das Rad hindurch,
d) die Wasserzuführung erfolgt durch eine eigene Vorrichtung, den sogenannten Leitapparat,
e) das Wasser wirkt durch Abgabe der in ihm enthaltenen lebendigen Kraft.

Diese Unterscheidungspunkte sind jedoch nicht ganz allgemein giltig, denn es giebt auch Turbinen mit horizontaler Achse, oder Wasserräder, bei denen das Wasser zum Teil durch seine lebendige Kraft wirkt, oder es tritt dasselbe wie bei den sogenannten Partial-Turbinen nur auf einem Teil des Umfanges ein.

§ 18.

Einteilung der Turbinen.

Man teilt die Turbinen nach der Wirkungsweise des Wassers in Reaktions- und in Aktions-Turbinen ein.

Ferner unterscheidet man Achsial- und Radial-Turbinen. Bei den ersteren durchfließt das Wasser das Turbinenrad in der Richtung der Achse und bei den letzteren in radialer Richtung.

Voll-Turbinen nennt man jene, bei welchen das Wasser auf dem ganzen Umfange des Rades zutritt. Bei den Partial-Turbinen hingegen tritt das Wasser nur auf einem Teil des Umfanges ein.

Die Hauptbestandteile einer Turbine sind das Leitrad oder der Leitapparat, welcher fest steht und durch dessen gekrümmte Schaufeln das Wasser in bestimmter Richtung in das ebenfalls mit gekrümmten Schaufeln versehene drehbare Laufrad eingeführt wird. Das Laufrad sitzt fest auf einer Welle, durch welche der Effekt in der Regel mit Zahnrädern weiter übertragen wird.

Obwohl schon in früheren Jahrhunderten hydraulische Motoren gebaut worden sind, welche man genau genommen Turbinen nennen müßte, so datieren die mit Verständnis gebauten eigentlichen Turbinen doch erst aus neuerer Zeit.

Wir wollen nun zunächst einige Hauptarten betrachten.

Die Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung.

Der erste Ingenieur, welcher das Wasser in verständnisvoller Weise zum Betriebe von Motoren verwendete, war der Franzose Fourneyron. Schon 1827 führte er die erste Turbine in die Praxis ein und vervollkommte sein System so rasch, daß die damals von ihm konstruierten Turbinen unsern besten von heute nur wenig nachstehen.

Eine der ersten Fourneyron-Turbinen ist in Fig. 3 Tafel 7 ersichtlich.

Das Wasser gelangt aus einem hölzernen Wasserkasten A durch einen eisernen Mantel B in das horizontal liegende unbewegliche Leitrad C, welches mit gebogenen schmiedeisernen Schaufeln versehen ist, die im Grundrisse gut ersichtlich sind.

Aus diesem Leitrade fließt nun das Wasser in horizontaler Richtung nahezu tangentiell in das mitsammt seiner Achse F bewegliche Laufrad D ein, welches das Leitrad konzentrisch umgiebt und ebenfalls mit gebogenen schmiedeisernen Schaufeln versehen ist.

Das aus dem Leitrade tretende Wasser wird durch die gebogenen Laufradschaufeln aus seiner Richtung abgelenkt und wirkt infolgedessen durch Aktion, so daß sich das Laufrad in der Richtung des Pfeiles um seine Achse dreht.

Die ersten Turbinen von Fourneyron waren derart konstruiert, daß das Wasser mit der ganzen dem Gefälle H entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitrade ausfließen mußte und außerdem war die Anfangsrichtung der Laufradschaufeln eine derartige, daß der Wassereintritt ohne Stoß stattfand.

Diese Turbinen waren also reine Aktions-Turbinen.

Späterhin wurde diese Konstruktion derart abgeändert, daß das

Wasser mit einer kleineren Geschwindigkeit als $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitrade austreten mußte (was durch geeignete Dimensionierung der Leit- und Laufradkanäle erreicht wurde), so daß noch ein Teil der Druckhöhe des Wassers auf das im Laufrade befindliche Wasser drücken mußte, wodurch dasselbe während seiner Bewegung durch das Rad beschleunigt wurde, so daß eine Reaktionswirkung gegen die Schaufeln eintrat.

Wenn auch die eigentliche Fourneyron-Turbine schon mehr der Geschichte angehört, so werden doch heute noch sehr viele Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung gebaut, welche, wenn sie auch zum Teil andere Namen tragen, doch mehr oder weniger als Abkömmlinge der Fourneyron-Turbinen zu betrachten sind.

Es ist uns an dieser Stelle noch nicht darum zu thun, alle verschiedenen Turbinenarten kennen zu lernen, es wird dies noch später geschehen, wir wollen hier vorläufig nur einige Hauptvertreter der Grundarten betrachten und dies mit einem kurzen geschichtlichen Überblick verbinden.

Fourneyron hatte bereits seine erste Turbine mit einer Regulievorrichtung versehen, um dieselbe verschiedenen Wasserquantitäten anpassen zu können.

Es war dies keine einfache Sache, denn es ist leicht einzusehen, daß bei gleichem Gefälle für verschiedene Wassermengen die Querschnittsdimensionen der Lauf- und Leitradkanäle andere sein müssen, wenn das Wasser das Rad mit gleicher Geschwindigkeit durchfließen, also die Umfangsgeschwindigkeit mithin auch die Umdrehungszahl des Laufrades die gleiche bleiben soll.

Um dieser Forderung annähernd gerecht zu werden, hat Fourneyron das Laufrad in der Höhe durch Zwischenwände in drei verschiedene Abteilungen 1, 2 und 3 (Fig. 3 Tafel 7) geteilt, so daß eigentlich drei Laufräder übereinander angeordnet sind, von welchen jedes einen bestimmten Teil der gesamten Wassermenge konsumieren kann.

Über dem Leitrade ist eine ringförmige Schütze a angebracht, deren unterer Teil, in welchem Öffnungen für die Schaufeln ausgeschnitten sind, zwischen die Schaufeln des Leitrades hineinpaßt, so daß man durch Heben oder Senken dieser Schütze samt den Ausfüllstücken die freie Höhe der Leitradkanäle beliebig vermehren oder vermindern kann, so daß sich diese Turbine ganz gut den verschiedenen Wassermengen anpassen läßt.

b b sind Zugstangen, an welchen die Regulierschütze a aufgehängt ist, und es ist oberhalb der Turbine ein Mechanismus angebracht, um diese Zugstangen, deren vier vorhanden sind, leicht und bequem gleichzeitig heben oder senken zu können.

Durch eine Vorrichtung L H kann das Lager der vertikalen Turbinenwelle in der Höhenrichtung verstellt und daher das auf der Welle F befestigte Laufrad der Turbine genau in gleiche Höhe mit dem unbeweglichen Leitrade gebracht werden, so daß die untere Ebene des Laufrades genau in der nämlichen Höhe liegt, wie der Boden des Leitrades.

In der Folge wird die Theorie und Konstruktion der Fourneyron- und verwandten Turbinen der Neuzeit noch einläßlich behandelt werden.

Die Radial-Turbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Man kann bei einer Radial-Turbine das Wasser statt von innen auch von außen zuleiten, so daß das Laufrad sich innerhalb des Leitrades befindet. Solche Motoren wurden bereits 1849 von Francis in Amerika ausgeführt, weshalb diese Art den Namen Francis-Turbinen erhalten hat. Nachdem diese Turbinen bereits in Deutschland Verbreitung gefunden hatten, baute Lejeune in Wien eine Radial-Turbine mit äußerer Beaufschlagung und zwar als Aktions-Turbine. Diese Turbinen, welche große Verbreitung fanden, erhielten den Namen Lejeune-Turbinen.

Ingenieur Zuppinger (bei Escher, Wyß & Comp.) baute zuerst eine Radial-Turbine mit äußerer Beaufschlagung, welche jedoch nur partial beaufschlagt war. Dieser Motor ist unter dem Namen Tangential-Rad von Zuppinger bekannt. Derselbe fand eine sehr große Verbreitung, wurde jedoch später durch die Achsial-Partial-Turbinen in den Hintergrund gedrängt.

In Fig. 4 Tafel 7 ist ein solches Rad ersichtlich. Durch eine eiserne Rohrleitung B, deren Länge mehrere Hundert Meter betragen kann, wird das Wasser dem Leitapparat C zugeführt, welcher aus zwei oder mehreren Einlaufkanälen besteht, welche durch einen Schieber D ganz oder teilweise geschlossen oder geöffnet werden können.

Das Tangential-Rad wurde nur bei sehr großen Gefällen von 10 bis 200 m angewendet, bei welchen Voll-Turbinen so kleine Dimensionen und so bedeutende Umdrehungszahlen erhalten müßten, daß eine solche Konstruktion entweder nicht ausführbar oder doch nicht ratsam wäre.

Wie wir bereits von den Wasserrädern wissen und auch noch bei den Turbinen sehen werden, muß das Wasser dem Rade unter sehr kleinem Winkel, also nahezu in tangentialer Richtung, zugeführt werden, daher der Name Tangential-Rad.

In neuerer Zeit werden schon bei kleineren Gefällen als 10 m Partial-Turbinen angewendet (schon von ungefähr 3 m an), da man die Erfahrung

machte, daß die Nutzleistung bei größeren Rädern mit kleinerer Tourenzahl günstiger ausfällt als bei sehr kleinen Motoren mit großen Tourenzahlen.

Ueber 350 Umdrehungen in der Minute geht man jetzt überhaupt nicht mehr hinaus und darf bereits die Zahl von 250 Umdrehungen als das gewöhnliche Maximum bezeichnet werden, das man nicht gern überschreitet.

Da infolge der einseitigen Einströmung des Wassers eine ungünstige Beanspruchung der Welle und starke Lagerdrücke auftreten, so läßt man besser das Wasser an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen in das Laufrad eintreten, wodurch diese Drücke aufgehoben werden. Das von Ulr. Rietmann in Netstall (Schweiz) für die Mühle des Herrn Meyer in Bergen (Norwegen) ausgeführte Tangential-Rad Fig. 5 Tafel 7 zeigt eine solche Konstruktion.

Das Tangential-Rad wurde meistenteils von außen beaufschlagt, jedoch werden auch solche Räder mit innerer Beaufschlagung ausgeführt. Es sind dies eigentlich Fourneyron-Turbinen, jedoch mit partialer Beaufschlagung.

Tafel 12 zeigt eine solche Ausführung aus neuester Zeit. Es ist dies ein Tangential-Rad für die Ober-Realschule in Ofen, ausgeführt von der Maschinenfabriks-Aktien-Gesellschaft von Ganz & Co. in Budapest. Das Laufrad hat eine horizontale Achse und die Wasserzuführung erfolgt nur an einer Stelle.

In neuerer Zeit haben die Partial-Turbinen nach Girards System (Achsial-Turbine), welches noch eingehend besprochen werden wird, den Tangential-Rädern Konkurrenz gemacht, da die ersteren meist weniger Platz zur Aufstellung erfordern und auch in der Regel einen etwas bessern Nutzeffekt haben.

Bei allen Tangential-Rädern wirkt das Wasser durch Aktion.

Die Achsial-Turbinen mit Reaktionswirkung des Wassers.

Da bei den Radial-Turbinen das Wasser in horizontaler Richtung durch das Leit- und Laufrad fließt und doch in vertikaler Richtung der Turbine sowohl von oben als auch von unten zugeführt wird, so ist eine starke Richtungsänderung des Wassers erforderlich, bis dasselbe aus der vertikalen in die horizontale Bewegungsrichtung übergegangen ist.

Um diese Bewegung des Wassers und die damit verbundenen Widerstände zu vermeiden, hat der französische Ingenieur Jonval in Verbindung

mit dem Maschinenfabrikanten A. Köchlin in Mühlhausen nach verschiedenen Versuchen im Jahre 1841 die in Fig. 2 Tafel 7 abgebildete Turbine ausgeführt und mit großem Erfolge in die Praxis eingeführt. Nach Jonval nennt man jetzt alle Achsial-Turbinen, in denen das Wasser durch Reaktion wirkt, Jonval-Turbinen.

Diese Turbine unterscheidet sich von der Fourneyronschen lediglich dadurch, daß das Leitrad und Laufrad übereinander (statt konzentrisch ineinander) angebracht sind, so daß das Wasser, um vom Zulauf durch die Turbine in den Ablauf zu gelangen, sich nur nach der natürlichen vertikalen Richtung zu bewegen hat.

B in Fig. 2 ist das auf den Balken festgeschraubte Leitrad und C das auf der Achse F festgekeilte und mit derselben bewegliche Laufrad.

Die beiden Räder B und C sind ebenfalls mit gebogenen Schaufeln versehen, und zwar ist die Krümmung von oben nach unten gerichtet, während dieselbe bei der Fourneyronschen Turbine von innen nach außen gerichtet ist.

Denkt man sich die beiden Räder auf ihrem mittleren Umfange vertikal durchschnitten, so zeigt der untere Teil der Fig. 2 diesen vertikalen Schnitt und die wirkliche Krümmung der gebogenen Schaufeln.

Das Leitrad B mit seinen Schaufeln dient nur dazu, das Wasser aus seiner vertikalen Richtung abzulenken und in einer passenden Richtung so in die fortfliehenden Kanäle des Laufrades C einzuführen, daß dieser Eintritt, wie wir später sehen werden, ohne Stoß erfolgt.

Dazu ist es notwendig, daß das Wasser sich relativ zu dem in Bewegung befindlichen Rade bei seinem Eintritte nach der Linie c b Fig. 2 bewege, was dann eintrifft, wenn es aus den Kanälen des stillstehenden Leitrades in der Richtung a c ausfließt.

Das Wasser wirkt nun in den Kanälen des Laufrades C ganz ähnlich wie in dem Gefäße Fig. 13 Taf. 1, nämlich einerseits bei seinem Austritt aus dem Rade durch Reaktion und andererseits während des Durchflusses durch das Rad durch Aktion.

Man zählt daher auch diese Turbinen zu den Reaktions-Turbinen, weil das Wasser in denselben zum Teil durch Reaktion (Überdruck) wirkt.

Es kommen beim Durchflusse des Wassers durch eine solche Turbine so mannigfaltige Faktoren in Berücksichtigung, daß dieselben in einem besonderen Abschnitte einläßlich betrachtet werden müssen.

Hier mag nur bemerkt werden, daß das Wasser nur dann auch durch Reaktion auf das Rad mit einwirken kann, wenn die Geschwindigkeit c, Fig. 13, oder was bei unserer vorliegenden Turbine dasselbe ist, die Aus-

flußgeschwindigkeit aus dem Leitrade kleiner ist, als die dem ganzen Gefälle H entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$.

Denn nur in diesem Falle ruht noch ein Rest der Druckhöhe H auf dem im Laufrade befindlichen Wasser, d. h. nur dann findet ein Überdruck im Laufrade statt.

Sowie das Wasser dagegen in ganz gespanntem Zustande aus dem Leitrade fließt, d. h. sowie diese Ausflußgeschwindigkeit (abgesehen von den Reibungswiderständen) den Wert $\sqrt{2\,g\,H}$ erreicht, so ist das ganze Arbeitsvermögen des Wassers, die ganze Druckhöhe H in Geschwindigkeit übergegangen, es findet kein Überdruck des Wassers auf die konkave Seite der Schaufeln statt, es wirkt somit das Wasser durch reine Aktion auf das Laufrad ein.

Reaktion kann nach den frühern Erörterungen nur da auftreten, wo der hydraulische Wasserdruck auf die Wandung eines Gefäßes einseitig aufgehoben wird.

Sowie aber das Wasser mit der vollen Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ (wobei H die drückende Wassersäule ist) in einem Gefäße oder einer Stelle desselben durchfließt, findet gar kein Seitendruck auf diese Stelle der Wandung statt, und es kann somit auch keine Reaktionserscheinung auftreten. (Näheres hierüber siehe bei der Theorie der Turbinen.)

Die Turbine von Jonval hat vermöge ihrer wesentlich einfacheren und leichteren Konstruktion bei gleicher Leistungsfähigkeit wie die Fourneyronsche gleich nach ihrer Entstehung eine weite Verbreitung gefunden, was noch ganz besonders dadurch begünstigt wurde, daß die Jonval-Turbine der Fourneyronschen gegenüber hinsichtlich ihrer Aufstellungsweise außerordentliche Vorteile bot, welche allerdings erst von A. Köchlin in Mühlhausen (welchem Jonval sein Patent verkaufte) realisiert und zur Anerkennung gebracht worden sind.

Köchlin selbst hat diese Eigentümlichkeit der Jonval-Turbine folgenderweise bezeichnet:

„Verbindet man zwei übereinander liegende Gefäße durch ein vertikales Rohr und bringt man in diesem Rohre in beliebiger Höhe eine Turbine an, so ist die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch dieselbe und somit die Leistung der Turbine diejenige, welche dem Niveauabstande beider Wasserspiegel entspricht, und es kann somit die Jonval-Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel angebracht werden."

Dies hat denn auch die Theorie und die Praxis vollkommen bestätigt, d. h. es kann die Turbine sowohl nach Fig. 2 Tafel 7, also un-

mittelbar über dem Unterwasserspiegel, als auch nach Fig. 6 bis 8 aufgestellt werden, ohne daß die Nutzleistung eine Veränderung erleidet.

Bei Fig. 6 Tafel 7 ist das Laufrad e und das Leitrad d in einer kleinen Höhe (von wenigstens 1,2 Meter) unter dem Oberwasserspiegel angebracht, die Turbine liegt also im obersten Teile des Verbindungsrohres c beider Wasserspiegel.

Es wirkt sodann die über der Turbine liegende Wassersäule drückend, die unterhalb der Turbine befindliche saugend auf dieselbe ein und es ist dabei nur notwendig, daß das Rohr c ins Unterwasser eintauche und so dicht angefertigt und zusammengefügt sei, daß keine Luft von außen eingesaugt werden kann.

Ebenso folgt daraus, daß die Höhe der Turbine über dem Unterwasserspiegel nicht größer sein darf als die Höhe einer Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre das Gleichgewicht hält, d. h. theoretisch nicht größer als 10,33 Meter.

In Wirklichkeit, wo die erwähnten Bedingungen niemals vollständig realisiert werden können, ist diese Höhe nicht größer als 8 bis 9 Meter und geht man unnötigerweise nicht gerne über 6 Meter hinaus.

Bei der Aufstellungsweise Fig. 7 wird das Wasser aus dem Zulaufkanale c zunächst durch ein vertikales Rohr b einem Kasten a zugeführt, in dessen unterem Teile die Turbine B C angebracht ist, und welcher wiederum durch ein zweites vertikales Rohr g mit dem Unterwasserspiegel in Verbindung steht.

Man erreicht dadurch eine sehr geringe Länge der Turbinenwelle, resp. einen kleinen Zapfendruck, besonders aber eine in vielen Fällen unschätzbar günstige Lage der Haupttransmission z, infolge welcher oft weitläufige Wiederherunterführungen der Transmission vermieden werden.

Ebenso kann nach Ablösen des Deckels i die Turbine leicht herausgenommen und gereinigt werden, ohne die ganze Wasserzuleitung demontieren zu müssen.

Bei der Anordnung Fig. 8 wird der Turbine g h das Wasser durch eine doppelte Krümmung b c von unten zugeführt.

Hier ist die Turbine noch leichter zu reinigen und herauszunehmen, dagegen ist die unnatürliche, mit Reibungsverlusten verbundene Zuleitung des Wassers nicht günstig und ist diese Anordnung daher früher nur äußerst selten ausgeführt worden, wird in neuerer Zeit aber dennoch vielfach für Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung angewendet, wie wir späterhin sehen werden.

Bei allen diesen verschiedenen Aufstellungsarten ist es notwendig, die Turbine so gut als möglich den verschiedenen (veränderlichen) Wassermengen anzupassen, d. h. dieselbe zu regulieren, und dies ist denn auf mannigfaltige Weise geschehen.

A. Köchlin selbst wandte zur Regulierung immer eine ringförmige Schütze h, Fig. 6 Tafel 7 an, durch deren Heben und Senken der Ablauf des Wassers aus dem Turbinen-Rohre c mehr oder weniger gehemmt werden konnte.

Es wird durch diese Schütze also keineswegs die Turbine so reguliert, daß, wie es richtig wäre, die Dimensionen des Leit- und Laufrades der gerade vorhandenen Wassermenge entsprechend verändert werden.

Schließt man z. B. bei der Hälfte des normalen Wasserquantums die untere Ringschütze h soweit, daß durch die übrig bleibende Ausflußöffnung gerade diese halbe Wassermenge durchgeht, so fließt das Wasser durch die gleich groß gebliebenen Kanäle der Turbine nur mit der halben ursprünglichen Geschwindigkeit, und da die lebendige Kraft (das Arbeitsvermögen) des Wassers dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit entspricht, so verhält sich die Nutzleistung der Turbine bei der halben Wassermenge zu derjenigen bei der ganzen Wassermenge wie $\frac{1}{4}:1$, nimmt also mit dem abnehmenden Wasserquantum außerordentlich rasch ab.

Dennoch wird diese Regulierung bei den Jonval-Turbinen auch in neuester Zeit vielfach angewendet, weil eine richtige Regulierung bei diesen Turbinen eine solche Kompliziertheit der Konstruktion erfordert, daß der Wert derselben dadurch stark beeinträchtigt wird.

Wir werden später die verschiedenen Regulierungen ausführlich besprechen und hier nur noch erwähnen, daß die Regulierung durch eine im Zu- oder Ablaufrohr angebrachte Drosselklappe i, Fig. 8 Tafel 7 ganz gleichwertig mit der Ringschütze Fig. 1 und 2 ist.

Eine höchst wertvolle Eigenschaft der Jonvalschen wie auch der Fourneyronschen Turbine besteht darin, daß beide Motoren in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten können, ohne daß dadurch die Nutzleistung wesentlich beeinträchtigt wird, was für die häufig vorkommenden Wasserkräfte mit starkem Hinterwasser (Stauwasser) von großer Wichtigkeit ist.

Natürlich ist für eine solche Anordnung die Tiefe der Eintauchung der Turbine ins Unterwasser nicht als Gefälle zu betrachten, welches vielmehr immer gleich dem vertikal gemessenen Niveauabstand beider Wasserspiegel ist.

Man pflegt in Deutschland die Jonval-Turbine auch als Henschel-Turbine zu bezeichnen, weil der deutsche Oberbergrat Henschel in Kassel

schon im Jahre 1841 eine solche für eine Steinschleiferei in Holzminden ausgeführt hat.

Die Priorität der Erfindung würde somit allerdings Herrn Henschel gehören.

Allein es hat die mechanische Werkstätte von A. Köchlin in Mühlhausen in Verwertung des von Jonval angekauften Patentes (vom Jahre 1841) in kurzer Zeit eine so bedeutende Anzahl Jonval-Turbinen ausgeführt und denselben gleich eine solche praktische Vervollkommnung gegeben, daß diese Turbinen überall unter dem Namen Jonval-Turbinen allgemeine Anerkennung gefunden haben.

Die Achsial-Turbinen mit Aktionswirkung des Wassers.

Die schwierige konstruktive Durchführung einer korrekten Regulierung bei den sogenannten Reaktions-Turbinen hat zunächst Fontaine im Jahre 1843 veranlaßt, die Turbine nach der Konstruktion von Jonval mit reiner Aktion arbeiten zu lassen, wobei das Wasser (abgesehen von den Reibungswiderständen) mit der vollen Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitapparate fließt und daher während des Durchflusses durch das Laufrad vermöge seiner lebendigen Kraft der konkaven Schaufelfläche entlang fortschießt, ohne auf die konvexe Schaufelfläche eine Pressung auszuüben, ja selbst ohne diese konvexe Schaufelfläche nur zu berühren, sobald man die Kanäle des Laufrades weit genug hält.

Um bei diesem von der Reaktion wesentlich verschiedenen Prinzip der Wasserwirkung eine vollkommen korrekt wirkende Regulierung herzustellen, war es nicht mehr nötig, für jede andere Wassermenge die Kanäle des Lauf- und Leitrades zu verändern, sondern es genügte, wenn man nur die Leitkanäle dem veränderten Wasserquantum anpaßte, was Fontaine auf ziemlich einfache Weise dadurch erreichte, daß er in jedem Leitkanale einen Schieber f, Fig. 13 Tafel 7 anbrachte, dessen hinterer Teil der Form des Leitkanales entsprach und durch dessen Heben und Senken die freie normale Ausflußweite s des Leitkanales vermehrt oder vermindert und die Turbine auch gänzlich abgestellt werden konnte.

Diese Vorrichtung ist bis in die neueste Zeit beibehalten worden, mit dem einzigen Unterschiede, daß Fontaine alle Schieber des ganzen Leitrades miteinander bewegte und die einzelnen Kanäle mehr oder weniger verengte, während man jetzt nach Girard die nämlichen Schieber einen nach dem andern bewegt und jeden entweder ganz öffnet oder ganz schließt, wobei also immer nur eine gewisse, der vorhandenen Wassermenge ent-

sprechende Anzahl Schieber ganz offen bleiben, während die übrigen ganz geschlossen sind.

Diese beiden Arten der Regulierung sind beide gleich korrekt; denn eine mit reiner Aktion arbeitende Turbine kann als Partial-Turbine gebaut (nur auf einen Teil des Umfanges beaufschlagt) werden, ohne daß dadurch die Nutzleistung in Prozenten so rasch abnimmt, wie bei den Reaktions-Turbinen.

Die französischen Ingenieure Callon und Girard haben im Jahre 1856 zuerst angefangen, Turbinen für alle möglichen Verhältnisse nach dem Prinzip der reinen Aktion, oder wie sie es nennen, mit freiem Abflusse (freier Ablenkung) zu konstruieren und mit ungewöhnlichem Erfolge in die Praxis einzuführen.

Seitdem sind diese Turbinen allgemein verbreitet worden und es hat namentlich Girard selbst eine Menge von Typen für die verschiedenen lokalen Verhältnisse herausgebildet, die wir im weitern Verlaufe des Werkes alle behandeln werden.

Außer der korrekten Regulierung hat noch ein anderer Faktor sehr zur raschen Verbreitung der Girard-Turbinen mitgewirkt, nämlich der Umstand, daß seit Fontaines Vorgang (1843) Callon und Girard alle Turbinen mit Oberwasserzapfen ausgeführt haben.

Das Laufrad C Fig. 2 Tafel 7 der Turbine ist nämlich auf eine hohle gußeiserne Welle F aufgekeilt, welche sich um eine feststehende schmiedeiserne Welle G dreht, die mit ihrem untern Ende in einen im Fundamente verankerten Ständer festgekeilt ist.

Die hohle drehbare Gußwelle endigt in einen über dem Wasser befindlichen Kopf c', Fig. 9, 9a und 9b Tafel 7, in welchem der Drehzapfen I der Turbine befestigt ist.

Die Pfanne m, in einer Büchse l gelagert, ruht auf der innern feststehenden schmiedeisernen Standsäule F auf oder es ist vielmehr die Büchse l auf der Standsäule F festgeschraubt.

Auf diese Weise sind mancherlei Schwierigkeiten eines unter Wasser laufenden Zapfens gänzlich beseitigt, indem derselbe über Wasser an leicht zugänglicher Stelle angebracht ist und zudem, wie wir später sehen werden, ohne etwas zu demontieren, auch leicht herausgenommen werden kann.

Diese Einrichtung des Oberwasserzapfens hängt nun allerdings in keiner Weise mit dem Prinzip einer Aktions-Turbine zusammen, bildet vielmehr ein bloßes Konstruktionsdetail, hat aber seit Girard eine so allgemeine Anwendung gefunden, daß die meisten Turbinen aller Systeme (also auch die Jonval-Turbinen) mit Oberwasserzapfen ausgestattet werden.

Fig. 1 Tafel 7 zeigt die allgemeine Anordnung einer Aktions-Turbine nach Girards System, mit Regulierung durch vertikale Schieber in allen Leitkanälen.

Der Einlaufkasten A der Turbine ist durch einen hölzernen Boden vom Ablaufkasten B getrennt und es sitzt das Leitrad 2 auf einem hölzernen Rahmen 17 und 18 auf, welcher durch gußeiserne Säulen 5 und 6 gestützt wird. Zwei dieser Rahmenbalken sind natürlich durchgehend und an beiden Enden eingemauert.

Die Schaufelung des Rades ist ähnlich wie diejenige Fig. 2 und ist k ein Schieber mit Schieberstange i, wie ein solcher in jedem Leitkanale angebracht ist. Die Schieber gleiten in Führungen, die sich in den Radkränzen befinden.

Die sämtlichen Schieberstangen (es werden oft 2 und 3 Schieber an eine gemeinschaftliche Stange gehängt) greifen mit an ihrem obern Ende angebrachten Zapfen in eine doppelt gebrochene Nute des beweglichen Regulierkranzes 7 ein. Durch das Handrad 13 und die Übersetzungen 10, 11, 12, sowie eine am Regulierkranz angebrachte Verzahnung mit auf der Welle 10 sitzendem Kolben kann der Regulierkranz in beliebigem Sinne in Drehung gesetzt werden, wobei je nach dem Sinne dieser Drehung ein Schieber nach dem andern gehoben oder gesenkt wird.

Es können somit eine beliebige Anzahl Schieber geöffnet oder geschlossen werden.

4 ist der gußeiserne Bodenständer, in welchem die feststehende innere Standsäule verkeilt ist.

Bei 9 ist der Kopf mit dem Oberwasserzapfen, der in Fig. 9, 9a und 9b Tafel 7 in ähnlicher Weise detailliert ersichtlich ist.

Wie man sieht, ist diese Anordnung im Prinzip in keiner Weise von derjenigen der Jonval-Turbine Fig. 2 Tafel 7 verschieden.

Auch bei dieser Girardschen Aktions-Turbine findet bei höheren Gefällen und größeren Wassermengen, wo also eine Voll-Turbine (ringsum beaufschlagte Turbine) angewendet wird, die Anordnung Fig. 7 Tafel 7 durchgängig Anwendung, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Turbine unmittelbar über dem Unterwasserspiegel liegen muß, und zwar so, daß zwischen der untern Ebene des Laufrades und dem Unterwasserspiegel ein Zwischenraum von 50 bis 100 Millimeter frei bleibt.

Eine Turbine arbeitet nach den frühern Erörterungen nämlich nur dann mit reiner Aktion (ohne Überdruck, ohne Reaktion), wenn die ganze Druckhöhe H (Abstand beider Wasserspiegel) in Geschwindigkeit umgewandelt

wird, d. h. wenn (abgesehen von Reibungswiderständen) das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitapparate ausfließt.

Damit dies aber der Fall sei, muß die Turbine die ganze Druckhöhe des Wassers über sich haben und somit unmittelbar über dem Unterwasserspiegel liegen.

Es sind somit die Anordnungen Fig. 6 und 8 Tafel 7 bei Girard-Turbinen nicht anwendbar, wohl aber diejenige Fig. 7, wie wir später sehen werden.

Es bleibt nun noch die Frage zu erörtern übrig, ob die Aktions-Turbinen auch unbeschadet der Nutzleistung ins Unterwasser eintauchen dürfen.

Diese Frage muß bedingungsweise bejaht werden.

Die Turbine kann, wenn dafür bei der Konstruktion Rücksicht genommen wird, unbeschadet des Nutzeffektes im Wasser laufen, vorausgesetzt, daß sie als Voll-Turbine gebaut wird und als solche arbeitet.

Eine Partial-Turbine dagegen soll (wie die Folge zeigen wird) niemals ins Unterwasser eintauchen.

Da nun auch eine Voll-Turbine vermöge der korrekten Regulierung als Partial-Turbine arbeiten kann und in der Praxis bei der Veränderlichkeit der Wasserstände auch zeitweise als solche arbeiten muß, bei geringer Wassermenge die Wasserkraft aber gerade möglichst sorgfältig ausgenützt werden sollte, so folgt daraus, daß ungeachtet der veränderlichen Wasserquantitäten bei öfter eintretendem Hinterwasser eine reine Aktions-Turbine nicht empfehlenswert sein kann, wenn man damit eine Reaktions-Turbine mit korrekter Regulierung vergleichen will.

Inwiefern nun diese letztere realisierbar ist und welchem von beiden Turbinensystemen daher in jedem einzelnen Falle der Vorzug gegeben werden muß, dies kann erst dann erörtert werden, wenn die Eigentümlichkeiten der verschiedenen Typen beider Systeme einläßlich besprochen worden sind.

Bei den Girardschen Partial-Turbinen lassen sich zwei Systeme unterscheiden. Bei dem einen steht die Achse der Turbine vertikal und es wird das Wasser den Laufradkanälen von oben zugeleitet, d. h. es stehen Leitapparat und Laufrad übereinander und die Schaufeln beider sind von oben nach unten gebogen.

Bei dem andern Systeme dagegen liegt die Achse der Turbine horizontal. Die Beaufschlagung geschieht am innern Umfange.

Prinzipiell unterscheiden sich diese Girardschen Partial-Turbinen nicht vom Tangentialrade von Zuppinger, in beiden wirkt das Wasser nur durch

Aktion. Es ist jedoch eine Eigentümlichkeit der Girardschen Turbinen, daß zwischen dem auf der konkaven Schaufelfläche hingleitenden Wasserstrahl und der konvexen Seite der folgenden Schaufel ein Zwischenraum bleibt und es nannte deshalb Girard seine Motoren Turbinen mit freier Abweichung.

Es sollen im weitern Verlaufe des Werkes eine größere Anzahl Turbinen nach dem jetzt allgemein acceptierten Girardschen System ausführlich besprochen werden.

Die Jonval-Turbinen.

§ 19.

Allgemeine Betrachtungen.

Das Laufrad einer Jonval-Turbine besteht aus einer Reihe von Gefäßen, wie ein solches in Fig. 13 Tafel 1 ersichtlich ist, und welches wir bereits näher betrachtet haben. Diesen Gefäßen wird das Wasser in schiefer Richtung zugeleitet, damit es ohne Stoß in dieselben eintreten kann.

Während wir es aber dort mit einem einzelnen, sich in gerader Richtung bewegenden Gefäße zu thun hatten, sind bei der Jonval-Turbine diese Gefäße wie in Fig. 10 Tafel 7 eines neben dem andern und konzentrisch um eine gemeinschaftliche Achse angebracht, so daß jedes Gefäß nicht eine gerade, sondern eine kreisförmige Bahn um die Achse beschreibt, während das Wasser den beweglichen Gefäßen B, welche zusammen das Laufrad bilden, durch besondere Kanäle A zugeführt wird, welche zusammen das Leitrad bilden.

§ 20.

Die Bewegung des Wassers in einer Jonval-Turbine.

Da die Bewegung des Laufrades eine kreisförmige ist, so interessiert es uns zu wissen, ob beim Laufrade Fig. 10 Tafel 7 sich die Sache gerade so verhält, wie bei dem geradlinig fortschreitenden Gefäße Fig. 13 Tafel 1, oder ob die bei jeder Kreisbewegung auftretende Zentrifugalkraft eine Einwirkung auf den Durchfluß des Wassers durch das Laufrad ausübt.

Infolge der Zentrifugalkraft sucht sich das Wasser während seines Durchganges durch das Rad von der Achse zu entfernen, was aber durch den äußern die Kanäle B umgebenden Kranz verhindert wird.

Da nun bei der Jonval-Turbine der Durchfluß des Wassers durch das Rad in achsialer Richtung erfolgt, so übt die Zentrifugalkraft auf diese Bewegung keinen Einfluß aus, d. h. es erfolgt der Durchfluß des Wassers gerade so, als wenn gar keine Zentrifugalkraft vorhanden wäre.

Allerdings drückt dieselbe das Wasser stärker gegen den äußern Kranz des Rades, weshalb auch dort die Reibung des Wassers größer wird; allein in demselben Maße vermindert sich der Druck und somit die Reibung des Wassers am innern Radkranze, so daß bei der Jonval-Turbine die Wirkung der Zentrifugalkraft gänzlich vernachlässigt werden kann.

Nun wollen wir die Geschwindigkeitsverhältnisse des Wassers in den beiden Rädern näher betrachten.

Ausfluß des Wassers aus den Leitkanälen.

Wie schon erwähnt, muß die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade einer mit Reaktion arbeitenden Turbine kleiner sein als $\sqrt{2\,g\,H}$, wenn H das Gefälle bedeutet. Wir wollen untersuchen, durch welche Umstände der Wert dieser Geschwindigkeit, die wir mit c bezeichnen, bedingt wird.

Denken wir uns das Laufrad weggenommen, so wird selbstverständlich, wenn von den Widerständen, welche das Wasser im Leitrade zu überwinden hat, abgesehen wird, das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus den Leitkanälen ausfließen.

Dies wird auch der Fall sein, wenn sich das Laufrad unter dem Leitrade befindet, und ersteres sich noch nicht bewegt, und wenn die Laufradkanäle eine solche Größe besitzen, daß das aus dem Leitrade austretende Wasser ungehindert durch die Laufradkanäle abfließen kann.

Sobald aber (bei stillstehendem Laufrade) der kleinste normale untere Querschnitt aller Laufradkanäle zusammengenommen kleiner ist als derjenige aller Leitkanäle, so wird das Wasser aus den ersteren mit einer Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$, dagegen aus den letzteren mit einer kleineren Geschwindigkeit ausfließen.

Ist die Summe der normalen Austrittsquerschnitte aller Leitradkanäle gleich derjenigen des Laufrades, so wird (bei stillstehendem Laufrade) das Wasser aus beiden Kanälen mit der gleichen Geschwindigkeit $\sqrt{2\,H\,g}$ ausfließen.

Sobald sich jedoch das Laufrad bewegt, so wird die Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitkanälen infolge der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ganz wesentlich verändert und ist daher keineswegs nur von den Größen der Laufradkanäle abhängig.

Bevor wir jedoch den Wert der Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade näher bestimmen können, müssen wir den Wasserdurchgang durch das Laufrad noch einer nähern Betrachtung unterziehen.

Durchfluß des Wassers durch das Laufrad.

Um die nachfolgenden Betrachtungen einfacher und leichter verständlich zu machen, nehmen wir an, daß (wie ja auch in der Praxis annähernd oder selbst genau üblich) die radiale Breite der Leit- und Laufradkanäle und Schaufelzahl beider Räder gleich groß sei. Wir haben es dann nicht notwendig, immer von der Summe der normalen Weiten aller Leit- und Laufradkanäle zu sprechen, wir haben hier nur je zwei zusammengehörige Kanäle (einen Leit- und einen Laufradkanal) zu betrachten, was die Sache immerhin vereinfacht.

Es bezeichnet auf Tafel 7 Fig. 10, a die Stelle, an welcher das Wasser in der Richtung $a\,c = c$ aus dem Leitkanale tritt, um in das Laufrad überzutreten, welches sich mit der Geschwindigkeit $a\,v = v$ in der Richtung des Pfeiles um seine Achse bewegt.

Während das in das Rad eintretende Wasser in einer gewissen Zeit von a nach c gelangt, flieht der Punkt a (des Rades) in derselben Zeit um den Weg $a\,v = v$ in horizontaler Richtung vor dem eintretenden Strahle fort, und wenn nun die Anfangsrichtung der Radschaufeln mit der Verbindungslinie $v\,c = a\,u$ zusammenfällt, so stößt der eintretende Wasserstrahl nicht gegen die beinahe senkrecht entgegengestellte Schaufelfläche, weil die letztere in derselben Zeit um so viel zurückweicht, als das Wasser sich in derselben Richtung $a\,v$ vorwärts bewegt.

Die Strecke $v\,c = a\,u$ zeigt nun sowohl die Richtung der Bewegung, als auch die Größe der Geschwindigkeit an, mit welchen das Wasser relativ in das Laufrad eintritt.

Mit dieser relativen Geschwindigkeit $a\,u = u$ sucht das Wasser im Innern der Radkanäle an den Schaufeln entlang zu gleiten, und es würde diese Geschwindigkeit u auch bis zu seinem Austritte aus den Radkanälen beibehalten, wenn diese letzteren überall gleich weit wären, also sich gegen unten nicht verengen würden.

Diese Verengung der Radkanäle gegen unten zu ist notwendig, wenn die Turbine eine Reaktions-Turbine sein soll; denn hätten die Laufrad-

kanäle überall die gleiche Weite, so würde das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$ aus den Leitradkanälen austreten, und wir hätten alsdann eine Aktions-Turbine.

Infolge dieser Verengung der Laufradkanäle nach unten hin kann nun das Wasser dieselben nicht mit gleichbleibender Geschwindigkeit u durchfließen.

Da nun die Wassermenge, welche in das Rad eintritt, dieselbe Größe hat wie die austretende, die Kanäle aber an der Austrittsstelle enger sind als an der Eintrittsstelle, so muß also das Wasser an der Austrittsstelle mit einer größeren Geschwindigkeit durchfließen und zwar einer um so größeren, je mehr sich die Kanäle gegen unten zu verengen.

Diese Verengung der Laufradkanäle resp. die normale Weite s_1 (Tafel 7 Fig. 10) der Kanäle an der Austrittsstelle ist die wichtigste Dimension der Jonval-Turbine, weil von derselben der Reaktionsgrad des Motors abhängig ist, resp. weil durch diese Weite auch die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate bedingt wird.

Da nun das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus den Leitradkanälen austritt, welche kleiner als $\sqrt{2gH}$ ist, so ist leicht einzusehen, daß noch ein Teil des Gefälles auf das im Laufrade befindliche Wasser drückt, und dieser Ueberdruck ist die Ursache, daß die relative Eintrittsgeschwindigkeit u des Wassers in das Laufrad während des Durchflusses durch das Rad vergrößert wird und zwar um so viel, daß die Wassermenge durch die verengte Austrittsstelle hindurch kann. Es kann der Fall eintreten, daß diese Verengung zu groß ist, d. h. der vorhandene Überdruck genügt nicht, um die Geschwindigkeit u derart zu vergrößern, daß die vorhandene Wassermenge ausfließen kann. Wird die Verengung kleiner, so fließt das Wasser schneller aus dem Leitrade aus, und wenn die Verengung ganz wegfällt, so bleibt die relative Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad konstant, indem der Überdruck verschwindet und es wirkt das Wasser, wie schon erwähnt, nur noch durch Aktion auf das Laufrad ein, indem es mit der dem ganzen Gefälle H entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$ aus dem Leitrade ausfließt.

Je mehr sich also die Laufradkanäle gegen die Austrittsstelle zu verengen, desto kleiner wird die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade, somit die normale Weite s der Leitradkanäle an der Austrittsstelle um so größer. Je größer s_1 im Vergleich zu s ist, um so kleiner ist der Grad der Reaktion.

Wir sehen also, daß bei einer Jonval-Turbine ganz verschiedene

Reaktionsgrade angewendet werden können und daß jedem Reaktionsgrad eine bestimmte Weite der Laufradkanäle an der Austrittsstelle im Vergleich zur Weite der Leitradkanäle entspricht.

Wir sehen, daß die Größen c, die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade, s und s_1 unter sich in einem ganz bestimmten Zusammenhange stehen.

Die eine dieser Größen kann innerhalb gewisser Grenzen angenommen werden, und die andern müssen sich dann natürlich nach ihr richten, jedoch sich auch innerhalb bestimmter Grenzen ergeben, indem man sonst für die erste Größe eine neue Wahl treffen müßte.

Zunächst wollen wir den absoluten und den relativen Weg des Wassers im Laufrade näher betrachten.

Indem das Wasser mit der Geschwindigkeit c in der Richtung a c (Tafel 7 Fig. 10) aus den Leitradkanälen austritt, fließt es infolge seiner Trägheit in dieser nämlichen Richtung und derselben Geschwindigkeit in das Laufrad ein. Während nun aber das Wasser in dieser Richtung in das Rad hineinfließt, so flieht das letztere mit der Geschwindigkeit v vor demselben fort, und es legt das Wasser relativ zum Rade einen Weg v c = a u zurück, welchen wir sowohl der Größe als auch der Richtung nach aus dem Dreiecke a v c erhalten.

Das Wasser bewegt sich somit im Innern des in Bewegung befindlichen Rades nach der Richtung a u, sucht in derselben sich fortzubewegen, wird aber durch die gebogenen Laufradschaufeln aus dieser Richtung abgelenkt und genötigt, den Weg a u x b zurückzulegen, welchen man den relativen Wasserweg nennt. Infolge der Verengung der Laufradkanäle wird dieser Weg nicht mit konstanter, sondern mit beschleunigter Geschwindigkeit durchlaufen, so daß das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit $b u_1 = u_1$ das Rad verläßt. Diese Geschwindigkeit ist genau um so viel größer als u, als die Laufradkanäle an der Eintrittsstelle weiter sind, als an der Austrittsstelle.

Während das Wasser im Innern des Rades nach dem Wege a u x b die Kanäle durchfließt, nimmt es gleichzeitig an der fortschreitenden Umfangsbewegung des Rades teil und beschreibt daher, absolut (im Raume) betrachtet, einen ganz andern Weg als den soeben erwähnten relativen Wasserweg.

Indem es nämlich im Innern der Laufradkanäle von a nach u fließt, bewegt es sich in demselben Zeitraume sammt dem Rade von a nach v oder von u nach c. Das Wasserteilchen bewegt sich daher absolut (im

Raume) betrachtet in derselben Zeit nach der Richtung der Diagonale a c des Parallelogramms a v u c, das heißt von a nach c.

Ebenso bewegt es sich, während es einerseits den relativen Weg u x beschreibt und andererseits mit dem Rade sich fortbewegt, im Raume betrachtet von c nach z, und während also ein Wasserteilchen im Innern eines Kanals den relativen Wasserweg a u x b zurücklegt, bewegt es sich mit dem Rade fortschreitend von a nach c z y.

Dieser letztere Weg a c z y, welchen das Wasser wirklich (im Raume) zurücklegt, heißt der absolute Wasserweg.

Für die Bewegung des Wassers durch das Rad und für die Beurteilung der Bewegungs- und Reibungshindernisse des Wassers während seines Durchganges durch das Laufrad verhält sich die Sache gerade so, als ob das Rad still stände und das Wasser die Kanäle nach dem relativen Wasserweg a u x b durchfließen würde.

Der absolute Wasserweg wird mit verzögerter Geschwindigkeit durchlaufen, wie sich aus folgendem ergiebt.

Hat nämlich das Wasser während seiner relativen Bewegung durch die Radkanäle (nach der Linie a u x b) bis zur Austrittsstelle b die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 erlangt, so bewegt es sich in derselben Zeit von b nach u_1, als es gleichzeitig mitsammt dem sich bewegenden Rade von b nach v gelangt.

Das Wasser bewegt sich daher im Raume nach der Diagonale b w des Parallelogrammes b v u_1 w, und es zeigt die Strecke b w = w die Größe und Richtung der Geschwindigkeit an, mit welcher sich das Wasser nach seinem Austritte vom Rade entfernt.

Es ist leicht einzusehen, daß w um so kleiner wird, je kleiner der Winkel γ ist, welchen die untern Enden der Radkanäle (resp. der Schaufeln) mit der untern Ebene des Laufrades bilden.

Wenn der Winkel $\gamma = o$ wäre, so müßte auch $w = o$ sein oder es würde das Wasser relativ horizontal aus dem Rade ausfließen, was jedoch nicht möglich ist.

Die lebendige Kraft, welche das Wasser vermöge der absoluten Austrittsgeschwindigkeit noch besitzt, geht verloren.

Die lebendige Kraft des aus dem Laufrade austretenden Wassers verhält sich zum totalen Effekt der Wasserkraft (d. i. die der Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$ entsprechende lebendige Kraft) wie w^2 zu 2 g H (d. h. wie die Quadrate der Geschwindigkeiten).

Ist z. B. $w = \frac{1}{5} \cdot \sqrt{2gH}$, so ist die im Wasser nach seinem Aus-

tritte aus dem Laufrade noch enthaltene Arbeit $= (\frac{1}{5})^2 = \frac{1}{25}$ des totalen Effektes oder gleich 4 Prozent, welche also verloren gehen.

Dieser Bruchteil des totalen Effektes, welcher mit dem abfließenden Wasser unwiederbringlich verloren geht, wird also um so kleiner, je kleiner w resp. der Winkel γ wird.

Die ganze übrige mechanische Arbeit würde nun vom Wasser an das Rad übertragen werden können, wenn nicht noch ein Teil davon durch allerlei Nebenhindernisse verloren gehen würde.

Es ist einleuchtend, daß der Reaktionsgrad der Turbine keinen Einfluß auf die Nutzleistung derselben ausübt, daß diese (abgesehen von den Nebenhindernissen, von denen wir vorläufig absehen) allein durch die Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit w bedingt wird und daß man somit durch Turbinen mit beliebigen Reaktionsgraden die gleiche Leistung erzielen kann.

Dies gilt auch noch für den Fall, daß die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $c = \sqrt{2\,g\,H}$ und die Turbine somit eine reine Aktions-Turbine wird. Immer ist es hauptsächlich der Wert von w, welcher die verlorene Arbeit und dadurch auch die Größe des gewonnenen Effektes bedingt.

Da nun aber w um so kleiner ausfällt, je kleiner der Winkel γ ist, den die untersten Enden der Laufradschaufeln mit der untern Radebene bilden, so giebt die Turbine einen um so bessern Effekt, je kleiner unter sonst gleichen Umständen der Austrittswinkel γ wird.

Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade.

Von ganz besonderer Wichtigkeit bei der Konstruktion einer Jonval-Turbine ist die richtige Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser (bei den verschiedenen zur Anwendung gebrachten Reaktionsgraden) die Kanäle des Laufrades verläßt. Um diese Geschwindigkeit u_1 zu bestimmen, muß bereits c bekannt sein und somit die Größe der Reaktion festgestellt sein. Die Bestimmung von c werden wir noch kennen lernen.

Man findet nun u_1 auf folgende Weise:

Wir haben gesehen, daß das Wasser, welches mit der absoluten Geschwindigkeit c aus dem Leitrade fließt, mit der relativen Geschwindigkeit u in das Laufrad eintritt, deren Richtung mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammentreffen soll und deren Wert durch die Länge der Linie $v\,c = a\,u$ bestimmt wird.

Mit dieser (durch die Linie a u ganz genau gegebenen) relativen Geschwindigkeit (welche wesentlich kleiner als c ist) würde das Wasser längs den Schaufeln bis zu seinem Austritte aus dem Laufrade fortgleiten (selbstverständlich abgesehen von den Nebenhindernissen im Laufrade, welche diese Geschwindigkeit vermindern würden), wenn nicht noch ein Teil des Gefälles H auf das im Laufrade befindliche Wasser drücken würde, weil die Kanäle gegen den Austritt hin verengt sind.

Dieses noch auf das im Laufrade befindliche Wasser drückende Gefälle vermehrt nun während des Durchflusses des Wassers durch das Rad dessen Geschwindigkeit von u auf u_1.

Den oben erwähnten Überdruck nennt man auch Spaltendruck, weil durch denselben das Wasser durch den Spalt, d. i. der Spielraum zwischen Leit- und Laufrad, herausgepreßt wird und zwar mit einer Geschwindigkeit, welche der Überdruckhöhe entspricht.

Den Spaltendruck erhält man, wenn man von der ganzen Höhe H die der absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade entsprechende Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ subtrahiert. Es ist also die Überdruckhöhe gleich $H - \frac{c^2}{2g}$, und durch dieselbe wird nun die relative Geschwindigkeit u auf u_1 erhöht. Es ist also die Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, welche die Geschwindigkeit u_1 erzeugt, gleich der der Geschwindigkeit u entsprechenden Druckhöhe $\frac{u^2}{2g}$ vermehrt um die Überdruckhöhe $H - \frac{c^2}{2g}$, also:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + H - \frac{c^2}{2g}.$$

Dies ist eine der wichtigsten Formeln für die Jonval-Turbinen.

Eine weitere Betrachtung von Fig. 10 Tafel 7 zeigt, daß bei gleichbleibendem Winkel γ die absolute Ausflußgeschwindigkeit w um so kleiner ausfällt, je mehr sich ihre Richtung der Senkrechten nähert.

Durch entsprechende Wahl der Umfangsgeschwindigkeit v läßt sich dieses leicht erreichen. Übrigens ist eine nicht allzu große Abweichung von der achsialen (vertikalen) Richtung ohne bedeutenden Einfluß auf die Größe von w, somit auch auf die Größe des dadurch entstehenden Effektsverlustes.

Durch obige Entwickelungen ist uns nun alles gegeben, was für die praktische Berechnung des Lauf- und Leitrades einer Jonval-Turbine zu wissen notwendig ist.

§ 21.

Algebraische Darstellung der Theorie der Jonval-Turbinen.

Die erste zu erfüllende Bedingung ist, daß die Anfangsrichtung der Laufradschaufeln mit der relativen Eintrittsrichtung des Wassers übereinstimmen soll.

Es ergiebt sich dann nach Fig. 10 Tafel 7 Folgendes:

$$\frac{v}{c} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 116)$$

$$\frac{u}{c} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 117)$$

und $$u^2 = c^2 + v^2 - 2\,c \cdot v \cdot \cos \alpha \quad \ldots\ldots \quad 118)$$

Ferner ist, wie wir bereits wissen

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + H - \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 119)$$

oder $$u_1^2 = u^2 + 2\,g\,H - c^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 119a)$$

Aus Gleichung 119) folgt

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + H - \frac{u_1^2}{2g}$$

oder $$c^2 = u^2 + 2\,g\,H - u_1^2.$$

Setzt man in diesem Ausdrucke für u^2 den Wert aus Formel 118) ein, so folgt

$$c^2 = c^2 + v^2 - 2\,c\,v \cdot \cos \alpha + 2\,g\,H - u_1^2$$

oder $$0 = v^2 - 2\,c\,v \cos \alpha + 2\,g\,H - u_1^2.$$

Aus dieser Gleichung haben wir nun die absolute Austrittsgeschwindigkeit c aus dem Leitrade zu bestimmen. Wir sehen aber, daß c von der Umfangsgeschwindigkeit v, dem Austrittswinkel α des Wassers aus dem Leitrade und der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 abhängig ist.

Die Geschwindigkeit u_1 hängt aber, wie wir aus Gleichung 119 ersehen, selbst wieder von c ab, und es ergiebt sich somit, daß der Wert von c und mit ihm alle übrigen maßgebenden Größen wie v und u_1 nicht direkt gefunden werden können, sondern eigentlich durch Probieren ermittelt werden müßten.

Aus praktischen Rücksichten können wir jedoch eine so langwierige Rechnungsmethode nicht acceptieren, weshalb wir ein Näherungsverfahren vorziehen. Die Abkürzung, welche wir anwenden wollen, ist allerdings nicht unbedeutend, jedoch ermöglichen wir dadurch eine direkte Berechnung von c, welcher Wert aber dann noch einer Korrektur zu unterziehen ist.

Wir haben bereits erwähnt, daß es vorteilhaft ist, den Winkel γ recht klein zu machen, damit die absolute Austrittsgeschwindigkeit w des Wassers aus dem Laufrade möglicht klein wird.

Wenn nun auch in Wirklichkeit der Winkel γ niemals gleich Null werden kann, so wollen wir uns dies doch als ziemlich grobe Annäherung gestatten, und wir ersehen aus Fig. 10 Tafel 7, daß für

$$\gamma = 0, \quad u_1 = v \text{ wird.}$$

Diese Gleichheit der beiden Geschwindigkeiten gestattet nun, die letzte obige Gleichung abzukürzen. Es wird nämlich

$$0 = -2\,c\,v\cos\alpha + 2\,g\,H.$$

Setzen wir hierin für v den Wert aus Gleichung 116, so ergiebt sich

$$0 = -c^2\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}\cdot\cos\alpha + g\,H$$

und daraus folgt

$$c = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cdot\cos\alpha}\cdot g\cdot H} \quad \ldots \quad 120)$$

Es ist uns damit ein Ausdruck für c gegeben, in welchem diese wichtige Größe nur noch von den Winkeln α und β abhängig ist; nur hat man nicht zu vergessen, daß obige Formel um so ungenauer wird, je weniger v und u_1 übereinstimmen.

Gleichung 120 ist die Hauptgleichung für die Jonval-Turbinen, da uns dadurch nach 116 bis 119 auch die Geschwindigkeiten v, u und u_1 bekannt sind.

Aus Gleichung 120 ersehen wir, daß die Ausflußgeschwindigkeit c und somit der Reaktionsgrad von den Winkeln α und β abhängig sind und daß umgekehrt diese Winkel dem gewünschten Reaktionsgrade resp. dem Werte von c entsprechend gewählt werden müssen.

Wir haben nun aber noch die Grenzen zu bestimmen, innerhalb welcher die Größen c, α und β gewählt werden können und die besonderen Eigenschaften zu betrachten, welche Turbinen mit größerem und kleinerem Reaktionsgrade besitzen.

§ 22.

Die Winkel α und β einer Jonval-Turbine und der Reaktionsgrad.

Wie bereits erwähnt, ist für eine Aktions-Turbine:

$$c = \sqrt{2\,g\,H}$$

und für eine Reaktions-Turbine

$$c < \sqrt{2\,g\,H}.$$

Bringen wir dies mit Gleichung 120 in Zusammenhang, so folgt für eine Aktions-Turbine:

$$\frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta) \cdot \cos \alpha} = 2 \quad \ldots \ldots \quad 121)$$

und für eine Reaktions-Turbine:

$$\frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta) \cdot \cos \alpha} < 2 \quad \ldots \ldots \quad 122)$$

Aus Gleichung 121 (also für Aktions-Turbinen) folgt

$$\frac{\sin \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \sin \beta} = 2.$$

Nun ist aber

$$\sin \alpha \cdot \cos \alpha = \tfrac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha \quad \text{und} \quad \cos^2 \alpha = \tfrac{1}{2} \cdot (1 + \cos 2\alpha).$$

Dies eingesetzt giebt

$$\frac{\sin \beta}{\frac{1}{2} \cdot [\sin 2\alpha \cdot \cos \beta + (1 + \cos 2\alpha) \cdot \sin \beta]} = 2$$

oder

$$\frac{\sin \beta}{\sin 2\alpha \cdot \cos \beta + \cos 2\alpha \cdot \sin \beta + \sin \beta} = 1.$$

Nun ist aber

$$\sin 2\alpha \cdot \cos \beta + \cos 2\alpha \cdot \sin \beta = \sin (2\alpha + \beta),$$

also folgt

$$\frac{\sin \beta}{\sin (2\alpha + \beta) + \sin \beta} = 1$$

oder

$$\sin \beta = \sin (2\alpha + \beta) + \sin \beta$$

somit

$$\sin (2\alpha + \beta) = 0.$$

Dem entspricht:

$$2\alpha + \beta = 180^0 \quad \ldots \ldots \quad 123)$$

Dies gilt für eine Aktions-Turbine. Auf ähnliche Weise findet man für eine Reaktions-Turbine:

$$2\alpha + \beta < 180^0 \quad \ldots \ldots \quad 124)$$

Es ergiebt sich also Folgendes:

1) Beträgt die Summe der Winkel $2\alpha + \beta = 180^0$ (z. B. $\alpha = 30^0$ und $\beta = 120^0$), so fließt das Wasser mit der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitapparate aus, insofern man hier von den Reibungswiderständen absieht.

Es ist somit bei diesem Verhältnisse der Winkel α und β die Turbine ein mit reiner Aktion arbeitender Motor und keine Jonvalturbine.

Die relative Einlaufgeschwindigkeit u in das Laufrad wird bei einer solchen Aktions-Turbine während des Durchflusses durch das Rad nicht mehr durch einen im letztern vorhandenen Überdruck vermehrt, weil die

ganze Pressung des Wassers schon im Leitrade ganz in Geschwindigkeit umgewandelt worden ist.

Das Wasser behält daher (abgesehen von Reibungsverlusten ꝛc.) während des ganzen Durchflusses durch das Laufrad die nämliche relative Geschwindigkeit bei.

Diese Aktions-Turbinen werden in einem besonderen Abschnitte einläßlicher betrachtet werden und es brauchen daher hier die Konstruktionsverhältnisse derselben nicht weiter erörtert zu werden.

2. Ist die Summe der Winkel $2\alpha + \beta > 180^0$ (z. B. $\alpha = 30^0$ und $\beta = 150^0$), so wird die Ausflußgeschwindigkeit c aus den Kanälen des Leitrades ebenfalls gleich der dem Gefälle entsprechenden theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ und es ist der Motor daher auch in diesem Falle noch eine reine Aktions-Turbine. Allein es läßt sich bei diesen Winkelverhältnissen nicht mehr ein günstiger stoßfreier Ein- und Austritt des Wassers erzielen, wie wir später bei einer nähern Betrachtung dieses Turbinensystems finden werden.

3. Wird endlich die Summe der Winkel $2\alpha + \beta$ kleiner als 180^0, z. B. $\alpha = 16$ bis 24^0 und $\beta = 60$ bis 90^0, so wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade kleiner als die dem Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ und es wird somit der Motor eine sogenannte Reaktions-Turbine, d. h. eine Turbine, in welcher das Wasser teilweise durch Reaktion wirkt.

Da eine Jonval-Turbine eine Überdruck-Turbine (Reaktions-Turbine) ist, so ist also die erste Bedingung, welcher eine solche entsprechen soll, diejenige, daß die Summe der Winkel, $2\alpha + \beta$ kleiner sein muß als 180^0.

Wieviel kleiner diese Summe $2\alpha + \beta$ sein soll als 180^0, dies hängt ganz davon ab, ob man die Turbine mit mehr oder weniger Reaktion (Überdruck) arbeiten lassen will. Der Reaktionsgrad (Größe des Überdruckes) hat auf die Nutzleistung einer Turbine gar keinen Einfluß und ist in dieser Hinsicht eine ganz und gar willkürliche Sache, indem (wie man später finden wird) lediglich die Niveauverhältnisse des Unterwassers (Stauwasser u. dergl.) bei der Wahl des Reaktionsgrades maßgebend sind.

Wird der Wert von $2\alpha + \beta$ nur um Weniges kleiner als 180^0 genommen, so wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade ebenfalls nur wenig kleiner als $\sqrt{2\,g\,H}$ und es wirkt das Wasser in der Turbine vorwiegend durch Aktion, d. h. der Überdruck oder die Reaktion ist unbedeutend.

Je kleiner dagegen der Wert $2\alpha + \beta$ gewählt wird, um so kleiner

wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade, um so größer der Überdruck des Wassers im Laufrade und um so mehr wirkt das Wasser durch Reaktion.

Je kleiner nun aber die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen und um so größer somit der Überdruck wird, um so mehr wird die relative Geschwindigkeit des Wassers während des Durchflusses durch das Rad beschleunigt, um so größer wird daher auch die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers beim Austritt aus dem Rade und um so enger werden die Radkanäle an der Austrittstelle.

Ist die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitapparate nur wenig kleiner als $\sqrt{2\,g\,H}$, so wird die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade sehr nahe nur halb so groß als c, d. h. sehr nahe $= 0{,}5 \cdot \sqrt{2\,g\,H}$ und es werden daher bei gleicher (radialer) Breite und gleicher Anzahl der Lauf- und Leitradkanäle die erstern an der Austrittstelle nahezu doppelt so weit als die letztern. (Unter Weite ist hier immer die normale lichte Weite s und s_1 Fig. 10 Tafel 7 verstanden.)

Ist dagegen der Wert $2\alpha + \beta$ wesentlich kleiner als 180^0, die Ausflußgeschwindigkeit c also ebenfalls klein, z. B. nur $0{,}5\,\sqrt{2\,g\,H}$ bis $0{,}7\,\sqrt{2\,g\,H}$, so wird der Überdruck im Laufrade bedeutend, die Beschleunigung des Wassers stark, die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradkanälen groß ($0{,}7 \cdot \sqrt{2\,g\,H}$ bis $\sqrt{2\,g\,H}$) und es müssen somit die Radkanäle an der Austrittstelle in diesem Falle eine wesentlich kleinere Weite erhalten als die Leitkanäle (bei gleicher Breite und Anzahl der Kanäle).

Man ersieht daraus, wie sehr die Dimensionen der Leit- und Radkanäle gegenseitig voneinander abhängen; denn je weiter die Leitkanäle sind, um so enger müssen die Kanäle des Laufrades (an der Antrittstelle) sein und umgekehrt, je enger die Leitkanäle gehalten werden, um so größer wird die Ausflußgeschwindigkeit und um so weiter sollen die Radkanäle an der Austrittstelle werden.

Natürlich kann man die Leitkanäle nicht willkürlich, sondern im äußersten Falle nur soweit verengen, bis die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus denselben den Wert $\sqrt{2\,g\,H}$ erreicht, an welcher Grenze der Motor alsdann eine reine Aktions-Turbine ist.

Man ersieht aus dem Obigen, wie fehlerhaft es ist, wenn man für alle Winkel- und Umfangsgeschwindigkeits-Verhältnisse dieselben Koeffizienten für die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leit- und Radschaufelapparat beibehalten will; denn je nach der Größe der Winkel α und β, welchen

die Leit- und Radschaufeln mit der Spaltenebene (untere Leitradebene) bilden, wird die normale Weite der Radkanäle an der Austrittstelle entweder größer oder kleiner als diejenige der Leitkanäle und nur für ein ganz bestimmtes Verhältnis dieser Winkel und für eine ganz bestimmte Umfangsgeschwindigkeit tritt der Fall ein, daß die normale Weite der Leit- und Laufradkanäle gleich groß wird.

Der Unterschied in der Weite beider Kanäle ist dazu noch keineswegs in enge Grenzen eingeschlossen, und zwar kann je nach der Wahl des Reaktionsgrades die Weite der Radkanäle am Austritt (wie bereits erwähnt) die Hälfte bis das Doppelte derjenigen der Leitkanäle werden.

Der bisher unbestimmt gelassene wirkliche numerische Wert der Winkel α und β hängt mehr oder weniger von der Art der Wasserkraft, resp. von dem Verhältnis des Gefälles zur Wassermenge ab und es soll nun dieser Wert für verschiedene Verhältnisse fixiert werden.

Wie erwähnt wurde, können die Winkel α und β der Leit- und Radschaufeln mit der gemeinschaftlichen Ebene (Spalte) innerhalb sehr weiter Grenzen ganz willkürlich angenommen werden, ohne daß dies einen Einfluß auf die Nutzleistung der Turbine hat. Wohl aber werden die Dimensionen der Turbine und besonders der Durchmesser der Räder durch die Größe der Winkel bedingt.

Es muß hier nun dieser Einfluß der Winkel und des Reaktionsgrades näher betrachtet werden.

Erster Fall. Es sei $2\alpha + \beta =$ nahezu 180°, z. B. $=$ 170 bis 175°.

Der Überdruck oder der Reaktionsgrad ist sehr gering und dient hier nur noch dazu, das Gehen der Turbine im Unterwasser zu ermöglichen.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen wird nahe gleich $\sqrt{2gH}$ nämlich $0{,}9\sqrt{2gH}$ bis $0{,}95 \cdot \sqrt{2gH}$. Man nennt solcherweise konstruierte Jonval-Turbinen auch Grenz-Turbinen, weil sie nahe an der Grenze zwischen den Aktions- und den Reaktions-Turbinen liegen, jedoch sind es keine wirklichen Grenz-Turbinen.

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u wird nahe gleich der Umfangsgeschwindigkeit v und wird während des Durchflusses des Wassers durch das Rad nur wenig vermehrt, weil der Überdruck sehr klein ist.

Es ist also auch die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus den Laufradkanälen nahezu gleich der relativen Eintrittsgeschwindigkeit und also auch nahezu gleich der Umfangsgeschwindigkeit.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß eine mit auch nur geringem Überdrucke arbeitende Turbine unbeschadet des Nutzeffektes (in Prozenten) in

beliebiger Tiefe unter dem Wasser laufen kann, was bei den reinen Aktions-Turbinen nicht der Fall ist.

Aus diesem Grunde wendet man solche sogenannte Grenz-Turbinen meistens da an, wo eine Turbine infolge von Stauwasser bei hohem Wasserstande oft längere Zeit hindurch im Unterwasser eingetaucht arbeiten muß.

Tafel 17 Fig. 1 zeigt eine Turbine nach diesem System, wie sie von Direktor Ed. Haenel vielfach ausgeführt worden sind.

Die Ausflußgeschwindigkeit c ist bei dieser Turbine $0{,}9\sqrt{2\,g\,H}$ so, daß dieselbe mit einem geringen Überdrucke arbeitet.

Weil die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 etwas größer ist als die relative Eintrittsgeschwindigkeit u, und das Wasser somit während des Durchflusses durch das Rad beschleunigt wird, so müssen die Radkanäle sich nach unten hin etwas verengen.

Wenn nun das Wasser die Kanäle überall gerade ausfüllen soll, so erhalten die Schaufeln eine sehr ungleiche Stärke, wenn man den Kanälen eine von oben nach unten regelmäßig abnehmende Weite geben will.

Das letztere ist aber bei ganz gefüllt (mit etwas Überdruck) arbeitenden Turbinen durchaus notwendig, wenn die Bewegung des Wassers während des Durchflusses nicht sehr unregelmäßig werden soll.

Diese in der Mitte so stark verdickten Schaufeln heißen Rückschaufeln, sind zuerst von Haenel und von Rittinger eingeführt worden und werden sowohl aus einem Stücke mit dem Rade gegossen, als auch von Blech durch zwei besondere Schaufeln m und n, Tafel 17 Fig. 1 gebildet, welche letztere Anordnung zu der Benennung „Rückschaufeln" geführt hat. Die hintern Blechschaufeln m sind so weit ausgebaucht, daß die Kanäle eine schöne, regelmäßige, sich nach unten sanft konisch verengende Form erhalten.

Es ist besonders zu bemerken, daß die (radicale) Breite der Radkanäle dieser Turbine oben und unten nicht dieselbe ist. Denn weil die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade nur gleich $0{,}63\sqrt{2\,g\,H}$, dagegen $c = 0{,}9\sqrt{2\,g\,H}$ ist, so muß der normale Querschnitt eines Radkanales beim Austritt im Verhältnis von 0,9 zu 0,63 größer sein, als derjenige eines Leitkanales, wenn die Anzahl der Leit- und Radkanäle dieselbe ist.

Statt nun die normale Weite s_1 der Radkanäle zu vergrößern, wurde zur Vermehrung des Querschnittes das Rad nach unten hin im Verhältnis von 0,9 zu 0,63 breiter gemacht, so daß bei gleicher normaler Weite s_1

die Radkanäle an der Austrittstelle dennoch genau im Verhältnis 0,9 zu 0,63 größer im normalen Querschnitte sind.

Dieses Hilfsmittel (nämlich die Erweiterung des Radquerschnittes nach unten hin) wird sehr häufig angewendet, um einen kleineren Austrittwinkel und somit eine bessere Leistung der Turbine zu erzielen.

Doch wollen wir diese Art von Turbinen mit Erweiterung nicht mehr zu den eigentlichen Jonval-Turbinen rechnen, dieselben vielmehr an einer besondern Stelle betrachten und in unserer Vergleichung der verschiedenen Winkelverhältnisse weitergehen.

Zweiter Fall. Winkel $\beta = 90^0$. Dieser Fall ist insofern sehr beachtenswert, als hier die Radschaufeln die Spaltenebene unter demselben Winkel schneiden, wie die Leitschaufeln die obere Leitradebene.

Das Leitrad und das Laufrad erhält somit hier ganz genau ein und dieselbe Schaufelform und somit auch ganz die nämlichen Schaufelwinkel, gleiche normale Weite, gleiche Schaufeldicken u. s. w.

Es ist dies eine so wesentliche Vereinfachung für die Anfertigung, daß diese Anordnung des Schaufelapparates allgemeine Anwendung verdient, weil nach keiner Richtung hin nachteilige Eigenschaften mit derselben verbunden sind und dieselbe insofern die natürlichste genannt werden kann, als kein Grund vorliegt, das Leitrad und das Laufrad mit verschiedenen Schaufelkonstruktionen zu versehen.

Die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrad wird bei einem Winkel α von 16 bis 22 Graden gleich $0{,}72 \cdot \sqrt{2\,g\,H}$ bis $0{,}75\sqrt{2\,g\,H}$.

Der Überdruck oder der Reaktionsgrad hält also hier so ziemlich einen mittlern Wert ein und es ist somit auch aus diesem Grunde diese Anordnung zu empfehlen.

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade wird genau gleich der absoluten Geschwindigkeit c, mit welcher das Wasser die Leitkanäle verläßt.

Es haben sehr renommierte Maschinenfabriken dieses Konstruktionsverhältnis angewendet und zwar mit durchaus gutem Erfolge.

Da die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leit- und Laufradkanälen mäßig ist, der Austrittswinkel aber klein sein soll, so erhalten die Turbinen nach diesem Systeme der Beschaufelung einen ziemlich großen Durchmesser, was indessen für die gleichmäßige Wirkung des Wassers nur vorteilhaft ist.

Dritter Fall. Winkel $\beta = 90^0 - \frac{\alpha}{2}$. Bei diesem Verhältnisse der Winkel α und β wird der Reaktionsgrad wieder um etwas größer

als im vorhergehenden Falle, und zwar wird die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade

$$c = 0{,}7 \cdot \sqrt{2\,g\,H} \text{ bis } 0{,}72\,\sqrt{2\,g\,H}.$$

Dieses Winkelverhältnis ist insofern bemerkenswert, als bei demselben, wie man leicht finden wird, die relative Einlaufgeschwindigkeit u des Wassers in das Laufrad am kleinsten ausfällt und daß ferner die Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleich wird der Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade.

Der erstere Umstand, die kleine relative Geschwindigkeit u, ist ein günstiger Umstand, weil die nie zu vermeidenden Nebenhindernisse beim Übergang des Wassers aus dem Leitrad in das Laufrad dabei am geringsten ausfallen.

Diese Nebenhindernisse (die in einem der folgenden Paragraphen besonders besprochen werden) bestehen einerseits in dem Anstoßen des Wassers an die obern Kanten der Laufradschaufeln und andererseits in der Reibung an den Schaufelflächen und den Seitenkränzen.

Der zweite oben angeführte Umstand, nämlich die Gleichheit von Umfangsgeschwindigkeit und Ausflußgeschwindigkeit c folgt zufällig durch den geometrischen Zusammenhang und ist ohne irgend einen nützlichen oder schädlichen Einfluß.

Bei diesem Verhältnisse der Schaufelwinkel wird (bei gleicher Anzahl Schaufeln und gleicher oberer und unterer Breite der Radkanäle) die normale Weite der Radkanäle an der Austrittstelle bereits etwas kleiner als diejenige der Leitkanäle, weil die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 größer wird als die Geschwindigkeit c. Es rührt dies daher, daß der Überdruck bei diesem Verhältnisse der Schaufelwinkel ziemlich bedeutend ist und die Turbine daher mit stärkerer Reaktion arbeitet.

Die Laufradschaufeln fallen um so weniger gekrümmt aus, je kleiner der Winkel β und je stärker somit der Reaktionsgrad der Turbine ist. Die vorliegenden Winkelverhältnisse liefern mäßig gekrümmte Schaufeln.

Dieser letzte Umstand ist insofern von wesentlichem Vorteil, als infolge desselben einerseits die Schaufeln leichter anzufertigen sind (wenn man dieselben aus Blech anfertigt) und andererseits die Reibungs- und Bewegungshindernisse beim Durchfluß des Wassers durch das Laufrad längs der Schaufeln (nach dem relativen Wasserwege) um so kleiner ausfallen, je flacher die Schaufeln und je weniger gekrümmt die Radkanäle sind.

Die numerische Größe dieser Reibungshindernisse wird in einem der folgenden Paragraphen besonders erörtert werden.

Vierter Fall. Winkel $\beta = 90^0 - \alpha$.

Bei diesem noch kleinern Werte des Winkels β, bei welchem die Radschaufeln senkrecht zu den Leitschaufeln stehn, wird der Überdruck noch größer und die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade noch kleiner als in den vorhergehenden Fällen.

$$c = 0{,}69 \sqrt{2\,g\,H} \text{ bis } 0{,}7 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Die Schaufeln werden noch etwas flacher als im vorhergehenden Falle, die Reibungswiderstände also noch etwas geringer.

Die Beschleunigung des Wassers im Laufrade beim Durchlaufen des relativen Wasserweges ist infolge des großen Spalten-Überdruckes bedeutend und obwohl die relative Eintrittsgeschwindigkeit u klein ist, wird infolge dieser starken Beschleunigung im Rade die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 groß und es fallen daher die normalen Weiten der Radkanäle (bei gleicher Schaufelzahl und gleicher oberer und unterer Breite der Kanäle) wesentlich kleiner aus als diejenigen der Leitkanäle an der Austrittstelle.

Fünfter Fall. Wird die Summe der Winkel $2\,\alpha + \beta$ so klein gewählt, als dies überhaupt zulässig ist, wenn eine gute Wirkung erzielt werden und ein axialer (vertikal abwärts gerichteter) absoluter Austritt des Wassers aus dem Laufrade erfolgen soll, so wird man nach einigen Versuchen bald finden, daß diese äußerste Grenze bei einer Größe des Winkels β

$$\beta = 90^0 - 2\,\alpha$$

eintritt.

Dieses Winkelverhältnis entspricht also dem Maximum der Reaktion, resp. es ist bei demselben der Überdruck, welcher ohne Beeinträchtigung der Nutzleistung anwendbar ist, am größten oder es hat derselbe hier seine äußerste Grenze erreicht.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade wird in diesem Falle

$$c = 0{,}58 \sqrt{2\,g\,H} \text{ bis } 0{,}6 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Die Schaufeln werden bei diesem Winkelverhältnis äußerst flach gerichtet. Die Beschleunigung des Wassers im Laufrade ist infolge des großen Überdruckes sehr bedeutend, so daß die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ihren größten Wert

$$u_1 = 0{,}85 \sqrt{2\,g\,H} \text{ bis } 0{,}95 \sqrt{2\,g\,H}$$

erreicht.

Obwohl die Reibungswiderstände und die Stoßverluste beim Eintritt in das Laufrad bei der kleinen Ausflußgeschwindigkeit c verhältnismäßig

klein ausfallen, so wird ein so bedeutender Reaktionsgrad, wie er bei dem vorliegenden Winkelverhältnisse auftritt, nicht leicht angewendet, weil der Wasserverlust durch den Spalt infolge des großen Überdruckes sehr bedeutend ausfällt.

Wir werden in der Folge sehen, daß es bei so geringen Werten des Winkels β schwer hält, allen Nebenbedingungen Genüge zu leisten und daß insbesondere die Ablenkung des Wassers in ihrem Hauptbetrage auf eine sehr kurze Strecke der fast geraden Schaufeln beschränkt wird.

Der absolute Wasserweg bildet dabei eine Kurve, deren stark gekrümmter Scheitel in die Mitte der Radhöhe trifft, während die nach oben und unten auslaufenden Äste der Kurve nur ganz wenig gekrümmt sind.

Faßt man die Resultate dieses Paragraphen zusammen, so ergiebt sich, daß alle überhaupt möglichen Turbinen in drei wesentlich verschiedene Klassen eingeteilt werden können.

a) Die erste Klasse oder die sogenannten Aktions-Turbinen umfaßt diejenigen Motoren, bei welchen die Summe der Winkel

$$2\alpha + \beta = 180^0$$

beträgt.

Es wird also die Ausflußgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{2\,g\,H}$$

d. h. gleich der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Ausflußgeschwindigkeit.

Der Überdruck ist somit hier gleich Null; Reaktion ist keine vorhanden; der Motor arbeitet mit reiner Aktion und es ist kein Bestreben vorhanden, das Wasser durch die Spalte heraus zu treiben.

Obwohl diese Klasse von Turbinen uns hier (wo von der Jonval-Turbine die Rede ist) nicht näher interessiert, so werden wir später auf diese Stelle zurückverweisen.

b) Die zweite Klasse umfaßt diejenigen Turbinen, bei welchen der Wert

$2\alpha + \beta$ größer ist als 180^0.

Für dieser Bedingung entsprechende (übrigens sonst ganz beliebig zu wählende) Winkel wird

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)} > 2$$

und zwar um so größer, je mehr die Summe $2\alpha + \beta$ den Wert von 180^0 übersteigt.

Das Wasser würde also aus dem Leitrade einer solchen Turbine mit einer Geschwindigkeit c ausfließen, welche

$$\text{größer als } \sqrt{2\,g\,H} \text{ ist.}$$

Dies ist allerdings bei einer Turbine mit axialem Wasserdurchflusse nicht möglich, weil die Pressung an der Ausflußstelle nicht größer als das Gefälle sein kann.

Wohl aber ist dies der Fall, wenn das Wasser in radialem Sinne von innen nach außen das Rad durchfließt und dabei die Kanäle ganz ausfüllt.

In diesem Falle wird das Wasser während des Durchflusses durch das Laufrad durch die Zentrifugalkraft beschleunigt und wirkt daher saugend auf das aus den Leitkanälen austretende Wasser ein.

Bei einer solchen Turbine kann also das Wasser wirklich mit einer größern Geschwindigkeit als $\sqrt{2\,g\,H}$ aus den Leitkanälen ausfließen.

Es werden indessen Turbinen mit derartigen Verhältnissen der Schaufelwinkel keine gute Wirkung ergeben, weil ein stoßfreier Ein- und guter Austritt des Wassers dabei nicht erzielt werden kann.

Dennoch werden, wie wir später finden werden, aus Unverständnis noch viele solche fehlerhaft konstruierte Turbinen gebaut.

c) Die dritte uns hier am meisten interessierende Klasse endlich umfaßt alle diejenigen Turbinen, bei welchen der Wert

$$2\,\alpha + \beta \text{ kleiner ist als } 180^0.$$

Für dieser Bedingung entsprechende Winkel findet man den Wert

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)} < 2$$

und zwar in dem Maße kleiner, als $2\,\alpha + \beta$ kleiner ist als 180^0.

Der Wert

$$c = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)} \cdot g \cdot H}$$

wird somit kleiner als $\sqrt{2\,g\,H}$, d. h. es fließt das Wasser nicht mehr mit der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit aus den Leitkanälen aus.

Es ist daher Spaltenüberdruck vorhanden; das Wasser wirkt teilweise durch Reaktion, indem es während des Durchganges durch das Laufrad beschleunigt wird.

Diese Klasse von Turbinen ist es, welche uns hier in diesem Abschnitte speziell beschäftigt.

Es ist üblich, den Reaktionsgrad durch eine numerische Größe auszudrücken, indem man das Verhältnis

$$\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{c} = m$$

setzt, wobei m den Reaktionsgrad oder die sogenannte Charakteristik der Turbine bezeichnet.

Obwohl diese Bezeichnungsweise übersichtlich und leicht dem Gedächtnis einzuprägen ist, ist es dennoch weit sicherer und klarer, den Reaktionsgrad direkt durch die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitapparate in Bruchteilen der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ auszudrücken, indem man sagt

c ist gleich so und soviel $\sqrt{2\,g\,H}$, z. B. $c = 0{,}8\ \sqrt{2\,g\,H}$.

Diese Ausdrucksweise giebt etwas Positives, während der oben erwähnte Wert $m = \frac{\sqrt{2\,g\,H}}{c}$ doch nur eine Umschreibung ist und weil außerdem bei verschiedenen Autoren der Reaktionsgrad eine verschiedene Größe ist.

So setzt z. B. Rittinger den Reaktionsgrad ebenfalls gleich m; allein es ist bei ihm der Wert des Reaktionsgrades ein wesentlich verschiedener und zwar wird derselbe bestimmt durch den Ausdruck

$$c = \sqrt{2\,g\,m\,H}.$$

Der Reaktionsgrad zeigt somit hier an, der wievielte (mte) Teil des Gefälles die Ausflußgeschwindigkeit c erzeugt.

Um daher keine Veranlassung zu Verwechslungen zu bieten, drückt der Verfasser den Reaktionsgrad durch

$$c = m\sqrt{2\,g\,H}$$

aus, was als wirklicher Wert der Ausflußgeschwindigkeit in Bruchteilen von $\sqrt{2\,g\,H}$ eine leicht dem Gedächtnis einzuprägende Größe ist.

Die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade ist ohnedies eine sehr wichtige Größe und muß bei der Berechnung einer Turbine in erster Linie aufgesucht werden, wenn man dieselbe nicht von vorn herein schon der Berechnung zu Grunde legt.

§ 23.

Der Austrittswinkel γ des Laufrades.

Der Winkel γ (Fig. 10 Tafel 7), unter welchem die Schaufeln des Laufrades die untere Radebene schneiden, ist durch die relative Ausfluß-

geschwindigkeit u_1, die radiale Breite der Radkanäle und den Durchmesser des Rades gegeben.

Die Bestimmung der Radbreite und des Durchmessers werden wir noch kennen lernen und wollen aber diese Größen in diesem Paragraphen als gegeben voraussetzen.

Das Wasserquantum, welches per Sekunde mit der Geschwindigkeit u_1 aus den Laufradkanälen austritt, ist Q. Damit nun diese Wassermenge wirklich austreten kann, muß die Summe der normalen Austrittsquerschnitte sämtlicher Laufradkanäle, welche wir mit Δ_1 bezeichnen wollen, folgenden Wert haben:

$$\Delta_1 = \frac{Q}{u_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 125)$$

Hierbei müssen wir die Schaufelzahl (resp. die Anzahl der Radkanäle) und die Schaufelstärke auch früher bestimmen.

Bedeutet s_1 die normale Weite der Radkanäle beim Austritt, σ_1 die Stärke der Laufradschaufeln und t_1 die Schaufelteilung (Schaufelentfernung) am mittleren Radumfang gemessen, so ergiebt sich aus Fig. 10 Tafel 7:

$$s_1 + \sigma_1 = t_1 \cdot \sin\gamma \text{ und daraus}$$

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 126)$$

Hierbei ist zu bemerken, daß bei der Bestimmung vom Durchmesser und der Radbreite Rücksicht genommen werden wird, daß γ einen passenden Wert erhält.

Je kleiner γ wird, um so kleiner wird auch w, also der Effektsverlust um so geringer, jedoch darf man nicht zu weit gehen, weil sonst der Durchmesser und die Kanalbreite (radiale Radbreite) größer werden müßten und man über gewisse normale Verhältnisse nicht hinausgehen sollte.

Bei zu kleinem Winkel γ werden die Kanäle so eng, daß sie durch vom Wasser mitgeführte Gegenstände, wie Laub, Äste, Gras u. s. w. leicht verstopft werden.

Man bringt allerdings vor jeder Turbine einen Rechen an; allein dies bewirkt einen Gefällsverlust, weshalb die Rechenstäbe nicht zu eng gestellt werden dürfen. Man giebt gewöhnlich 20 bis 30 mm Zwischenraum zwischen je zwei Stäben. Für die Stäbe eignet sich besonders hochkantig gestelltes Flacheisen von circa 6 bis 8 mm Stärke und 30 bis 50 mm Breite.

Der oben erwähnte Gefällsverlust wird auch durch Schiefstellung des Rechens verringert.

Rechen mit zu eng gestellten Stäben verstopfen sich sehr leicht und erfordern dann eine sehr aufmerksame und zeitraubende Bedienung.

Man kann zwar auch bei einem kleinen Winkel γ durch Anwendung einer kleinen Schaufelzahl noch eine entsprechende Weite s_1 der Laufradkanäle am Austritte erhalten, doch darf die Schaufelzahl erfahrungsgemäß nicht unter eine bestimmte Grenze gehen, wenn die Leistung der Turbine nicht durch mangelhafte Führung des Wassers beeinträchtigt werden soll.

Bei unreinem Gebirgswasser, namentlich wenn es durch Laubwaldungen herkommt, soll man auch bei großen Gefällen die Turbinenkanäle nicht unter 25 mm normaler Weite ausführen. Je kleiner das Gefälle ist, um so geringer ist natürlich auch die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad, um so leichter tritt also ein Verstopfen ein.

Aus dem oben Angeführten ersehen wir, daß die Wahl des Austrittswinkels, namentlich aber diejenige der normalen Weite der Kanäle am Austritt durch mancherlei Gründe beeinflußt werden kann, und daß es demzufolge unzulässig ist, Turbinen für verschiedene Wassermengen und Gefälle mit den nämlichen Schaufelverhältnissen zu bauen.

Ebenso ergiebt sich, daß der theoretisch auf jede beliebige Größe reduzierbare Austrittswinkel γ, sowie auch derjenige α, in der Wirklichkeit keineswegs beliebig klein angenommen werden kann, wenn nicht allerlei Unannehmlichkeiten, wie Betriebsstörungen u. dgl., den Vorteil der etwas bessern Ausnützung des Wassers bei Anwendung eines recht kleinen Schaufelwinkels mehr als ausgleichen sollen.

§ 24.

Die Schaufelzahl von Leit- und Laufrad.

Die Schaufelzahl läßt sich nicht gut auf theoretischem Wege ermitteln, sondern es ist dies eine Erfahrungssache.

Bezüglich der Wirkungsweise des Wassers müßte eine große Schaufelzahl günstig sein, weil das Wasser um so besser geführt, je weniger dick die einzelnen Wasserstrahlen sind.

Andererseits ist wieder einleuchtend, daß je mehr Schaufeln vorhanden sind, infolge der größern Fläche derselben die Reibungswiderstände beim Durchfluß des Wassers durch die Kanäle um so größer sind.

Es muß also auch hier wiederum eine Grenze geben, an welcher die Vorteile einer guten Wasserführung vermöge einer großen Schaufelzahl durch die Nachteile infolge vermehrter Reibung aufgehoben werden.

Diese Grenze durch Rechnung genau zu bestimmen, ist nicht möglich, es kann hier nur die Erfahrung maßgebend sein.

Eine zu große Schaufelzahl hat noch einen Uebelstand. Es gehen nämlich bei der Bewegung des Laufrades sämtliche Schaufeloberkanten während einer Umdrehung einmal unter jedem Leitradkanal vorbei.

Das aus den Leitkanälen ausfließende Wasser stößt nun mit der relativen Geschwindigkeit u gegen diese Schaufelkanten, und da dieselben in der Richtung des Stoßes keine Bewegung haben, so wird die ganze Geschwindigkeit der auf die Schaufelkanten zufließenden Wasserstreifen aufgehoben.

Je größer nun die Anzahl der Schaufeln des Laufrades ist, desto größer wird der durch diesen Aufprall verursachte Kraftverlust, welcher nur dadurch etwas vermindert werden kann, daß man die obern Enden der Laufradschaufeln zuschärft. Bei gußeisernen Schaufeln hat aber dieses Zuschärfen den Nachteil, daß die Schaufelenden an der Eintrittstelle sehr leicht ausbrechen und durch sandhaltiges Wasser allzu rasch ausgefressen werden.

Es läßt sich nie ganz vermeiden, daß kleine Äste oder sonstige Holzstücke in die Turbine gelangen, und da solche Körper mit großer Gewalt durch die Leitkanäle gepreßt werden, so müssen dieselben durch die unter den Leitkanälen vorübergehenden obern Laufradschaufelenden abgeschert werden.

Zugeschärfte Schaufelenden werden durch solche Vorkommnisse in kurzer Zeit beschädigt.

Dieses Ausbrechen ist für die Nutzleistung von großem Nachteil, indem die Stoßverluste dann oft schlimmer sind, als wenn von vorn herein keine Zuschärfung angewendet worden wäre.

Eine weitere Frage ist die, ob die Schaufelzahl in beiden Rädern gleich sein soll.

Früher (und teilweise auch noch jetzt) wurden die Leitschaufeln weiter auseinander gestellt als die Radschaufeln, indem die Wasserführung beim Leitrade nicht so gut zu sein braucht als beim Laufrad, indem es ja beim ersteren genügt, wenn das Wasser unter dem Winkel α austritt, während beim letzteren noch die Ablenkung eine wesentliche Rolle spielt. Jedoch wird das Verstopfen der Laufradkanäle, wenn deren Zahl größer ist als die der Leitkanäle, begünstigt indem manche fremde Körper wohl noch durch das Leitrad hindurchgehen, aber aus den engeren Öffnungen der Laufradkanäle nicht wieder herauskommen können.

Wenn nicht besondere Gründe vorhanden sind, wird man jetzt die Schaufelzahl gleich oder wenigstens nahezu gleich machen.

Bei Turbinen mit radial gestellten Schaufelkanten (ältere Konstruktion) soll die Schaufelzahl niemals ganz gleich sein, indem sonst sämtliche Leitradschaufelunterkanten und Laufradschaufeloberkanten sich in demselben Momente decken.

In dem Augenblicke, wo diese Deckung stattfindet, ist der Ausflußquerschnitt der Leitkanäle ganz frei, während, wenn keine Deckung stattfindet, durch die obern Laufradschaufelkanten der Ausflußquerschnitt der Leitkanäle verengt wird. Diese Verengung kann bis ungefähr $\frac{1}{10}$ des ganzen Querschnittes betragen.

Diese Zu- und Abnahme des freien Ausflußquerschnittes der Leitkanäle wiederholt sich während einer Umdrehung des Laufrades so oft, als ein Rad Schaufeln besitzt, wodurch Stöße und Störungen im Ausflusse des Wassers entstehen.

Diese Stöße, welche bei gleicher Schaufelzahl in beiden Rädern an allen Schaufeln gleichzeitig auftreten und sich daher summieren, werden einfach dadurch verteilt (d. h. es wird bewirkt, daß sie nicht gleichzeitig auftreten), wenn man einem der beiden Räder eine Schaufel mehr giebt, als dem andern.

Durch dieses einfache Mittel wird bewirkt, daß niemals mehr als ein Paar Schaufelkanten sich gleichzeitig decken und somit von einer Summierung der Stöße des Wassers infolge der plötzlichen Veränderung des totalen Ausflußquerschnittes nicht mehr die Rede sein kann.

Bedeutet t die Schaufelteilung (d. h. die Entfernung von Schaufel zu Schaufel) am mittlern Radumfang, i die Anzahl der Schaufeln eines Rades und D den mittlern Raddurchmesser, so folgt:

$$D \cdot \pi = t \cdot i \quad \text{und daraus}$$

$$i = \frac{D \cdot \pi}{t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 127)$$

Hierbei nimmt man für die Schaufelteilung je nach der Größe des Raddurchmessers zweckmäßig folgende Erfahrungswerte:

$$\left.\begin{array}{llllll}
\text{für } D = 3000 & \text{bis } 4000 \text{ mm} & \text{macht man} & t = 280 & \text{bis } 300 \text{ mm} \\
\text{„ } D = 2500 & \text{„ } 3000 \text{ „} & \text{„ „} & t = 230 & \text{„ } 280 \text{ „} \\
\text{„ } D = 2000 & \text{„ } 2500 \text{ „} & \text{„ „} & t = 200 & \text{„ } 230 \text{ „} \\
\text{„ } D = 1500 & \text{„ } 2000 \text{ „} & \text{„ „} & t = 180 & \text{„ } 200 \text{ „} \\
\text{„ } D = 800 & \text{„ } 1500 \text{ „} & \text{„ „} & t = 120 & \text{„ } 180 \text{ „}
\end{array}\right\} \quad . \; 128)$$

Die untere Grenze dieser Werte gilt für reines Wasser, die obere

jedoch, wenn das Wasser Stoffe mit sich führt, welche die Turbine leicht verstopfen. Für große Gefälle kann wegen der großen Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad die Teilung kleiner genommen werden als bei kleinen Gefällen.

Ein weiterer Grund, warum bei großen Gefällen die Teilung kleiner (resp. die Schaufelzahl größer) sein soll als bei kleinen Gefällen, ist der, daß die Strahlen bei großer Wassergeschwindigkeit dünner sein müssen, um gut geführt zu werden und zu starke Wirbel zu vermeiden.

Eingehende Versuche und Vergleichungen von Rädern mit verschiedener Schaufelzahl haben obige Werte der Teilung ergeben.

Wir haben bemerkt, daß man gut thut, bei radialen Schaufelkanten dem einen Rade eine Schaufel mehr zu geben als dem andern. Dies macht man bei der ältern Konstruktion, bei welcher die Schaufeln als Schraubenflächen gebildet werden. Bei der neuern Konstruktion, bei welcher die Schaufeln nicht mehr als Schraubenflächen, sondern auf andere Weise gekrümmt sind, macht man nur die eine oder gar keine Schaufelkante radial, wodurch sich die Unterkanten der Leitradschaufeln und die Oberkanten der Laufradschaufeln nur kreuzen, aber niemals vollständig decken können. Man kann also hier beiden Rädern die gleiche Schaufelzahl geben.

§ 25.

Die Verengung des Austrittsquerschnittes der Leitkanäle durch die Laufradschaufeln.

Wenn bei gleicher Zahl der Leitrad- und Laufradschaufeln die letzteren gerade unter ersteren stehen, so findet keine Verengung des Austrittsquerschnittes statt.

Bei der Fortbewegung wird jedoch, sobald sich die Schaufelkanten nicht decken, die Ausflußöffnung eines jeden Leitkanales um a c, siehe Fig. 12 Tafel 7, verengt.

Aus dem rechtwinkligen Dreieck a b c folgt

$$a\,c = a\,b \cdot \sin \alpha,$$

wobei aus Dreieck a b d sich $a\,b = \frac{\sigma}{\sin \beta}$ ergiebt. Es ist somit die Verengung eines Leitkanales:

$$a\,c = \frac{\sigma}{\sin \beta} \cdot \sin \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 129)$$

Für $\beta = 90^0$ wird

$$a\,c = \sigma \cdot \sin\alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad 129a)$$

Da nur während eines Augenblickes vollständige und teilweise Deckung der Schaufelkanten stattfindet, hingegen während des größten Teiles der Bewegung obige Verengung, so ist die mittlere Verengung nur sehr wenig geringer als obiger Wert, welchen wir daher an Stelle des Mittelwertes nehmen können.

Bedeutet bei ungleicher Schaufelzahl i diejenige des Leitrades und i_1 die Schaufelzahl des Laufrades, so beträgt die Verengung für den ganzen Umfang:

$$\frac{\sigma}{\sin\beta} \cdot \sin\alpha \cdot i_1 ,$$

weil ja i_1 Laufradschaufeln den Querschnitt verengen; es beträgt also die Verengung für nur einen Leitkanal:

$$\frac{\sigma}{\sin\beta} \cdot \sin\alpha \cdot \frac{i_1}{i} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 130)$$

Da für gewöhnlich die Schaufel beider Räder (wenn sie nicht gleich ist) nur um eins differiert, so können wir $\frac{i_1}{i} = \sim 1$ setzen.

Es ist also der in Rechnung zu bringende Austrittsquerschnitt einer Leitradzelle nicht $b \cdot s$ (wobei b die radiale Radbreite bedeutet), sondern es ist von s noch die Verengung infolge der Laufradschaufeloberkanten in Abrechnung zu bringen.

§ 26.

Der mittlere Durchmesser D einer Turbine.

Der mittlere Durchmesser einer Turbine ergiebt sich als das arithmetische Mittel zwischen dem äußern Durchmesser des innern und dem innern Durchmesser des äußern Radkranzes und es ist für dessen Bestimmung vom praktischen Standpunkte aus nur die Erfahrung maßgebend.

Der Durchmesser (unter welcher Bezeichnung wir immer den mittleren Durchmesser D verstehen wollen), hängt außer von der Größe der Winkel noch von der radialen Breite b ab.

Man soll den Durchmesser einer Turbine nicht zu klein machen, weil sonst die Größe des Effektes dadurch zu viel verringert wird; andererseits werden Turbinen mit größerem Durchmesser auch teurer, weshalb man den Durchmesser nicht größer wählen soll, als dies für eine gute Wirkung einer Turbine notwendig ist.

Der Durchmesser wird seiner Größe nach durch den Ausflußquerschnitt des Leitrades bedingt.

Der letztere aber ist wieder von Q und c abhängig und c wieder von H.

Wir wollen nun untersuchen, in welchem Verhältnisse der Durchmesser D zum Austrittsquerschnitt Δ steht.

Es ist aus Fig. 10 Tafel 7, wenn wir die Schaufeldicke vernachlässigen:

$$s = t \cdot \sin \alpha$$

oder (wenn b die Radbreite und i die Schaufelzahl bedeutet) beiderseits mit $b \cdot i$ multipliziert giebt

$$b \cdot i \cdot s = b \cdot i \cdot t \cdot \sin \alpha$$

und da $$b \cdot s \cdot i = \Delta$$

und $$i \cdot t = D \cdot \pi,$$

so folgt $$\Delta = D \cdot \pi \cdot b \cdot \sin \alpha.$$

Sind für eine andere Turbine mit gleichem Winkel α die Dimensionen D_x, b_x und Δ_x, so folgt

$$\Delta_x = D_x \cdot \pi \cdot b\,x \cdot \sin \alpha.$$

Durch Division der beiden letzten Gleichungen ergiebt sich:

$$\frac{\Delta}{\Delta_x} = \frac{D \cdot b}{D_x \cdot b_x}.$$

Ferner nehmen wir an, daß die Breite der Radkanäle in demselben Verhältnisse zunimmt, als der Durchmesser größer wird. Es ist also

$$\frac{D}{D_x} = \frac{b}{b_x}.$$

Wenden wir dies auf die vorherige Gleichung an, so ergiebt sich

$$\frac{\Delta}{\Delta_x} = \frac{D^2}{D_x^2} \text{ oder}$$

$$\sqrt{\Delta} : \sqrt{\Delta_x} = D : D_x.$$

Es ist daher der Durchmesser der Quadratwurzel aus dem Austrittsquerschnitt proportional, und wir erhalten allgemein:

$$D = a \cdot \sqrt{\Delta} = a \cdot \sqrt{\frac{Q}{c}} \quad \ldots\ldots \quad 131)$$

a ist ein Erfahrungskoeffizient, welcher je nach der Wassermenge und dem Gefälle verschieden anzunehmen ist.

Durch Vergleichung verschiedener ausgeführter guter Turbinen haben sich folgende mittlere Werte von a ergeben:

1) Ist $Q = 5$ bis 12 cbm, $H = 0{,}5$ bis 3 m, so nimmt man, wenn $\Delta > 1{,}5$ qm wird, $a = 2$ bis 2,5, also

$$D = 2 \cdot \sqrt{\Delta} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{\Delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 131')$$

Man erhält aber für diesen Fall sehr große Turbinen, welche man mit zwei und drei Kränzen ausführen muß, so daß es oft besser ist, zwei Turbinen einzubauen.

2) Ist $Q = 1$ bis 5 cbm, $H = 1{,}5$ bis 8 m, so nimmt man, wenn Δ nicht kleiner als 0,2 qm wird, $a = 2{,}5$ bis 3, also

$$D = 2{,}5 \cdot \sqrt{\Delta} \text{ bis } 3 \cdot \sqrt{\Delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 131'')$$

3) Ist $Q = 1$ bis 1,5 cbm, $H = 8$ bis 12 m, so ist, wenn Δ kleiner als 0,2 qm wird, $a = 3$ bis 4, also

$$D = 3 \cdot \sqrt{\Delta} \text{ bis } 4\sqrt{\Delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 131''')$$

Da bei diesen Turbinen der Durchmesser im Verhältnis zur Breite größer ist wie in den Fällen 1) und 2), so hat dies auch im Verhältnis eine geringere Umdrehungszahl zur Folge (was bei Turbinen mit so großen Gefällen notwendig ist), wodurch die Zapfen nicht so rasch abgenützt werden.

Wie die Erfahrung bestätigt hat, arbeitet eine zu kleine Turbine ungünstig. Man sollte daher keine Turbine mit geringerem Durchmesser als 800 bis 1000 mm bauen.

Bei einem Gefälle von mehr als ungefähr 12 m kann man, wenn nicht sehr viel Wasser vorhanden ist, wegen der großen Durchflußgeschwindigkeit (wodurch das Δ klein wird) keine Jonval-Turbinen bauen, weil dieselben zu klein ausfallen würden. Auch wäre infolge der großen Überdruckhöhe der Wasserverlust durch den Spalt ein sehr bedeutender.

In solchen Fällen baut man, wie wir noch sehen werden, eine Partial-Turbine.

§ 27.

Die Breite und Höhe der Räder einer Jonval-Turbine.

Die radiale Breite der Leitradkanäle einer Jonval-Turbine kann, wie in Fig. 10 Tafel 10 oben und unten gleich groß sein, oder man macht sie oben größer, um das Wasser besser einführen zu können.

Unter der Breite b wird jedoch immer die Breite an der Austrittsstelle verstanden.

Die Laufradbreite ist fast ausnahmslos überall gleich b_1.

Am zweckmäßigsten wäre es nun, $b_1 = b$ zu machen. In der Ausführung jedoch macht man wegen des seitlichen Schwankens des Laufrades

und Ungleichmäßigkeiten im Guß b_1 um 5 bis 10 mm größer als b, um dadurch ein richtiges Einfließen des Wassers in das Laufrad zu bewirken.

Wir haben bereits erwähnt, daß die Radbreite in einem bestimmten Verhältnisse zum Durchmesser steht, weshalb sich auch für einen gegebenen Durchmesser ein bestimmter Wert für die Radbreite ergiebt.

Je nach der Größe des Gefälles und der Wassermenge, also je nachdem man den Durchmesser nach Formel 131′, 131″ oder 131‴ berechnet, wählt man für die Radbreite zweckmäßig folgende Werte:

$$\left.\begin{array}{lll} 1) & \text{für } D = 2 \cdot \sqrt{A} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{A} \text{ wird } & b = 0{,}25\,D \text{ bis } 0{,}3\,D \\ 2) & \text{„ } D = 2{,}5 \cdot \sqrt{A} \text{ bis } 3\sqrt{A} \text{ „ } & b = 0{,}18\,D \text{ „ } 0{,}22\,D \\ 3) & \text{„ } D = 3 \cdot \sqrt{A} \text{ bis } 4 \cdot \sqrt{A} \text{ „ } & b = 0{,}17\,D \text{ „ } 0{,}2\,D \end{array}\right\} \quad 132)$$

Welchen Wert von b man innerhalb dieser Grenzen zu nehmen hat, hängt besonders von der Größe des Winkels α und auch von der Schaufelstärke ab und wird sich bei der genauen Berechnung eines jeden einzelnen Falles leicht ergeben.

Die oben angeführten Werte für die Breite sind die günstigsten, aber man kann, ohne daß der Nutzeffekt merklich darunter leidet, die Breite bis um circa $\frac{1}{4}$ ihres Betrages größer machen. Ebenso macht man bisweilen b auch etwas kleiner, als wie sich aus Formel 132 ergiebt.

Die Höhe h von Leit- und Laufrad einer Jonval-Turbine soll gleich groß gemacht werden.

Durch Vergleichung vieler Konstruktionen der renommiertesten Fabriken haben sich für die Radhöhe h folgende mittlere Werte ergeben:

$$\left.\begin{array}{l} \text{für } D \text{ bis } 1200 \text{ mm wird } h = 0{,}14\,D \\ \text{„ } D = 1200 \text{ bis } 2000 \text{ mm wird } h = 0{,}11\,D \text{ bis } 0{,}1\,D \\ \text{„ } D = 2000 \text{ bis } 3000 \text{ mm wird } h = 0{,}1\,D \text{ bis } 0{,}83\,D \end{array}\right\} \quad 133)$$

§ 28.

Numerische Werte der Schaufelwinkel α, β und γ.

Durch die vorstehenden Regeln über den Durchmesser und die Breite der Radkanäle sind auch die Winkel α, β und γ gegeben, indem jene Regeln nur unter Zugrundelegung bestimmter Werte dieser Winkel abgeleitet werden konnten.

Diese Winkelverhältnisse bedingen aber gleichzeitig den Reaktionsgrad, die Umfangsgeschwindigkeit v, die Ausflußgeschwindigkeit c, überhaupt den ganzen Charakter des Motors.

Der Verfasser hat eine große Anzahl Turbinen aus den verschiedensten Etablissements sowohl in Bezug auf den Reaktionsgrad als hinsichtlich der ganzen Konstruktionsverhältnisse, des relativen und absoluten Wasserweges und der Reibungsverhältnisse einer eingehenden Vergleichung unterworfen und kann die folgenden auch den obigen Regeln über den Durchmesser zu Grunde liegenden Winkelwerte als durchaus zweckentsprechend bezeichnen.

Den Winkel β nimmt man am besten gleich oder annähernd gleich 90°.

Der Winkel α soll dann je nach dem Durchmesser folgende Werte erhalten:

für $D = 2\sqrt{A}$ bis $2{,}5\sqrt{A}$ wählt man $\alpha = 20$ bis 24°
„ $D = 2{,}5\sqrt{A}$ „ $3\sqrt{A}$ „ „ $\alpha = 17$ „ 20°
„ $D = 3\sqrt{A}$ „ $4\sqrt{A}$ „ „ $\alpha = 15$ „ 17°.

Der Wert des Winkels γ ergiebt sich bei der speziellen Berechnung und wird beim Konstruieren nach den obigen Regeln gleich oder etwas kleiner als der Winkel α.

Dieser Winkel γ dient sozusagen als Korrektionsmittel der ganzen Konstruktion und kann, wenn man sich nicht sehr komplizierter Formeln bedienen will, nur durch Probieren auf seinen endgültigen numerischen Wert gebracht werden.

Bei den angegebenen Winkelverhältnissen wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $c = 0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ bis $0{,}78\sqrt{2\,g\,H}$. Der Überdruck oder die Reaktion erhält einen mittlern Wert; die Schaufeln erhalten eine nicht zu starke Krümmung, und es sind somit die Reibungsverluste nicht allzu bedeutend.

Es soll durch die Annahme der obigen Werte keineswegs gesagt sein, daß nicht andere Werte ebenso gute und zweckentsprechende Verhältnisse geben, wie denn überhaupt die ganzen Verhältnisse des Schaufelapparates innerhalb weiter Grenzen willkürlich gewählt werden können, ohne daß dies auf die Leistung des Motors einen merklichen Einfluß ausübt.

Wenn man die Berechnung der Reibung des Wassers an den Schaufelwänden so weit als thunlich durchführt, so findet man allerdings, daß ein etwas kleinerer Winkel β einen etwas kleineren Krümmungswiderstand verursacht, doch werden infolgedessen der Spaltenüberdruck und der dadurch bedingte Wasserverlust durch den Spalt vermehrt, so daß hinsichtlich des Wirkungsgrades es gleichgiltig ist, ob man z. B. für β den Wert 90° oder $90 + \frac{\alpha}{2}$ nimmt.

§ 27.

Die Widerstände im Leit- und Laufrad der Jonval-Turbine.

Wir haben bereits die Ausdrücke zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade der relativen Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeiten u und u_1 und der Umfangsgeschwindigkeit v abgeleitet.

Es geben indessen jene Formeln nur die theoretischen Werte der gesuchten Größen unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse, welche das Wasser auf seinem Wege durch die Turbine zu überwinden hat.

Die Nebenhindernisse sollen hier ihrem numerischen Werte nach bestimmt werden, wonach man alsdann in der Lage ist, die bisherigen Formeln einer Korrektur zu unterziehen, damit die Ergebnisse derselben der Wirklichkeit entsprechen.

Diese Nebenhindernisse bestehen nun:

1. In der Reibung des Wassers und im Krümmungswiderstand beim Durchfluß durch das Leitrad.
2. In den Stoßverlusten beim Aufprallen des Wassers an den Schaufelstößen bei seinem Eintritte ins Laufrad.
3. In der Reibung des Wassers im Laufrade.
4. Im Krümmungswiderstand beim Durchfluß durch das Laufrad.

a) Widerstand im Leitrade.

Auch im Leitrade hat das Wasser einen Krümmungswiderstand zu überwinden; doch ist es einfacher, den ganzen Widerstand (Gefällverlust), welchen das Wasser bis zu seinem Austritt aus den Leitkanälen erleidet, durch einen einzigen Koefficienten auszudrücken, welcher dann als Ausflußkoefficient (Geschwindigkeitskoefficient) figuriert.

Es handelt sich also um die Frage, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser aus dem Leitrade ausfließt, oder mit andern Worten, mit welchem Koefficienten k die theoretische Ausflußgeschwindigkeit c (nach Formel 120) multipliziert werden muß, um die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit zu erhalten.

Vorerst muß erwähnt werden, daß nach unserer Voraussetzung (und wie allgemein im Turbinenbau üblich ist) die untern Enden der Leitkanäle parallel gerichtet sind und somit keine Kontraktion des ausfließenden Wassers stattfinden kann.

Die Leitkanäle sind ferner immer so geformt, daß sie keine plötzliche

Veränderung des Querschnittes aufweisen, so daß der letztere ganz allmählich von oben nach unten abnimmt.

Man hat es somit hier in Bezug auf die Form des Ausflußkanales mit einem sehr günstigen Falle zu thun.

Für einen derart geformten Ausflußkanal mit ganz glatt polierten Wänden ist die Ausflußgeschwindigkeit gleich 0,96 bis 0,975 der theoretischen $\sqrt{2\,g\,H}$ zu nehmen.

Da nun ein Turbinenkanal nicht glatt poliert ist, vielmehr eine ziemlich rauhe Fläche bildet, so wird es nicht unrichtig sein, für den Ausfluß aus einem Turbinenrade einen etwas kleineren Koefficienten k anzunehmen; z. B. $k = 0{,}95$ für Räder mit gegossenen Schaufeln.

Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade ist somit

$$0{,}95\,c,$$

d. h. es fließt das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, welche um 5 Prozent kleiner ist als die theoretische.

Man würde sich indessen täuschen, wenn man glauben wollte, daß infolgedessen die Nutzleistung der Turbine in allen Fällen ebenfalls bloß um 5 Prozente kleiner werde.

Die lebendige Kraft einer Wassermasse ist nämlich dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional und es verhält sich somit die Leistungsfähigkeit des Wassers bei der wirklichen Ausflußgeschwindigkeit zu derjenigen, welche es bei der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ haben würde, wie

$$0{,}95^2 : 1 \text{ oder wie } 0{,}9 : 1.$$

Eine Turbine, bei welcher das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ aus dem Leitrade fließen soll, verliert also durch diese Verminderung der Ausflußgeschwindigkeit c von 5 Prozent volle 10 Prozente an der Nutzleistung.

Bei ganz glatten Leitkanälen aus Eisenblech wird der Ausflußkoefficient k etwas größer, keinesfalls aber größer als 0,96 bis 0,97.

Der Verlust an Nutzleistung ist daher hier für alle Turbinen mit $c = \sqrt{2\,g\,H}$ (Aktions-Turbinen)

$$1 - 0{,}97^2 = 0{,}06 \text{ oder } 6 \text{ Prozente},$$

und es muß dieser Verlust als das Minimum des überhaupt möglichen bezeichnet werden, wie er auch im allergünstigsten Falle selbst bei kleineren Turbinen mit ganz glatten Blechschaufeln und sorgfältigstem Verputz der Seitenkränze niemals kleiner erlangt werden könnte.

In der Regel wird dagegen dieser Austrittsverlust aus dem Leitrade namentlich bei größern Turbinen mit $c = \sqrt{2gH}$ nicht unter 6 bis 8 Prozent des Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen.

Dieses Ergebnis stimmt auch mit den direkten Versuchen überein, welche Weißbach über den Widerstand des Wassers beim Durchfluß durch Turbinenräder angestellt hat, und bei welchen sich der Druckhöhenverlust zu 5 bis 10 Prozent ergeben hat.

Der Verlust würde also hier im Mittel $7\frac{1}{2}$ Prozent der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen, wenn c gleich ist der Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$, wie dies bei den Aktions-Turbinen der Fall ist.

Bei dem Reaktionsgrade $c = 0{,}7\sqrt{2gH}$ ist die Druckhöhe $\frac{c^2}{2g}$ bei Jonval-Turbinen dem halben Gefälle gleich (also mittlere Reaktion) und es wird somit der obige Druckhöhenverlust im Leitrade nur 5 bis 10 Prozent von dem halben Gefälle, d. h. nur 2,5 bis 5 Prozent des ganzen Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen.

Man ersieht daraus, daß dieser Austrittsverlust für das Leitrad um so kleiner wird, je kleiner c, d. h. je größer der Reaktionsgrad oder der Überdruck ist.

Bei einer nahezu mit voller Aktion arbeitenden Turbine (wo $c = 0{,}9 \cdot \sqrt{2gH}$ bis $0{,}95\sqrt{2gH}$ ist) wird dieser Verlust im Leitrade nahezu doppelt so groß als bei unserm Reaktionsgrade $c = 0{,}7\sqrt{2gH}$.

Um diesen Druckhöhenverlust bis zum Austritt aus dem Leitrade noch auf anderm Wege zu bestimmen, soll derselbe im Nachfolgenden für eine Turbine mit mittlern Verhältnissen berechnet werden.

Die Dimensionen der Turbine sind: Mittlerer Durchmesser 2000 mm, Gefälle 4500 mm, Schaufelteilung circa 200 mm, Breite der Kanäle = 400 mm, Winkel $\alpha = 16^0$ normale Weite der Leitkanäle am Austritt 50 mm, Anzahl der Schaufeln oder Kanäle $i = 30$.

Wie aus Tafel 8 ersichtlich ist, beträgt die mittlere Länge der Leitkanäle ungefähr das Doppelte der Teilung, also 400 mm und es haben die Kanäle auf der untern Hälfte dieser Länge nahezu dieselbe normale Weite, während die letztern in der obern Hälfte dieser Länge sehr verschieden ist.

Wie die normalen Weiten, verhalten sich umgekehrt die Durchflußgeschwindigkeiten des Wassers. Wir wollen daher hier, um den Reibungsverlust möglichst genau zu erhalten, denselben für die untere und obere

Hälfte der Leitkanäle besonders berechnen und dabei die Reibungskoefficienten annehmen, welche Weißbach als mit zahlreichen Versuchen übereinstimmend für gewöhnliche Rohrleitungen angiebt.

Sei nun bei einem Rohre von rechteckigem Querschnitt b die Breite dieses Querschnittes, s die Höhe, l die Länge des Rohres und f der Reibungskoefficient, welcher den Druckhöhenverlust angiebt, v die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, so ist der Verlust an Druckhöhe gleich

$$f \cdot l \cdot \frac{b+s}{2bs} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Für die untere Hälfte unseres Leitkanales ist $l = 200$ mm; $b = 400$ mm; $s = 50$ mm; $c = 0{,}7\sqrt{2gH} = 6{,}57$ m, also auch $v = 6{,}57$ m.

Für die Geschwindigkeit $v = 6{,}5$ m wird nach Weißbach der Koefficient $f = 0{,}018$ und somit der Verlust an Druckhöhe für jeden Leitkanal gleich

$$0{,}018 \cdot 0{,}2\,\frac{0{,}4+0{,}05}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 05} \cdot \frac{6{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}083 \text{ m},$$

dies ist $\frac{1}{54}$ des ganzen Gefälles oder circa 2 Prozente.

Die Turbine hat 30 Leitkanäle und es ist nun die Frage, ob die Anzahl der Kanäle einen Einfluß auf die Reibungshöhe hat, oder ob Letztere unabhängig von dieser sei.

Das letztere muß unbedingt bejaht werden. Es ist im obigen Beispiele für jeden einzelnen Leitkanal die Verlusthöhe der Reibung 0,083 m und da jeder Leitkanal mit der auf ihm ruhenden Wassersäule ein separates System bildet, so ist auch die Verlusthöhe für alle diese einzelnen Systeme nicht größer als 0,083 m, worüber gar kein Zweifel obwalten kann.

In einem bekannten Werke ist die Reibungshöhe um das ifache zu groß angegeben, wenn i die Anzahl der Radkanäle beträgt.

Daselbst wird die Widerstandshöhe der Reibung (der Gefällverlust) für i Turbinenkanäle zu

$$i \cdot f \cdot \frac{l \cdot (b+s)}{2 \cdot b \cdot 3} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

angegeben und dabei die Multiplikation mit i besonders betont.

Dies ist ein Irrtum, denn diese Widerstandshöhe ist für alle Kanäle nur gleich

$$f \cdot l \cdot \frac{b+s}{2 \cdot b \cdot s} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Die Unrichtigkeit der Formel im oben erwähnten Werke kann durch ein numerisches Beispiel sogleich vor Augen geführt werden, wenn man die Werte unserer vorliegenden Turbine in dieselbe einsetzt. Man erhält

dann als Gefällverlust durch die Reibung in der untern Hälfte unserer Leitkanäle

$$30 \cdot 0{,}083 = 2500 \text{ mm},$$

d. h. mehr als die Hälfte des Gefälles.

Der Verlust in der übrigen Hälfte des Leitkanales, sowie derjenige im Laufrade würde mit dem gefundenen zusammen mehr als das Gefälle selbst betragen.

Nun wollen wir in unserer Rechnung fortfahren. Den Gefällverlust in der untern Hälfte der Leitkanäle haben wir zu circa 2 Prozent, nämlich zu 0,083 m gefunden.

Der Gefällverlust in der obern Hälfte der Leitkanäle wird infolge der größern Weite, d. h. kleinern Durchflußgeschwindigkeit, geringer. Die Durchflußgeschwindigkeit ist am Ende der obern Hälfte der Leitkanäle wie oben gleich 6,57 m, dagegen beim Eintritt in die Leitkanäle im Verhältnis von $50/200 = \frac{1}{4}$ kleiner oder gleich 1,64 m.

Die mittlere Geschwindigkeit ist daher $\frac{6{,}57 + 1{,}64}{2} = 4{,}1$ m und es wird somit der Gefällverlust gleich

$$0{,}018 \cdot 0{,}4 \frac{0{,}4 + 0{,}125}{2 \cdot 04 \cdot 0{,}125} \cdot \frac{4{,}1^2}{2 \cdot 9{,}8} = 0{,}0324 \text{ m}.$$

Dies ist circa 0,7 Prozent des Gefälles.

Der totale Verlust im Leitrade infolge der Reibung ist somit $= 2 + 0{,}7 = 2{,}7$ Prozente des totalen Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft.

Hierzu kommt noch der Knieröhrenwiderstand, welcher infolge der kleinen Geschwindigkeit am Anfang der Kanäle (wo die Krümmung ist) sehr unbedeutend wird und nicht über $^1/_3$ Prozent betragen wird.

Ebenso verursacht das Aufprallen des Wassers auf die Schaufelkanten beim Eintritt des Wassers in das Leitrad einen kleinen Gefällverlust, welcher folgenderweise bestimmt werden kann.

Die Schaufelteilung ist 200 mm; die Breite der Schaufelstöße sei 12 mm, d. h. $^1/_{16}$ der Teilung. Obwohl nun die obern Kanten der Schaufeln abgerundet werden, so erleidet das Wasser beim Eintritt in das Leitrad eine so rasche Geschwindigkeitsänderung (man betrachte die Schaufelschnitte Tafel 8), daß man nicht sehr viel fehlen wird, wenn man annimmt, daß die Geschwindigkeit der unmittelbar vor den Schaufelstößen befindlichen Wasserstreifen aufgehoben wird.

Die Geschwindigkeit an der Eintrittstelle in das Leitrad ist 1,6 m, welcher eine Druckhöhe von 0,13 m entspricht.

Es wird also auf $^1/_{16}$ der Länge einer jeden Schaufelteilung das Gefälle um 0,13 m vermindert, und wenn man nun annimmt, daß sich diese Gefällverminderung auf die ganze Länge der Teilung gleichmäßig zerteile, so wird dieselbe für den Einlauf in das ganze Leitrad gleich

$$\frac{0{,}13}{16} = 0{,}008 \text{ m}$$

oder nicht ganz $^1/_5$ Prozent des ganzen Gefälles.

Unsere Rechnung ergiebt somit für die vorliegende Turbine folgende Gefällverluste bis zum Austritt aus den Leitkanälen:

1. Reibungshöhe des Wassers in der untern Hälfte der Leitkanäle . . . . . 0,083 m
2. Reibungshöhe des Wassers in der obern Hälfte der Leitkanäle . . . . . 0,0324 m
3. Stoßverlust durch die Schaufelkanten an der Eintrittstelle in die Leitkanäle . . . . . 0,0080 m
4. Krümmungswiderstand . . . . . 0,0150 m

Totaler Gefällverlust im Leitrade = 0,1384 m

oder circa 3 Prozente des Gefälles von $4^1/_2$ m.

Dagegen muß hervorgehoben werden, daß die Reibungsverluste mit dem Quadrate der Geschwindigkeit zunehmen, also bei höherem Gefälle dem absoluten Werte nach größer werden; in Prozenten des Gefälles ausgedrückt aber allerdings gleich groß bleiben.

So wird z. B. für unsere Turbine bei 10 m Gefälle die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade circa gleich $0{,}7\sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 10} = 0{,}7 \cdot 14 = 9{,}8$ m und der Gefällverlust in der untern Hälfte der Leitkanäle gleich

$$0{,}018 \cdot 0{,}4 \frac{0{,}4 + 0{,}05}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}05} \cdot \frac{9{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}181 \text{ m},$$

d. h. in demselben Verhältnis größer als das Gefälle größer ist.

Dies wird man nach einiger Überlegung auch ohne Rechnung finden, denn da die Ausflußgeschwindigkeit mit der Wurzel aus dem Gefälle, die Reibung dagegen mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, so bleibt der Gefällverlust, durch die Reibung in Bruchteilen des Gefälles ausgedrückt, jederzeit konstant.

Ein 4mal größeres Gefälle verursacht $\sqrt{4} = 2$mal größere Ausflußgeschwindigkeit und letztere verursacht $2^2 = 4$mal größere Reibung, dem absoluten Werte nach also einen gleich großen Verlust in Prozenten.

Die Gefällverluste durch die Reibung und Stöße in den Turbinenrädern sind also in Prozenten ausgedrückt für die verschiedensten Gefälle gleich groß, also konstant.

Dagegen ändern sich diese Verluste mit dem Reaktionsgrade oder mit dem Werte der Ausflußgeschwindigkeit c.

Eine Turbine mit kleinem Überdrucke (geringer Reaktion) verursacht einen größern Gefällverlust im Leitrade, dagegen einen kleinern im Laufrade, weil im letztern die relative Geschwindigkeit u kleiner wird.

Eine Turbine mit großem Überdrucke (starker Reaktion) verursacht einen kleinern Reibungsverlust im Leitrade, dagegen aber einen größern im Laufrade, weil im letztern in diesem Falle die relative Geschwindigkeit u größer wird als bei geringem Überdrucke.

Es folgt daraus:

Die Gefällverluste sind bei Turbinen mit den verschiedensten Reaktionsgraden ungefähr gleich groß; denn um den Betrag, als in einem Falle der Verlust im Leitrade kleiner wird, wächst derselbe im Laufrade und umgekehrt.

b. Stoßverluste beim Eintritt des Wassers in das Laufrad.

Das Vorübergehen der Laufradschaufeln vor den offenen Leitkanälen verursacht einen Stoßverlust durch die plötzliche Verengung der normalen Austrittsquerschnitte des Leitrades.

Ist a b Tafel 7 Fig. 12 die auf dem mittlern Radumfange in der Spaltenebene gemessene Breite eines Schaufelstoßes, so ist $a c = a b \cdot \sin \alpha$ (Projektion von a b auf den normalen Austrittsquerschnitt des Leitrades) die Verengung des normalen Ausflußquerschnittes eines jeden Kanales.

Wenn nun auch die wirkliche mittlere Verengung der Leitkanäle während der Drehung des Laufrades etwas kleiner ist als a c, insoweit diese Verengung für die ausfließende Wassermenge in Betracht kommt, so verursacht doch der plötzliche Wechsel in der Größe der Verengung solche Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers, daß man einen nur höchst unbedeutenden Fehler begeht, wenn man annimmt, daß die Geschwindigkeit des auf jede Schaufelkante treffenden Wasserstreifens durch den Aufprall ganz aufgehoben wird, was auch durch die kurz verlaufende Abrundung der obern Schaufelkante nicht verhindert werden kann, wenigstens nicht in so erheblichem Maße, daß nicht anderweitige Unregelmäßigkeiten und Störungen die Verminderung des Stoßverlustes aufwiegen.

Damit sind nun die Daten zur Berechnung dieses Stoßverlustes

gegeben, und wir wollen für die Durchführung derselben wieder unsere obige Turbine in Abschnitt a) dieses Paragraphen zu Grunde legen.

Die normale Weite eines Leitkanales ist 50 mm; die Schaufeldicke an der obern Schaufelkante des Laufrades 12 mm; also die Länge a b (da Winkel β gleich oder nahezu gleich 90°) ebenfalls 12 mm und daraus folgt die Verengung a c (bei einem Winkel $\alpha = 16°$)

$$a\,c = a\,b \cdot \sin\alpha = 12 \cdot \sin 16° = 12 \cdot 0275 = 3{,}3 \text{ mm}.$$

Dies ist $\frac{3{,}3}{50} = 0{,}066 = 6{,}5$ Prozent der totalen normalen Weite der Leitkanäle.

Die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade ist 6,57 m und es geht somit für den 3,3 mm dicken Wasserstreifen jedes Leitkanales eine Druckhöhe von

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{6{,}57^2}{2 \cdot 9{,}81} = 2{,}15 \text{ m}$$

verloren.

Verteilt man diesen Druckhöhenverlust (rücksichtlich der raschen Bewegung der störenden Schaufelkanten) auf den ganzen Ausflußquerschnitt, so wird der Gefällverlust durch die Stöße auf sämtliche Schaufelkanten der Turbine (resp. des Laufrades) gleich

$$2{,}15 \cdot \frac{3{,}3}{50} = 0{,}142 \text{ m}$$

oder circa 3 Prozent des totalen Gefälles von 4,5 m oder 3 Prozente des theoretischen Effektes der Wasserkraft.

Auch hier ist der Effektverlust dem Quadrate der Geschwindigkeit oder dem einfachen Gefälle proportional und es gilt daher auch von diesen Stoßverlusten die Regel, daß der Verlust bei großen und kleinen Gefällen unter sonst gleichen Umständen derselbe bleibt, wenn man ihn in Prozenten des totalen Gefälles oder des theoretischen Effektes der Wasserkraft ausdrückt.

Dagegen ist hier darauf aufmerksam zu machen, daß dieser Verlust um so größer ausfällt, je größer die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade ist, d. h. je mehr eine Turbine mit Aktion arbeitet oder je kleiner der Überdruck ist.

In der That wird bei einer reinen Aktions-Turbine von den oben erwähnten Dimensionen dieser Verlust gerade doppelt so groß als für unsere obige Turbine mit $c = 0{,}7\sqrt{2gH}$ ausfallen, weil die diesem letztern Werte entsprechende Druckhöhe genau nur die Hälfte des ganzen Gefälles beträgt.

Da, wie unter a) dieses Paragraphen erörtert wurde, die Summe der Reibungswiderstände im Leit- und Laufrad einer Turbine für alle Werte von c, d. h. für alle die verschiedenen Reaktionsgrade ungefähr gleich groß ausfällt, so folgt daraus, daß nur der vorliegende Stoßverlust bei Aktions-Turbinen größer wird als bei Reaktions-Turbinen und es haben aus diesem Grunde manche Theoretiker die Aktions-Turbinen ihrem Werte nach weit unter die Reaktions-Turbinen gesetzt.

Wir werden aber später sehen, daß andere Vorteile der Aktions-Turbinen den kleinen Nachteil des größern Stoßverlustes beim Eintritt in das Laufrad mehr als aufwiegen und daß es überhaupt unrichtig ist, Turbinensysteme mit so gänzlich verschiedenen Eigenschaften nach so kleinen Differenzen beurteilen resp. auf so nebensächliche Anhaltspunkte gestützt miteinander vergleichen zu wollen.

c. Widerstand im Laufrade.

Ähnlich wie im Leitrade erleidet das Wasser beim Durchfluß durch das Laufrad einen Reibungswiderstand und einen Krümmungswiderstand. Nach unsern bisher angenommenen Konstruktionsverhältnissen wird die Schaufelung des Leitrades ganz oder sehr nahe gleich derjenigen des Laufrades und es fallen daher auch die Reibungswiderstände in beiden Rädern gleich groß aus, weil die mittlere relative Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad gleich ist der mittlern Geschwindigkeit des Wassers im Leitrade.

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus der Turbinenkammer in die Leitkanäle einfließt, ist nach unsern Konstruktionsverhältnissen ganz oder doch immer sehr annähernd dieselbe, mit welcher das Wasser seinen relativen Weg im Laufrade beginnt.

Es folgt dies schon daraus, daß beide Kanäle (im Lauf- und Leitrade) denselben normalen Querschnitt haben und daß durch beide ein und dieselbe Wassermenge hindurchfließt.

Es ist nach unsern Konstruktionsverhältnissen zwar keineswegs eine Bedingung, daß die Schaufelung des Leit- und Laufrades ganz dieselbe sein müsse, nur ist es, da keinerlei Grund für eine verschiedene Anordnung beider Räder vorhanden ist, am natürlichsten, die beiden Räder gleich zu halten.

Eine kleine Abweichung nach dieser oder jener Richtung hat auch auf die Reibungswiderstände nicht den geringsten nennenswerten Einfluß und es können daher bei unsern Jonval-Turbinen mit $c = 0{,}7\sqrt{2gH}$ die

Reibungsverluste in beiden Rädern jederzeit als durchaus gleich angenommen werden.

Dieser Verlust wurde oben zu circa drei Prozent des Gefälles oder des totalen (theoretischen) Effektes der Wasserkraft bestimmt.

d. Die Summe der sämtlichen passiven Widerstände beim Durchflusse des Wassers durch die Turbine.

Man kann sich nach der Feststellung der sämtlichen Widerstände beim Wasserdurchfluß durch das Leit- und Laufrad einer Jonval-Turbine noch die Frage vorlegen, ob außer den betrachteten Hindernissen nicht noch anderweitige Umstände eine Verminderung der Durchflußgeschwindigkeiten verursachen müssen.

Z. B. könnte man denken und findet dies öfter ausgesprochen, daß die wirbelnden Bewegungen (innern Bewegungen) der durch die Turbine fließenden (bei großen Gefällen sprühenden) Wassermassen eine Verminderung an lebendiger Kraft repräsentieren müssen.

Diese Anschauungsweise ist aber nach den Prinzipien der Mechanik insofern nicht richtig, als durch solche innere Bewegungen (Ortsveränderungen in einem System zusammenhängender Körper) keine Verschiebung des Schwerpunktes vom ganzen Systeme stattfindet und daher die lebendige Kraft des in Bewegung befindlichen Systemes dieselbe bleiben muß.

Die Reibung hindert an einer Stelle das Wasser in seiner Bewegung; es findet Gefällverlust und somit Verlust an lebendiger Kraft der Wassermasse statt. Diese Arbeit muß sich irgendwie äußern und kann nur in schwingende Bewegung der Massen übergehen und zwar entweder in schwingende Bewegung der kleinsten Teilchen, d. h. in Vibrationen. Beim Wasser gehn solche Vibrationen infolge der leichten Verschiebbarkeit der Moleküle in Bewegungen über, d. h. es wirbeln die einzelnen Teilchen des Wassers nach allen Richtungen durcheinander, während doch die ganze Masse als kompakter Strahl sich nach einer Richtung mit großer Geschwindigkeit fortbewegt.

Die innern Bewegungen einer Wassermasse sind also eine Folge von bereits anderswo zu Tage getretenen und nicht eine Ursache von neuen Effektverlusten; und ob in einer nach einer bestimmten Richtung sich bewegenden Wassermasse innere Bewegungen vorkommen oder nicht, kann der lebendigen Kraft dieser Masse keinerlei Eintrag thun.

Nach diesen Bemerkungen mögen die sämtlichen Gefällverluste beim Durchfluß durch die Turbine noch einmal zusammengestellt werden.

Es ergiebt sich:

1. Stoßverlust an den Schaufelkanten beim Eintritt in das Leitrad . .	$1/5$	bis	$1/3$	%	d. Gefälles,
2. Reibung des Wassers im Leitrade .	$3\,1/2$	„	$4\,1/2$	„	„ „
2. Krümmungswiderstand im Leitrade .	$1/3$	„	$1/2$	„	„ „
4. Stoßverlust an den Radschaufelkanten	$2\,1/2$	„	$3\,1/2$	„	„ „
5. Reibung im Laufrade	$3\,1/2$	„	$4\,1/2$	„	„ „
6. Krümmungswiderstand im Laufrade	$1/3$	„	$1/2$	„	„ „
Summe sämtlicher Verluste an Gefälle circa	$10\,1/2$	bis	14	%	

Bei den meisten Jonval-Turbinen entsteht noch ein weiterer kleiner Gefällverlust durch folgenden Umstand:

Die Schaufelkanten nehmen am obern Ende des Laufrades (man sehe z. B. Tafel 8 bei ganz oder annähernd gleicher Schaufelzahl des Leit- und Laufrades einen kleinern Teil des Radumfanges ein als die Schaufelkanten des Leitrades und es ist infolgedessen der Querschnitt der Laufradkanäle am Eintritt zu groß und zwar in der Regel um $1/20$ bis $1/25$ der richtigen Weite.

Infolgedessen wird, wie aus den eingeschriebenen berechneten Werten von u (Tafel 8) ersichtlich ist, die relative Geschwindigkeit im obersten Teile der Laufradkanäle kleiner (in Fig. 4, $u = 0{,}225\sqrt{2\,g\,H}$) als die wirkliche relative Geschwindigkeit ($u = 0{,}25\sqrt{2\,g\,H}$), welche aus der Konstruktion des ganzen Schaufelapparates resultiert.

Diese Verminderung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit bildet einen Gefällverlust (das Wasser, welches das Bestreben hat, mit $u = 0{,}25\sqrt{2\,g\,H}$ in das Laufrad einzutreten, stößt gegen das sich nur mit $u = 0{,}225\sqrt{2\,g\,H}$ bewegende Wasser), welcher zwar nicht groß ist, aber immerhin wieder $1/3$ bis $1/2$ Prozent des ganzen Gefälles beträgt.

§ 30.

Effektverlust infolge der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w.

Bei jeder Turbine verläßt das Wasser das Laufrad mit einer gewissen absoluten Geschwindigkeit w, Fig. 10 Tafel 7, welche um so kleiner wird, je kleiner der Winkel γ ist, welchen die Schaufeln mit der untern Ebene des Laufrades bilden.

Je kleiner aber dieser Winkel ist, um so größer muß die Turbine werden, um den nötigen Querschnitt für den Ausfluß des Wassers zu erhalten, und um so kostspieliger fällt der Motor aus.

Außerdem sind es noch andere Gründe, die die Vorteile eines zu kleinen Winkels γ illusorisch machen würden.

Einerseits wird mit abnehmendem Winkel γ vermöge des ganzen Zusammenhanges im Schaufelapparate auch der Winkel α kleiner und die Umfangsgeschwindigkeit größer.

Andererseits wird die Reibungsfläche des Wassers mit den abnehmenden Winkeln γ und α größer und es ist leicht einzusehn, daß man bei der Wahl der Winkel α und γ nicht unter eine bestimmte Grenze gehn darf, wenn die hieraus resultierenden Nachteile den Vorteil der kleinern absoluten Geschwindigkeit w nicht mehr als aufwiegen sollen.

Die Erfahrung hat diese Schlußfolgerung in jeder Hinsicht bestätigt.

Bei den angegebenen Konstruktionsverhältnissen wird die absolute Ausflußgeschwindigkeit w gleich $^1/_5$ bis $^1/_{3,5}$ des theoretischen, dem Gefälle entsprechenden Wert $\sqrt{2\,g\,H}$ und es kann derselbe bei ganz kleinen Turbinen (ganz großen Gefällen) bis $^1/_6\sqrt{2\,g\,H}$ betragen.

Bei größeren Turbinen dagegen ist der Wert $w = {}^1/_5 \cdot \sqrt{2\,g\,H}$ als die unterste Grenze zu betrachten, unter welche man nicht gehn sollte.

Dabei wird die Größe der Winkel α und γ ungefähr 16 bis 17°.

Die absolute Geschwindigkeit w repräsentiert in ihrer Druckhöhe einen Bruchteil des Gefälles, welcher für die Turbine gänzlich verloren geht.

Dieser Gefällverlust ist gleich

$$\frac{w^2}{2\,g}.$$

Da nach unsern Konstruktionsverhältnissen w in der Regel circa $^1/_4\sqrt{2\,g\,H}$ wird, die lebendige Kraft aber mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst, so ist der Effektverlust, welchen w verursacht, $^1/_4{}^2 = {}^1/_{16}$ oder 6 Prozente des theoretischen Effektes der Wasserkraft.

Bei der im vorigen Paragraphen den Berechnungen zu Grunde gelegten Turbine ist $\sqrt{2\,g\,H} = 9{,}4$ m; es wird also bei derselben die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser das Rad in genau achsialer (senkrechter) Richtung verläßt $= {}^1/_4 \cdot 9{,}4 = 2{,}35$ m. Diese Geschwindigkeit ist also immerhin eine bedeutende und man hat daher schon allerlei Mittel vorgeschlagen, welche dazu dienen sollen, den dieser Geschwindigkeit entsprechenden Bruchteil des absoluten Effektes der Wasserkraft nützlich zu verwerten.

Leider ist dies nur mit einem großen Aufwande von Mitteln möglich, d. h. es fallen diese Vorrichtungen so kompliziert aus, daß ihnen aller und jeder praktische Wert abgeht.

Dagegen ist dieser durch w repräsentierte Bruchteil der Wasserkraft von der Firma Nagel & Kämp in Hamburg in recht sinnreicher Weise dazu benutzt worden, die Turbine zu regulieren, resp. durch das mit der Geschwindigkeit w ausfließende Wasser die Bewegung einer regulierenden Schützenvorrichtung bewirken zu lassen.

§ 31.

Der Wasserverlust durch den Spalt.

Damit das Laufrad während seiner Drehung nicht am Leitrade reibe, muß zwischen beiden ein Zwischenraum sein, welcher zwar möglichst klein, aber immerhin groß genug sein soll, um den Unvollkommenheiten der Ausführung Rechnung zu tragen.

Nach den Beobachtungen des Verfassers ist der Wasserverlust durch den Zwischenraum zwischen Lauf- und Leitrad (den sogenannten Spalt) in der Regel größer als man denselben zu schätzen geneigt ist.

Es ist zwar üblich, den Spalt von Turbinen mittlerer Größe auf der Zeichnung nicht größer als 2 mm anzunehmen. Allein wenn auch eine genaue abgedrehte Turbine nicht mehr als circa 1 mm schwanken darf, so kommt es dennoch selten vor, daß die aufgekeilte Turbine weniger als 2 bis $2^1/_2$ mm schwankt und in der Regel beträgt dieses Schwanken nach einigem Gebrauche noch mehr, nämlich 3 bis $4^1/_2$ mm, wenn die Lager und Pfanne etwas ausgelaufen sind.

Aber auch abgesehn vom Schwanken ist es erklärlich, daß die Spalte nach und nach größer wird, da das Laufrad mit der Welle nach Maßgabe der Zapfenabnutzung sich senkt und es wird in der Regel eben die vergrößerte Spalte nicht reduziert, bis hierzu ganz dringende Gründe vorliegen.

Man wird sehr wenig fehlen, wenn man für den normalen Betrieb die Spaltenhöhe nicht kleiner als zu 0,0015 D. annimmt.

Dies giebt z. B. für unsere Turbine von 2 m mittlerm Durchmesser eine Spaltenhöhe von 3 mm. Dieselbe kleiner zu rechnen, wäre Selbsttäuschung.

Die Spaltenüberdruckhöhe ist gleich dem Gefälle H vermindert um die Druckhöhe, welche der Ausflußgeschwindigkeit c entspricht, mit welcher das Wasser aus den Leitkanälen ausfließt; also gleich

$$H - \frac{c^2}{2g}.$$

Dieser Spalten-Überdruck treibt das Wasser nach innen und nach außen zwischen den Kränzen des Leit- und Laufrades zur Spalte heraus und man findet somit den Wasserverlust durch den Spalt, indem man den durch die innere und äußere Spalte gebildeten Querschnitt mit der Geschwindigkeit multipliziert, welche dem Spaltendrucke entspricht, das Produkt aber noch mit einem Ausflußkoefficienten multipliziert, welcher letztere zu circa 0,7 bis 0,8 angenommen werden kann.

Bei unserer Turbine von 2000 mm mittlerm Durchmesser und 400 mm Breite der Kanäle beträgt der äußere Durchmesser 2400 mm, der innere 1600 mm.

Der äußere Umfang ist somit $3{,}14 \cdot 2400 = 7540$ mm, der innere Umfang $3{,}14 \cdot 1600 = 5026$ mm.

Die Summe beider Umfänge ist $7540 + 5026 = 12566$ mm $=$ 12,566 m.

Diese multipliziert mit der Spaltenhöhe in Metern giebt $12{,}566 \cdot 0{,}003 = 0{,}0377$ qm Spaltenhöhe oder Ausflußquerschnitt.

Das Gefälle ist 4,5 m, die Ausflußgeschwindigkeit $c = 0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ $= 6{,}57$ m.

Also ist die Spaltendruckhöhe gleich

$$4{,}5 - \frac{6{,}57^2}{2 \cdot 9{,}81} = 2{,}3 \text{ m.}$$

Dieser Spaltendruckhöhe entspricht die Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ $= \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}3} = 6{,}72$ m.

Der Wasserverlust durch den Spalt wird somit $0{,}7 \cdot 6{,}72 \cdot 0{,}0377 =$ 0,177 Kubikmeter oder 177 Liter pro Sekunde.

Nun konsumiert die Turbine bei 30 Leitkanälen von 400 mm Breite und 50 mm normaler Weite ein Wasserquantum von $6{,}57 \cdot 30 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}05$ $= 3{,}94$ Kubikmeter oder circa 4000 Liter.

Der Effektsverlust infolge des Wasserverlustes durch den Spalt ist somit $\frac{177}{4000} = 0{,}044$ oder ungefähr $4\frac{1}{2}$ Prozent der theoretischen Leistung der Wasserkraft. Wie man sieht, ist dieser Verlust nicht unbedeutend und wiegt den größern Stoßverlust an den Schaufelkanten der Druck-Turbinen vollständig auf.

Dieser Spaltenverlust in Prozenten ausgedrückt ist nicht für alle Gefälle gleich groß, wächst vielmehr mit der Quadratwurzel aus dem Gefälle und ist umgekehrt proportional der Wassermenge.

Bei einer kleinern Wassermenge wird (bei gleichem Gefälle) der Spaltenverlust in Prozenten ausgedrückt größer.

Je größer daher das Gefälle und je kleiner die Wassermenge ist, um so bedeutender wird der relative Wasserverlust durch den Spalt.

Bei kleinen Turbinen muß man daher alle Sorgfalt auf die Ausführung verwenden, um die Spaltenhöhe nach Möglichkeit zu reduzieren.

Der Abfluß einer so bedeutenden Wassermenge hat aber noch einen weitern Nachteil im Gefolge.

Infolge des Wasserverlustes durch den Spalt muß durch das Leitrad soviel Wasser zufließen, als zusammen durch das Laufrad und durch die Spalte abfließt.

Es ist nun die Frage, ob wirklich soviel mehr Wasser durch das Leitrad durchfließen könnte, als der Wasserverlust durch den Spalt beträgt, ohne daß deshalb eine Änderung des Überdruckes entsteht. Diese Frage muß unbedingt verneint werden und zwar aus folgenden Gründen:

Es hängt die Geschwindigkeit c, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade ausfließt, in ganz direktester Weise von der Weite der Mündungen der Laufradkanäle ab.

Allerdings ist diese Geschwindigkeit auch von den Winkeln α und β abhängig, aber erst in indirekter Weise dadurch, daß gerade bei dieser Größe der Winkel das Wasser gänzlich stoßfrei in das Laufrad eintritt.

Sowie aber bei sonst gleichen Verhältnissen und Größen der Winkel α und β die Mündungen der Laufradkanäle größer werden, fließt das Wasser schneller aus dem Leitrade aus, was sich wohl ganz von selbst versteht.

Es wird also bei größerer Weite der Laufradkanäle der Überdruck kleiner oder die Reaktion geringer und es nimmt natürlicherweise auch die Beschleunigung des Wassers im Laufrade ab.

Bei einer jeden Jonval-Turbine (Überdruck-Turbine) verhält sich deshalb die Sache gerade so, als ob die Laufradkanäle so viel weiter wären, als dies der durch die Spalte abfließenden Wassermenge entspricht.

Das Leitrad muß schlechterdings das Wasser liefern, welches durch Spalte und Laufrad zusammen abfließt, dies kann nur dadurch geschehn, daß das Wasser auf Kosten des Überdruckes schneller aus dem Leitrade fließt.

Sowie also dieser schnellere Durchfluß stattfindet, wird der Spaltendruck vermindert und es stellt sich schließlich das Gleichgewicht in der Weise her, daß sowohl durch die Spalte als auch durch das Laufrad etwas weniger Wasser abfließt, als ohne diese Verminderung des Spaltendruckes der Fall gewesen wäre.

Daß die durch den Spaltenverlust entstehende Verminderung des Spaltendruckes, ferner die Verkleinerung der relativen Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade und dagegen die Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade auch wiederum eine Korrektur der Winkel α und β und γ notwendig macht, ist selbstverständlich und man kann daraus entnehmen, wie mannigfaltige Faktoren bei der Konstruktion des Schaufelapparates berücksichtigt werden müssen, wenn derselbe allen Anforderungen entsprechen soll.

§ 32.

Der Spalten-Überdruck bei über und unter Wasser liegenden Jonval-Turbinen.

Die Jonval-Turbinen werden in der Regel so aufgestellt, daß die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, so daß das Laufrad ganz ins Unterwasser eingetaucht ist.

Es kommt indessen öfter vor, daß die Turbine in einer bestimmten Höhe über dem Unterwasserspiegel angebracht wird, so daß der eine Teil des Gefälles saugend wirkt.

In diesem Falle ist der Spalten-Überdruck nicht mehr gleich

$$H - \frac{c^2}{2g},$$

sondern es ist dabei die Höhe H_s des Spaltes über dem Unterwasserspiegel vom Gefälle H abzuziehen, d. h. es ist die Spalten-Überdruckhöhe gleich

$$H - H_s - \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 134)$$

Der Spalten-Überdruck kann daher bei dieser Aufstellungsart der Jonval-Turbine negativ werden. Er bleibt nämlich nur so lange positiv, als die Höhen $H_s + \frac{c^2}{2g}$ zusammen kleiner sind als $H - H_s$ sind.

In neuerer Zeit sucht man es zwar soviel als möglich zu vermeiden, die Turbine in größerer Höhe über dem Unterwasserspiegel anzulegen, weil die Abdichtung des Verbindungsrohres zwischen Turbine und Unterwasser immer schwierig ist, große Kosten verursacht und die Turbine schwer zugänglich macht, nebenbei auch die Lagerung der Welle erschwert.

Aus diesem Grunde wird bei den neuern Turbinenanlagen selten der Fall eintreten, daß der Spalten-Überdruck negativ ausfällt, was übrigens ohne alle nützliche oder schädliche Wirkung ist.

Wird der Spalten-Überdruck negativ, so wird Wasser durch die Spalte

eingesaugt und der Effektverlust bleibt bei gleichem numerischen Werte des Spalten-Überdruckes ungefähr derselbe, wie wenn die gleiche Wassermenge durch die Spalte herausgedrückt wird.

Ist nämlich der Spalten-Überdruck positiv und die Turbine unmittelbar am Unterwasserspiegel angebracht, so geht die Wirkung des aus der Spalte ausfließenden Wassers für die Turbine teilweise verloren, aber keineswegs ganz, weil das abfließende Wasser nicht die ganze, dem totalen Gefälle H entsprechende Geschwindigkeit besitzt.

Bei unsern Konstruktionsverhältnissen, wo c ungefähr gleich $0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ ist, wird nämlich der Spaltendruck bei einer in der Höhe des Unterwasserspiegels angebrachten Turbine gleich 0,5 H und es geht somit die halbe Wirkung des aus der Spalte fließenden Wassers für die Turbine verloren, während die übrige Hälfte beim Durchfluß durch das Leitrad noch für die Turbine verwertet wird und zwar in Form von Pressung auf das im Laufrade befindliche Wasser.

Wenn dagegen eine Jonval-Turbine über Wasser liegt, so wird zwar der Spalten-Überdruck kleiner, es tritt also weniger Wasser durch die Spalte aus, aber obwohl dessen Geschwindigkeit kleiner ist, so geht in diesem Falle dennoch ein größerer Teil seiner Wirkung für die Turbine verloren, weil das ausgetretene Wasser auf den Teil H_s der ganzen Gefällhöhe H gar nicht mehr zur Wirkung gelangen kann, da es bereits in dieser Höhe (in welcher die Spalte liegt) die Turbine verlassen hat.

Obwohl aber in diesem Falle (bei einer über Wasser liegenden Turbine) ein größerer Teil desjenigen totalen Effektes verloren geht, welcher der durch die Spalte ausfließenden Wassermenge entspricht, so wird dennoch der totale Verlust an Arbeitsleistung kleiner, weil eben das verlorne Wasserquantum selbst kleiner ist.

Wie wir oben gesehn haben, geht eigentlich bei den von uns angenommenen Konstruktionsverhältnissen ($c = 0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ bis $0{,}75\sqrt{2\,g\,H}$) nur ungefähr die Hälfte des totalen Effektes verloren, welcher der aus der Spalte fließenden Wassermenge Q_s entspricht. Nichtsdestoweniger haben wir oben bei der Berechnung des Effektverlustes den vollen Betrag $1000 \cdot Q_s \cdot H$ als Verlust in Rechnung gebracht und zwar aus folgenden Gründen:

Erstens ist bei der Berechnung der verloren gehenden Wassermenge der Ausflußkoefficient 0,7 in Rechnung gebracht, d. h. es ist bei diesem Ausflusse eine bedeutende Kontraktion angenommen worden, wie sie auch ohne Zweifel vorhanden sein muß.

Eine solche Kontraktion sowie auch der Ausfluß des Wassers aus der Spalte überhaupt ist aber mit einer Rückwirkung auf das in der Nähe der Spalte befindliche Wasser verbunden, welche den regelmäßigen stoßfreien Übergang des Wassers aus einem Rade ins andere stört und dadurch Effektverluste verursacht, welche die nützliche Wirkung des aus der Spalte fließenden Wassers auf dem Wege bis zu seinem Austritte wohl aufwiegen dürften.

Wir haben nun noch den Spaltenverlust für diejenigen Fälle zu betrachten, in welchen der Spaltenüberdruck verschwindet oder negativ wird.

Im erstern Falle, wo nämlich gar kein Spalten-Überdruck vorhanden ist (was bei einer gewissen Höhenstellung der Turbine über dem Unterwasser der Fall sein muß), findet selbstverständlich der Rechnung gemäß auch kein Wasser-Aus- oder Eintritt statt und es könnte daher das Vorhandensein der Spalte auch keinen Effektverlust verursachen.

Allein so glatt läuft die Sache in Wirklichkeit auch in diesem in Bezug auf den Wasserverlust günstigsten Falle nicht ab.

Vergegenwärtigt man sich den Übergang des Wassers aus dem Leitrad in die Spalte und in das Laufrad, das Aufschlagen der Wasserstrahlen auf die Schaufelkanten des in Bewegung befindlichen Laufrades, sowie ferner die Wirkung der Zentrifugalkraft, welche das Wasser gegen den äußern Kranz des Laufrades preßt, so hat man einen Vorgang vor sich, welcher an Kompliziertheit nichts zu wünschen übrig läßt und bei welchem das Vorhandensein der Spalte überhaupt schon Veranlassung zu Störungen und somit zu Effektverlusten geben muß, welche sich jeder Berechnung gänzlich entziehen und deren Anteil an dem totalen Effektverluste einer Turbine leider auch durch Versuche nicht festgesetzt werden kann.

Noch wesentlich mißlicher gestaltet sich die Sache, wenn der Spalten-Überdruck negativ wird, d. h. wenn durch die Spalte Wasser in die Turbine eingesaugt wird.

Abgesehn davon, daß das Einsaugen von Wasser Arbeit erfordert oder Kraft absorbiert, so muß der Eintritt von Wasser in die Spalte noch weit größere Störungen verursachen, als der Austritt, weil das eintretende Wasser in der Richtung des Wasserdurchflusses (achsial) keine Geschwindigkeit hat und das aus den Leitkanälen tretende Wasser mit der vollen Geschwindigkeit c gegen dasselbe stößt.

Es würde hier zu weit führen, wenn man alle diese Vorgänge weiter verfolgen wollte, es genügt, darauf hingewiesen zu haben, daß in Wirklichkeit der Übertritt des Wassers aus dem Leit- ins Laufrad keineswegs

mit Regelmäßigkeit erfolgen kann, vielmehr unter allen Umständen mit wesentlichen Störungen und Effektverlusten verbunden sein muß.

Für die Ausflußgeschwindigkeit c, sowie überhaupt für die ganze übrige Berechnung der Turbine ist der Spalten-Überdrnck nicht maßgebend, indem z. B. die Werte des Ausdruckes

$$H - \frac{c^2}{2g}, \text{ sowie } u \text{ und } u_1$$

ganz dieselben bleiben, es mag die Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel eingetaucht sein.

Die Aufstellungsart des Motors hat also lediglich Einfluß auf den eigentlichen Spalten-Überdruck, und ob das Wasser durch diesen Überdruck oder durch die unter der Turbine hängende und deshalb saugend wirkende Wassersäule durch das Laufrad gezogen (gesaugt) wird, hat auf die Wirkung des Wassers auf das Laufrad und auf die Dimensionen und Verhältnisse des Schaufelapparates, abgesehen von der Korrektur des Ausflußquerschnittes der Laufradkanäle, nicht den geringsten Einfluß, sobald die saugende Wirkung gehörig stattfindet, das Saugrohr also gehörig abgedichtet ist und dessen Höhe nicht einen gewissen Wert theoretisch 10,33 m überschreitet.

§ 33.

Widerstand der Turbine im Wasser und Reibung der Welle in den Lagern.

Außer den verschiedenartigen bisher betrachteten Effektverlusten geht noch ein Teil der vom Wasser wirklich auf das Turbinenrad übertragenen Arbeit durch den Widerstand des Wassers (der Widerstand der Luft ist verschwindend klein), sowie durch die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern verloren.

Diese Reibungsverluste können wohl annähernd berechnet werden, wenn einmal sämmtliche Dimensionen einer Turbinenanlage vollständig vorliegen, unmöglich aber läßt sich dieses im Vorhinein thun, weil diese Verluste von gar mannigfaltigen Umständen abhängen (Anordnung der Transmission, Genauigkeit der Ausführung u. s. w.), welche sich teilweise jeder Berechnung entziehen, und es ist somit lediglich die Erfahrung, welche hier maßgebend ist.

Im allgemeinen kann der Effektverlust durch den Widerstand im Wasser und in den Wellenlagern zu 2 bis $3^1/_2$ Prozent angenommen

werden. Es sind dies mittlere Grenzwerte, welche sich aus vielfachen Bremsversuchen mit gut ausgeführten Turbinen ergeben haben.

Es ist noch zu bemerken, daß jeder von diesen beiden Widerständen gleich groß ausfällt, ob man einer Turbine einen kleinen oder großen Durchmesser giebt.

Bei dem kleinern Durchmesser ist zwar das Gewicht und Reibungsdruck kleiner, dagegen die Umdrehungsgeschwindigkeit größer.

§ 34.

Summe der Effektverluste einer Jonval-Turbine.

Nach den vorstehenden Betrachtungen ist nun der totale Effektverlust einer Jonval-Turbine bestimmt. Es ist also:

1) Die Summe sämmtlicher Gefällverluste durch Reibung und Stoß des Wassers in beiden Rädern . . . . . = $10^1/_2$ bis 14 Prozent
2) Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit im Mittel . . . . . = 6 „
3) Wasserverlust durch den Spalt . . . . ca. $4^1/_2$ „
4) Reibung der Turbine in Luft und Wasser, sowie der Welle in den Lagern . . . . ca. 2 „ $3^1/_2$ „

Summe der Effektverluste ca. 23 bis 28 Prozent.

Es wird somit die effektive Leistung einer Jonval-Turbine mit guten Konstruktionsverhältnissen ungefähr zwischen 72 bis 77 Prozent betragen können, wenn der Motor in jeder Beziehung sorgfältig ausgeführt ist.

Es ist damit natürlich nicht gesagt, daß die Nutzleistung wirklich so groß ausfallen müsse; die obige Zusammenstellung giebt vielmehr nur die Grenze an, bis zu welcher die Leistung in günstigen Fällen ansteigen kann; da aber in Wirklichkeit selten alle Umstände so günstig zusammentreffen, so darf mit aller Sicherheit angenommen werden, daß die Leistung in Wirklichkeit selten die obige Grenze erreichen und in der Regel kaum über 70 bis 75 Prozent betragen wird. Bei den neueren Schaufelkonstruktionen, welche wir noch kennen lernen werden, stellt sich die Sache etwas günstiger.

§ 35.

Der hydraulische Wirkungsgrad gegenüber dem eigentlichen (absoluten) Wirkungsgrad.

Die oben betrachtete wirkliche Leistung einer Turbine nach Abzug sämtlicher angeführter Hindernisse, d. h. die von der Turbinenwelle wirklich an die Transmission abgegebene Kraft in Prozenten des theoretischen Effektes der Wasserkraft, nennt man schlechtweg Nutzeffekt, Leistung oder auch effektive Leistung der Turbine. Dabei ist es allgemeiner Gebrauch, die Reibung der Turbinenwelle samt dem darauf befindlichen Rade oder Riemenscheibe als zu den Nebenhindernissen der Turbine gehörend zu betrachten. Wenn man daher von einer Turbine sagt, daß sie so und soviel, z. B. 70 Prozent Nutzleistung ergebe (d. h. also, daß der Wirkungsgrad 70 Prozent betrage), so ist dabei (dem Usus gemäß) stillschweigend vorausgesetzt, daß die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern zur Turbine gehöre, obwohl die Reibung dieser Welle nicht allein vom Turbinenrad und der Welle selbst, sondern zum Teil auch von dem auf der Turbinenwelle sitzenden Rade herrührt.

Wenn dagegen auf der Welle der Turbine (sei diese horizontal oder vertikal) mehrere Räder oder Riemenscheiben angebracht sein sollten und die Welle z. B. eine außergewöhnliche Länge hat, so kann in diesem Falle nicht mehr der ganze Betrag der Wellenreibung der Turbine zugeschrieben werden und man rechnet alsdann nur den Betrag der Reibung für das erste Wellenstück mit dem ersten Rade als zur Turbine gehörend.

In diesem Punkte hängt der Definition des Wirkungsgrades immerhin noch einige Elastizität an und dürfte es z. B. im Falle eines Prozesses bei einer Turbine von nicht ganz gewöhnlicher Anordnung schwer zu bestimmen sein, inwieweit die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern oder Turbine selbst oder der Transmission zugehörig betrachtet werden soll.

Unter dem hydraulischen Wirkungsgrade dagegen versteht man das Verhältnis der von dem durch das Laufrad fließenden Wasserquantum wirklich an das Rad abgegebenen Arbeit zum absoluten Effekt, also wenn kein Wasserverlust durch den Spalt und keine Verluste durch Reibung der Turbine in Luft und Wasser, sowie der Turbinenwelle in ihren Lagern vorhanden wären.

Da diese letzteren Verluste zusammen circa 6 bis 8 Prozent betragen, so ist der hydraulische Wirkungsgrad um circa 6 bis 8 Prozent größer als der eigentliche absolute Wirkungsgrad oder der Nutzeffekt.

Da sowohl der Wasserverlust durch den Spalt, als auch die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern wesentlich von der sorgfältigen Ausführung der Turbine abhängt, so ist der Nutzeffekt auch von dieser sorgfältigen Ausführung abhängig, während dagegen der hydraulische Wirkungsgrad von der Sorgfalt der Ausführung weniger abhängig ist und im allgemeinen mehr durch die Konstruktion des Schaufelapparates bedingt wird.

Wie wir bereits wissen, ist der Spalten-Überdruck und somit auch der Wasserverlust durch den Spalt von der Aufstellungsart der Turbine abhängig und es folgt somit aus dem Obigen, daß der hydraulische Wirkungsgrad von dieser Aufstellungsart nicht abhängig ist, während dagegen der Nutzeffekt von dieser Aufstellungsart wirklich einigermaßen beeinflußt wird.

Der hydraulische Wirkungsgrad der Turbinen beträgt nach dem Obigen circa 0,73 bis 0,83.

§ 36.

Korrektur der Turbinendimensionen in Berücksichtigung der Nebenhindernisse.

Infolge der oben betrachteten mannigfaltigen Nebenhindernisse und Störungen müssen die theoretischen Werte der Ausflußgeschwindigkeiten c und u_1 reduziert werden, um die wirklichen Ausflußgeschwindigkeiten zu erhalten.

Sowie aber der Wert von c und u_1 kleiner wird, muß auch die Umfangsgeschwindigkeit v kleiner als die theoretische sein, wenn der Eintritt des Wassers ins Laufrad ohne Stoß erfolgen soll, und es müssen im fernern auch die Querschnittsdimensionen des Schaufelapparates vergrößert werden, wenn bei den kleiner gewordenen Geschwindigkeiten das nämliche Quantum Wasser durch die Räder fließen soll.

Die meisten Dimensionen des Schaufelapparates müssen daher infolge dieser Nebenhindernisse einer Korrektur unterzogen werden.

Diese Korrektur kann nun teilweise auf verschiedene Art vollkommen korrekt vorgenommen werden.

Man kann z. B. zur Ausgleichung der kleinern Durchflußgeschwindigkeit des Wassers entweder die Schaufelwinkel α und γ oder statt dessen die radiale Dimension der Kanäle vergrößern.

Man kann ferner die Korrektur der Umfangsgeschwindigkeit durch eine Änderung der Schaufelwinkel ersetzen; kurz es führen hier mehrere

Wege zum Ziel und sind deshalb die nachfolgenden vom Verfasser acceptierten Korrekturen keineswegs die einzig möglichen oder einzig richtigen, doch ist diese Korrekturmethode aus praktischen Gründen am meisten zu empfehlen.

Man läßt nach dieser Methode den Schaufelschnitt des Leitrades (Abwicklung des Schnittes am mittlern Radumfang) genau so bleiben, wie er sich aus den theoretischen Werten von c, u und u_1 ergiebt, und nimmt die Korrektur durch eine entsprechende Änderung der Umfangsgeschwindigkeit v und der Breite b (radiale Dimension) der Kanäle vor. Beim Laufrade dagegen ist eine Korrektur von γ und s_1 nicht zu umgehn.

§ 37.

Korrektur der Ausflußgeschwindigkeit c.

Nach früher erleidet das Wasser beim Durchfluß durch das Leitrad folgende Druckhöhenverluste:

1) Stoßverlust an den Schaufelkanten beim Eintritt des Wassers in das Leitrad . . . . . = $^1/_5$ bis $^1/_3$ Prozent des Gefälles
2) Reibung des Wassers im Leitrade konsumiert . . . . . = $3^1/_2$ „ $4^1/_2$ „ „ „
3) Krümmungswiderstand im Leitrade . . . . . = $^1/_3$ „ $^1/_2$ „ „ „
4) Stoßverlust an den Laufradschaufelkanten . . . . . = $2^1/_2$ „ $3^1/_2$ „ „ „

Bis zum Eintritt ins Laufrad:

Totaler Verlust circa = 6,5 bis 8,7 Prozent des Gefälles.

Die Druckhöhe oder das Totalgefälle H wird also durch diese Nebenhindernisse reduziert auf

0,935 H bis 0,913 H oder im Mittel auf 0,924 H.

Nun wird bei unsern Konstruktionsverhältnissen für mittlere Wassermengen und Gefälle die theoretische Ausflußgeschwindigkeit c im Mittel $= 0{,}725 \sqrt{2\,g\,H}$.

Um die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit c zu finden, hat man in diesem Ausdrucke nur den oben erhaltenen Wert

0,924 H

statt H einzusetzen, das heißt es ist der wirkliche Wert von $c = 0{,}725 \cdot \sqrt{2\,g \cdot 0{,}924\,H} = 0{,}962 \cdot 0{,}725 \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}7 \sqrt{2\,g\,H}$, d. h. es

wäre der theoretische Wert von c mit 0,962 zu multiplizieren, um den korrigierten Wert von c zu erhalten, wenn keine anderweitigen Nebenhindernisse vorhanden wären. Das Wasser erleidet nun aber bei seinem Durchflusse durch das Laufrad eine neue Verzögerung durch die Reibung und es muß daher der Wert von c noch einer zweiten Korrektur dadurch unterzogen werden, daß man denselben so weit herabmindert, bis der Überdruck eine genügende Größe erreicht, um außer der Überwindung der Nebenhindernisse im Laufrade dem Wasser auch noch eine genügende Ausflußgeschwindigkeit u_1 zu erteilen.

Gewöhnlich werden nun beide Räder ungefähr dieselbe Beschaufelung erhalten, d. h. es sollen die Winkel α und γ sowie die Geschwindigkeit c und u_1 gleich groß sein oder doch nur unbedeutend von einander abweichen, weil nur in diesem Falle der Winkel $\beta = 90^0$ werden kann.

Bei einem Werte von $c = 0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ und $\beta = 90^0$ wird nun aber (wie der folgende Paragraph zeigt) der Wert von u_1 infolge der Nebenhindernisse nur gleich $0{,}65\sqrt{2\,g\,H}$, während er doch dem Werte $c = 0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ gleich sein sollte.

Es bleibt daher nichts übrig, als durch Verminderung der Geschwindigkeit c den Überdruck so lange zu vermehren, bis der Wert von u_1 gleich wird demjenigen von c.

Wie der folgende Paragraph zeigt, ist dies der Fall für

$$c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 135)$$

Dies ist somit der endgültige korrigierte Wert von c.

§ 38.

Korrektur der Ausflußgeschwindigkeiten u und u_1.

Die erste Korrektur dieser Größen besteht darin, daß man bei Berechnung derselben statt der theoretischen Geschwindigkeit c den oben gefundenen korrigierten Wert in Rechnung zu bringen hat. Ebenso hat man statt des totalen Gefälles H die korrigierte effektive Druckhöhe 0,924 H in Rechnung zu bringen.

Da beide Werte u und u_1 abhängig sind von der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades (am mittlern Radumfange), so müßte eigentlich die Korrektur dieser Größe vorgenommen werden, was nicht möglich ist. Nach den von uns angenommenen Konstruktionsverhältnissen ist Winkel $\beta = 90^0$ und die relative Eintrittsrichtung u Fig. 1 Tafel 7 vertikal gerichtet.

Ebenso soll die Austrittsrichtung w vertikal ausfallen, was dann der Fall ist, wenn $c = u_1$ wird und die Umfangsgeschwindigkeit den Wert

$$v = c \cos\alpha = u_1 \cos\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 136)$$

erhält.

Um einen wesentlichen Betrag darf die Umfangsgeschwindigkeit nicht von diesem Werte abweichen, welchen man höchst einfach dadurch erhält, daß man (Fig. 10 Tafel 7) die Linie a c, welche die Ausflußgeschwindigkeit c ihrer Größe und Richtung nach darstellt, rechtwinklig auf die Spaltenebene projiciert.

Wir können mithin bei der Korrektur der Werte u und u_1 die oben erhaltene Umfangsgeschwindigkeit zu Grunde legen.

Der Wert von u ergiebt sich nun höchst einfach aus dem rechtwinkligen Dreiecke a c u zu

$$u = c \sin\alpha = 0{,}676 \sqrt{2\,g\,H} \sin\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 137)$$

wenn H das totale Gefälle bezeichnet.

Hiernach sind alle Größen gegeben, welche zur Berechnung des endgültigen Wertes von u_1 nach erforderlich sind.

Es ist nämlich die Druckhöhe, welche der Ausflußgeschwindigkeit entspricht, gleich

$$H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} \text{ oder } u_1 = \sqrt{\left(H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}\right) 2\,g},$$

wobei aber für c, u und H die oben erhaltenen korrigierten Werte in Rechnung zu bringen sind.

Der so erhaltene Wert von u_1 muß aber noch einer fernern Korrektur unterzogen werden, weil das Wasser während dem Durchflusse durch das Laufrad Nebenhindernisse zu überwinden hat, welche den bereits reduzierten Wert von H noch mehr vermindern.

Es betragen nämlich die sämtlichen Gefällverluste bis zum Austritt des Wassers aus dem Laufrade $10^1/_2$ bis 14 Prozent des totalen Gefälles H.

Der Wert der Druckhöhe H auf die Austrittstelle des Laufrades bezogen ist somit nur

$$0{,}895\,H \quad \text{bis} \quad 0{,}86\,H$$

oder im Mittel gleich circa

$$0{,}88\,H$$

und es wird infolgedessen die effektive Druckhöhe, welche dem endgültigen Werte von u_1 entspricht, gleich

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei H das totale Gefälle bedeutet.

Der korrigierte endgültige Wert der Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird somit

$$u_1 = \sqrt{\left(0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}\right) \cdot 2g} \quad \ldots \quad 138$$

wobei H das totale Gefälle und c und u die korrigierten Werte der betreffenden Geschwindigkeiten bezeichnen.

Berechnet man nun für verschiedene Werte von c den Wert von u_1, so wird z. B. für $c = 0{,}7\sqrt{2gH}$

$$u_1 = 0{,}65\sqrt{2gH}.$$

Dieser Wert ist aber zu klein und sollte genau gleich sein demjenigen von c.

Setzt man $c = 0{,}676\sqrt{2gH}$ und berechnet demgemäß die Werte von u und u_1, so ergiebt sich

$$u_1 = 0{,}676\sqrt{2gH}$$

und es ist somit für die Annahme $\beta = 90^0$ der Wert $c = 0{,}676\sqrt{2gH}$ der einzig mögliche richtige Wert dieser Größe, weil die Gleichheit von c und u_1 eine absolute Bedingung für die Richtigkeit der Konstruktion ist.

Um in dieser etwas verwickelten Sache keine Unklarheit zu lassen, mag noch folgendes wiederholt werden:

Unsere Voraussetzung der Gleichheit beider Räder hinsichtlich der Beschaufelung ist zwar keine notwendige, sondern insofern eine willkürliche, als auch andere Verhältnisse gute (keines aber bessere) Resultate ergeben.

Unsere Annahme ist aber die natürlichste, weil kein Grund zu einer andern Annahme vorhanden ist.

Das Wasser wird bei einer Jonval-Turbine durch das Leitrad um einen gewissen Betrag und mit einer bestimmten Geschwindigkeit von seinem ursprünglichen vertikalen Wege abgelenkt.

Das Laufrad führt umgekehrt das Wasser wieder in seine ursprüngliche Richtung zurück und es ist deshalb wie gesagt selbstverständlich, wenn diese gleich große Ablenkung auch auf einem gleich geformten Wege geschieht, d. h. wenn Lauf- und Leitrad dieselbe Beschaufelung haben.

Daß bei unserer Annahme von der ungefähren Gleichheit beider Räder und des Wertes $\beta = 90^0$ auch der Überdruck einen mittlern Wert erhält, die Schaufeln eine mittelstarke Krümmung und die Reibungsverluste mittlere Werte erhalten, ist Zufall und ist dieses zufällige Zusammentreffen die Ursache, daß die renommiertesten Turbinenfabrikanten sich meistens für dieses Konstruktionsverhältnis entschieden haben.

Ganz genau gleich werden freilich beide Räder niemals, schon deshalb ist dies nicht möglich, weil das Laufrad des unvermeidlichen Schwankens

halber immer eine etwas größere lichte Breite der Kanäle erhalten muß als das Leitrad, und weil durch das Laufrad nicht alles Wasser durchgeht, da ein Bruchteil desselben vermöge des Spalten-Überdruckes durch den Spalt abfließt.

Die noch vorkommende Ungleichheit beider Räder in unsern Konstruktionen ist also durch Korrekturen von Nebenhindernissen bedingt, während die theoretischen Dimensionen selbst genau ein und dieselben sind.

So ist bei vorausgesetzter Gleichheit beider Räder und für $\beta = 90^0$ der theoretische Wert von $c = 0{,}725\sqrt{2\,g\,H} = u_1$, und nur durch die Nebenhindernisse wird der gleich große Wert dieser beiden Größen auf $0{,}676\sqrt{2\,g\,H}$ reduziert.

Die Gleichheit beider Räder schließt den Wert $\beta = 90^0$ nicht ein, d. h. es läßt sich auch mit andern Werten von β Gleichheit der Räder erzielen, indem man die Anfangsrichtung der Leitschaufeln nicht rechtwinklig zur obern Radebene stellt.

Der Wasserverlust durch den Spalt hat auf die Werte von u und u_1 keinen Einfluß, wenn der Querschnitt der Laufradkanäle diesem Wasserverluste entsprechend korrigiert wird.

Dagegen würde dieser Wasserlust eine kleine Verminderung des Spalten-Überdruckes zur Folge haben, wenn die Laufradkanäle dieselbe Weite beibehalten würden, als ob der Spaltenverlust nicht vorhanden wäre. Wenn dagegen die Laufradkanäle dem Spaltenverlust entsprechend verkleinert werden, so tritt infolge des Wasserverlustes keine Verminderung des Spalten-Überdruckes ein und hat dieser Spaltenverlust somit auch keinen Einfluß auf den Wert von u_1.

§ 39.

Korrektur der Laufraddimensionen infolge des Spaltenverlustes.

Da das durch den Spalt abfließende Wasserquantum (im Mittel circa $4^1/_2$ Prozent der durch das Leitrad fließenden Wassermenge) nicht mehr durch das Laufrad der Turbine fließt, so werden die Laufradkanäle im Querschnitt kleiner, als wenn dieser Wasserverlust nicht vorhanden wäre.

Die Verminderung dieses Querschnittes kann nun entweder durch Verkleinerung der normalen Weite s_1 der Kanäle (Fig. 10 Tafel 7) oder aber durch Verkleinerung der Breite b (radiale lichte Weite) bewerkstelligt werden.

Da indessen eine Verminderung der normalen Kanalweite s_1 auch eine Veränderung des Schaufelwinkels γ und in weiterer Folge auch eine Änderung der Werte von c, u und v zur Folge hat, so wäre es vorzuziehen, die Verminderung der Laufradkanalquerschnitte einfach dadurch vorzunehmen, daß man die Breite dieser Kanäle kleiner wählt.

Dies ist aber leider nicht möglich, weil die Laufradkanäle nicht schmäler werden dürfen als die Leitkanäle, sondern des unvermeidlichen seitlichen Schwankens des Laufrades halber vielmehr wenigstens 5 bis 10 mm breiter gehalten werden müssen.

Es stellt sich somit hier die fatale Notwendigkeit heraus, daß die Korrektur der Laufradkanäle infolge des Wasserverlustes durch die Spalte durch eine Änderung der normalen Weite s_1 der Kanäle, also auch des Winkels γ vorgenommen werden muß.

Man sieht aus dem Vorstehenden, daß die Konstruktion einer Jonval-Turbine, resp. die endgültigen Dimensionen des Schaufelapparates einigermaßen sogar von der Aufstellungsart des Motors beeinflußt werden und daß überhaupt bei der Konstruktion einer solchen Turbine so mannigfaltige Faktoren berücksichtigt werden müssen, daß es geradezu lächerlich ist, Regeln aufstellen zu wollen, welche für alle Verhältnisse gültig sind.

Aus demselben Grunde ist es leicht begreiflich, daß viele der neuen Turbinentheorien, welche nicht nur für alle Verhältnisse einer und derselben Turbinengattung, sondern ganz allgemein gültig sein sollen, trotz aller Abkürzungen und Annäherungen zu endlosen Komplikationen führen und infolgedessen jedes reellen Wertes entbehren.

Selbst für die verschiedenen einzelnen Turbinenarten ist es nicht möglich, kurz gedrängte Konstruktionsregeln zu geben, ohne dabei vorauszusetzen, daß die vorläufig berechneten Dimensionen bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates von Seiten des Konstrukteurs einer endgültigen Revision und Korrektur unterzogen werden müssen, wenn man einen Motor herstellen will, welcher allen Anforderungen soweit als möglich entsprechen soll.

Es ist daher leicht zu ermessen, daß nur derjenige im Stande sein kann, eine nach jeder Richtung hin befriedigende Jonval-Turbine zu konstruieren, welcher nicht blindlings nach gegebenen Regeln arbeitet, sondern in das Verständnis des ganzen Zusammenhanges eingedrungen ist und die vorläufig nach einfachen Regeln berechneten Dimensionen des Schaufelapparates bei der Konstruktion gründlich revidiert.

§ 40.

Korrektur der mittlern Umfangsgeschwindigkeit v einer Jonval-Turbine.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am mittlern Umfange ergiebt sich leicht durch die Berücksichtigung, daß das Wasser ohne Stoß ins Laufrad eintreten soll.

Dies ist, wie bereits früher erörtert, dann der Fall, wenn in Fig. 10 Tafel 7 die aus dieser Umfangsgeschwindigkeit v und der Ausflußgeschwindigkeit c resultierende relative Eintrittsrichtung u mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammenfällt.

Da nun laut unserer Annahme die Beschaufelung beider Räder die gleiche sein soll, dieses aber nur dann der Fall sein kann, wenn Winkel β ganz oder möglichst nahe 90° ist, so ergiebt sich für unsere Konstruktionsverhältnisse die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am obern Radumfang:

$$v = c \cdot \cos \alpha$$

und gleicherweise diejenige am untern Radumfange $v = u_1 \cos \gamma$.

Diese beiden Geschwindigkeiten sollen eigentlich ganz genau gleich sein; da aber infolge der durch die Nebenhindernisse nötig gewordenen Korrekturen die beiden Werte

$$c \cdot \cos \alpha \text{ und } u_1 \cos \gamma$$

selten ganz genau miteinander übereinstimmen, so hat man der Geschwindigkeit v einen Mittelwert zu geben, welcher mitten zwischen den beiden obigen Werten liegt, d. h. es wird

$$v = \frac{c \cos \alpha + u_1 \cos \gamma}{2} \quad \ldots\ldots 139)$$

Selbstverständlich sind hierbei für c und u_1 die korrigierten Werte der vorigen Paragraphen einzusetzen.

Wenn man auf diese höchst einfache Weise verfährt, kann man sicher sein, daß der Motor wirklich die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit erhält.

Man hat sich schon vielfach darüber gestritten, welches der eigentliche Wert der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit sei, indem es sich bei den angestellten Turbinenversuchen ergeben hat, daß die wirklich vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen kleiner ist als die theoretisch berechnete.

Dies ist aber ganz selbstverständlich. Denn weil die Ausflußgeschwindigkeiten c und u_1 durch die Nebenhindernisse so bedeutend reduziert werden, wie wir in den vorigen Paragraphen gesehn haben, so liegt es klar auf der Hand, daß bei Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit durch

die Winkelverhältnisse im Dreieck a c u (Fig. 10, Tafel 7) die reduzierten (korrigierten) Werte von c und u_1 in Rechnung gebracht werden müssen und nicht die theoretischen Werte dieser Geschwindigkeiten, wie merkwürdigerweise von vielen Maschinenbauern gethan wird.

Die Umfangsgeschwindigkeit muß am obern Radumfange offenbar nur in dem Maße (den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck gemäß) verkleinert werden, als die Ausflußgeschwindigkeit c durch die Nebenhindernisse vermindert wird.

Ebenso muß die Umfangsgeschwindigkeit am untern Radumfange ebenfalls (den Beziehungen im Dreieck gemäß) in dem Maße vermindert werden, als dies den totalen Nebenhindernissen entspricht, welche das Wasser auf seinem ganzen Wege bis zum Austritt aus dem Leitrade erleidet.

§ 41.

Praktische Regeln für die Konstruktion der Jonval-Turbinen.

Es bezeichnet:

Q die Wassermenge in Kubikmetern per Sekunde;

H das Gefälle oder die Höhendifferenz beider Wasserspiegel im Turbinenlokal in Metern;

D den mittlern Durchmesser der Turbine in Metern;

A die Summe sämtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades;

b die lichte Breite der Leitkanäle (die radiale Dimension derselben) in Metern;

h die Höhe der Schaufelung des Leit- und Laufrades;

α den Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene;

β „ „ „ Radschaufeln „ „ obern „ ;

γ „ „ „ „ „ „ untern „ ;

c die absolute Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade in Metern (per Sekunde);

u_1 die relative Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade in Metern;

v die vorteilhafteste mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine in Metern;

n die vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute.

s und s_1 die normale Weite der Leit- und Laufradkanäle an der Austrittstelle;

i die Anzahl der Schaufeln des Leitrades;

t die Schaufelteilung des Leitrades.

Je nach der Wassermenge und dem Gefälle unterscheiden wir 3 Fälle:

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle H.

Wassermengen von 5 bis 12 Kubikmetern per Sekunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 3 Metern.

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2\,g\,H}};$$

$$c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H};$$

$$D = 2\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}};$$

$$b = 0{,}25\,D \text{ bis } 0{,}4\,D \text{ oder genau } b = \frac{\Delta}{\left(s - \frac{\sigma \cdot \sin\alpha}{\sin\beta}\right) \cdot i};$$

$$h = 0{,}083\,D \text{ bis } 0{,}1\,D;$$

$$\alpha = 20^0 \text{ bis } 24^0;$$

$$\beta = 90^0;$$

$$\gamma = 20^0 \text{ bis } 24^0;$$

$$u_1 = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H};$$

Schaufelteilung $t = 250$ bis 300 mm;

$$s = (t \sin\alpha) - s = t \cdot \sin\alpha - \sigma;$$

$$v = \frac{c \cdot \cos\alpha + u_1 \cos\gamma}{2};$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}.$$

Nach diesen Formeln ist die Turbine zu berechnen, sobald der Wert $\frac{Q}{c}$ größer wird als 1,5 Quadratmeter.

II. Mittlere Wassermessungen und Gefälle.

Wassermengen von 1 bis 5 Kubikmetern per Sekunde und $1^1/_2$ bis 8 Meter Gefälle.

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2\,g\,H}};$$

$$c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H};$$

$$D = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 3\sqrt{\frac{Q}{c}};$$

$$b = 0{,}2\,D \text{ bis } 0{,}25\,D \text{ oder genau } b = \frac{\Delta}{\left(s - \frac{\sigma \cdot \sin\alpha}{\sin\beta}\right) \cdot i};$$

$h = 0{,}11\ D$ bis $0{,}125\ D$;
$\alpha = 16^0$ bis 20^0;
$\beta = 90^0$;
$\gamma = 14^1/_2{}^0$ bis 17^0;
$u_1 = 0{,}676 \sqrt{2\,g\,H}$;
Schaufelteilung $t = \frac{D}{7{,}5}$ bis $\frac{D}{9}$; $t = 0{,}11\ D$ bis $0{,}13\ D$;
$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma$;
$v = \frac{c \cdot \cos\alpha + u_1 \cos\gamma}{2}$;
$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}$.

Nach diesen Formeln ist die Turbine zu berechnen, sobald der Wert $\frac{Q}{c}$ nicht kleiner als 0,2, jedoch nicht größer als 1,5 Quadratmeter wird.

III. Kleine Wassermengen und größere Gefälle.

Wassermengen unter 1 bis $1^1/_2$ Kubikmetern per Sekunde und Gefälle von 8 bis 12 Metern.

$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}676 \sqrt{2\,g\,H}}$;
$c = 0{,}676 \sqrt{2\,g\,H}$;
$D = 3\sqrt{\frac{Q}{c}}$ bis $4\sqrt{\frac{Q}{c}}$;
$b = 0{,}16\ D$ bis $0{,}2\ D$ oder genau $b = \frac{\Delta}{\left(s - \frac{\sigma \cdot \sin\alpha}{\sin\beta}\right) \cdot i}$;
$h = 0{,}16\ D$ bis $0{,}2\ D$;
$\alpha = 15^0$ bis 17^0;
$\beta = 90^0$;
$\gamma = 13^0$ bis 16^0;
$u_1 = 0{,}676 \sqrt{2\,g\,H}$;
Schaufelteilung $t = 120$ bis 150 mm;
$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma$;
$v = c \cos\alpha$; $v = \frac{c \cdot \cos\alpha + u_1 \cos\gamma}{2}$;
$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}$.

Nach diesen Formeln ist die Turbine zu berechnen, sobald der Wert $\frac{Q}{c}$ kleiner wird als 0,2 Quadratmeter.

§ 42.

Beispiele über die vollständige Berechnung von Jonval-Turbinen und Korrektur der Konstruktion.

Beispiel 1. (Konstante Wassermenge und unveränderliches Gefälle.) Eine Jonval-Turbine sei für ein Gefälle von 3 Metern und eine konstante Wassermenge von 2000 Litern per Sekunde zu konstruieren?

Diese Turbine gehört in die zweite Kategorie des vorigen Paragraphen und ist daher nach den unter II. gegebenen Regeln zu berechnen:

Die Ausflußgeschwindigkeit c des Wassers aus dem Leitrade wird

$$c = 0{,}676 \cdot \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}676\,\sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 3} = 5{,}186 \text{ m (per Sekunde).}$$

Die Summe der normalen Austrittsquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{2{,}000}{5{,}186} = 0{,}3856 \text{ qm.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine wird

$$D = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}} = 2{,}5\,\sqrt{\Delta} = 2{,}5\,\sqrt{0{,}3856} = 1{,}53 \text{ m.}$$

Da man für diese Hauptdimensionen immer abgerundete Zahlen wählt, so wird $D = 1500$ mm.

Den Winkel α wählen wir zu

$$\alpha = 16°.$$

Der Winkel β ist $\beta = 90°$.

Die Schaufelteilung wählen wir zu 180 mm, müssen aber zusehn, ob diese Zahl im mittlern Umfange des Rades in einer ganzen Zahl aufgeht.

Der mittlere Radumfang ist $1500 \cdot 3{,}1416 = 4712$ mm und es würde somit bei 180 Schaufelteilung die Schaufelzahl (sowie auch die Anzahl der Kanäle) gleich $\frac{4712}{180} = 26{,}18$, was nicht ausführbar ist.

Man wählt hierfür die nächstgelegene kleinere oder größere Zahl, welche leicht einteilbar ist und setzt im vorliegenden Falle

die Schaufelzahl $i = 24$.

Es wird sonach die wirkliche Schaufelteilung

$$t = \frac{4712}{24} = 196{,}3 \text{ mm.}$$

Nun wählen wir die Dicke der gußeisernen Schaufeln an der Austrittstelle zu 9 mm und es ist somit die normale Weite eines Leitkanales

$$s = 54 - 9 = 45 \text{ mm},$$

welche normale Weite die Leitkanäle bei der Ausführung wirklich erhalten.

Davon ist aber zur Berechnung der Radbreite noch die Verengung durch die Schaufelstöße des Laufrades abzuziehn. Diese Verengung wird bei einer Radschaufeldicke von ebenfalls 9 mm wegen $\beta = 90^0$ circa gleich

$$9 \cdot \sin \alpha = 9 \cdot \sin 16^0 = 9 \cdot 0{,}275 = 2{,}475 \text{ mm}$$ oder rund $2^1/_2$ mm.

Die wirkliche freie normale Ausflußweite eines Leitkanales ist daher gleich

$$45 - 2^1/_2 = 42^1/_2 \text{ mm},$$

welche Weite für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommt.

Hieraus ergiebt sich sofort die genaue lichte Breite der Leitkanäle zu

$$b = \frac{A}{(s - \sigma \cdot \sin \alpha) \cdot i} = \frac{0{,}3856}{0{,}0425 \cdot 24} = 0{,}378 \text{ m}.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, wird nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck a c u (Fig. 10 Tafel 7)

$$u = c \sin \alpha = 5{,}186 \cdot 0{,}275 = 1{,}426 \text{ m}.$$

Der Spaltenüberdruck wird, wenn (wie gewöhnlich der Fall) die Turbine (resp. die Spaltenebene) in der Höhe des Unterwasserspiegels oder auch tiefer liegt, gleich

$$H - \frac{c^2}{2g},$$

wobei für H wegen des Gefällverlustes infolge der Widerstände in den Leitkanälen der korrigierte Wert 0,924 H zu setzen ist.

Es wird somit diese Überdruckhöhe gleich

$$(0{,}924 \cdot 3) - \frac{5{,}186}{2 \cdot 981} = 2{,}772 - 1{,}367 = 1{,}405 \text{ m}.$$

Wenn dagegen die Turbine über dem Unterwasserspiegel liegt, so ändert sich der Spaltendruck, während dagegen die ganze übrige Berechnung der Turbine in allen Fällen dieselbe bleibt.

Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade ergiebt sich nun zu

$$H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei für H c und u die korrigierten Werte in Rechnung zu bringen sind.

Es ist für H (wegen des Gefällverlustes durch die Nebenhindernisse beim Durchfluß durch beide Räder) 0,88 H zu setzen. Für c und u sind die oben gefundenen, bereits korrigierten Werte zu nehmen.

Es wird somit die gesuchte Druckhöhe gleich

$$(0{,}88 \cdot 3) - \frac{5{,}186^2}{19{,}61} + \frac{1{,}426^2}{19{,}6} = 2{,}64 - 1{,}372 + 0{,}102 = 1{,}37 \text{ m}.$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}37} = 5{,}19 \text{ m}.$$

Diese Geschwindigkeit ist also sehr nahe gleich derjenigen c (und zwar gleich $0{,}676\sqrt{2gH}$, was eine Bedingung für die richtige Konstruktion des Schaufelapparates ist.

Die Breite der Laufradkanäle muß wegen des unvermeidlichen Schwankens (nicht rund laufen) der Räder etwas und zwar um 10 mm größer sein als diejenige der Leitradkanäle.

Diese Breite wird also

$$b_1 = b + 10 \text{ mm} = 378 + 10 = 388 \text{ mm}.$$

Die normale Weite s_1 der Laufradkanäle an der Austrittstelle ergiebt sich nun leicht in Berücksichtigung des Spaltenverlustes.

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist nämlich um circa $4^1/_2$ Prozent kleiner als das totale, durch das Leitrad fließende Quantum, oder gleich

$$Q - 0{,}045\, Q = 2 - 0{,}09 = 1{,}91 \text{ Kubikmeter}$$

(bei über dem Unterwasser liegender Turbine wird dieser Verlust kleiner).

Die Summe der sämtlichen normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades wird daher gleich

$$\frac{1{,}91}{5{,}19} = 0{,}368 \text{ Quadratmeter}.$$

Der Ausflußquerschnitt eines Kanales ist gleich

$$\frac{0{,}368}{24} = 0{,}01533 \text{ Quadratmeter},$$

und man erhält somit die normale Weite, wenn man diesen Querschnitt durch die oben gefundene Breite dividiert, zu

$$s_1 = \frac{0{,}01533}{0{,}388} = 0{,}0395 \text{ m oder gleich } 39{,}5 \text{ mm},$$

wofür man sicherheitshalber 40 mm wählen wird.

Der Winkel γ der Schaufeln an der Austrittstelle des Laufrades ergiebt sich aus

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma}{t} = \frac{40 + 9}{196{,}3} = 0{,}249,$$

welchem sinus der Winkel $\gamma = 14^1/_2{}^0$ entspricht.

Die vorteilhafteste Geschwindigkeit des mittlern Radumfanges an der obern Radebene ist

$$v = c \cos \alpha = 5{,}186 \cdot \cos 16^0 = 5{,}186 \cdot 0{,}961 = 4{,}983 \text{ m}.$$

Die vorteilhafteste Geschwindigkeit an der untern Radebene dagegen ist

$$v = u_1 \cos \gamma = 5{,}19 \cos 14^1/_2{}^0 = 5{,}19 \cdot 0{,}968 = 5{,}023 \text{ m}.$$

Die wirkliche vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist daher gleich dem arithmetischen Mittel der beiden obigen, etwas differierenden Geschwindigkeiten oder

$$v = \frac{4{,}983 + 5{,}023}{2} = 5{,}003 \text{ m oder } 0{,}651 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$n = \frac{60{,}0}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 5{,}003}{3{,}14 \cdot 1{,}5} = 63{,}7.$$

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt, ist sehr nahe

$$w = u_1 \sin \gamma = 5{,}19 \cdot 0{,}25 = 1{,}297 \text{ m}.$$

Dies ist nahezu der sechste Teil der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$, und es ist daher der Effektverlust durch w gleich $\frac{1}{36}$ oder nur circa 3 Prozente des totalen Effektes der Wasserkraft.

Anmerkung. Giebt man dem Laufrade eine Schaufel mehr als dem Leitrade, so erhalten s_1 und γ um ein Geringes andere Werte.

Die Höhe der Beschaufelung beider Räder wird $h = 0{,}125\,D = 188$ oder abgerundet 190 mm.

Beispiel 2: (Veränderliches Gefälle und konstante Wassermenge.) Für ein veränderliches Gefälle von $1^1/_2$ bis 3 m und eine unbegrenzte Wassermenge ist eine Turbine zu konstruieren, welche eine konstante Kraft von 90 Pferden entwickeln soll.

Bei dem Gefälle von 3 Metern und einer Nutzleistung von 70 Prozenten konsumiert die Turbine ein Wasserquantum

$$Q = \frac{75 \cdot N_n}{0{,}7 \cdot 1000 \cdot H} = \frac{75 \cdot 90}{0{,}7 \cdot 1000 \cdot 3} = 3{,}214 \text{ Kubikmeter}$$

per Sekunde, dagegen ist bei einem Gefälle von $1^1/_2$ Metern die erforderliche Wassermenge

$$Q = \frac{75 \cdot 90}{0{,}7 \cdot 1000 \cdot 15{,}5} = 6{,}428 \text{ Kubikmeter per Sekunde}.$$

Es ist nun selbstverständlich, daß die Turbine in der Größe für diese letztere Wassermenge und für das kleine Gefälle berechnet werden

und dann so eingerichtet sein muß, daß dieselbe jedem beliebigen, zwischen dem kleinsten und größten vorhandenen Wasserquantum angepaßt, d. h. reguliert werden kann.

Wir werden unten auf diese Vorrichtung zurückkommen und wollen vorerst die Dimensionen der Turbine bestimmen.

Es ist zunächst

Die Ausflußgeschwindigkeit c

$$c = 0{,}676 \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}676 \sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}5} = 3{,}667 \text{ m.}$$

Die Summe sämtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades

$$\mathit{\Delta} = \frac{Q}{c} = \frac{6{,}428}{3{,}667} = 1{,}7529 \text{ qm.}$$

Die Turbine ist daher nach den Formeln unter I. des vorigen Paragraphen zu berechnen.

Der mittlere Durchmesser wird

$$D = 2\sqrt{\mathit{\Delta}} = 2\sqrt{1{,}7529} = 2{,}648 \text{ m}$$

oder abgerundet 2650 mm.

Den Winkel α wählen wir

$$\alpha = 22^0$$

und $\beta = 90^0$.

Die Schaufelteilung am mittlern Radumfange sei versuchsweise $t = 250$ mm.

Es würde dabei die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}1416 \cdot 2650}{250} = 33{,}3.$$

Hierfür wählt man 33 Schaufeln und es wird sodann die wirkliche Teilung

$$t = \frac{8325}{33} = 252{,}2 \text{ mm.}$$

Da die Turbine (wie sich unten ergeben wird) in drei Schaufelkränze abgeteilt wird, hat man nun die Wahl, ob man dem äußern und innern Kranze dieselbe Schaufelzahl geben will wie dem mittlern Kranze, wobei die Teilung entsprechend dem Durchmesser größer oder kleiner wird.

Man findet dies öfter ausgeführt, sowie auch das Gegenteil, daß jeder Schaufelkranz dieselbe Teilung erhält; immer aber werden die Schnittpunkte ber Schaufelkanten mit den seitlichen Radkränzen gegen einander versetzt.

Um die normale Weite s eines Leitkanals zu finden, hat man nur zu bedenken, daß die totale Weite $s + \sigma$ gleich ist der Schaufelteilung t, multipliziert mit dem Sinus des Winkels α, d. h. daß

$$s + \sigma = 252{,}2 \cdot \sin 22^0 = 252{,}2 \cdot 0{,}3746 = 94{,}5 \text{ mm.}$$

Wählen wir daher die Schaufeldicke zu $12^1/_2$ mm (es sind gußeiserne Schaufeln vorausgesetzt), so wird

$$s = 94{,}5 - 12{,}5 = 82 \text{ mm},$$

welche Weite die Leitkanäle bei der Ausführung wirklich erhalten.

Hiervon ist nun zur Bestimmung der Radbreite noch die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades abzuziehn.

Diese Verengung ist bei einer Dicke der Laufradschaufeln an der obern Radebene von 12,5 mm gleich

$$12{,}5 \cdot \sin \alpha = 12{,}5 \cdot 0{,}3746 = 4{,}67 \text{ oder rund } 5 \text{ mm}.$$

Die wirkliche freie normale Weite, welche für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommt, ist somit gleich

$$82 - 5 = 77 \text{ mm}.$$

Die Breite der Leitkanäle ergiebt sich nun leicht aus Q, $\mathcal{A}$, i und s zu

$$b = \frac{\mathcal{A}}{(s - \sigma \cdot \sin \alpha) \cdot i} = \frac{1{,}7529}{(82 - 5) \cdot 33} = 0{,}69 \text{ m}.$$

Diese bedeutende Radbreite wird nun in drei Abteilungen abgeteilt, indem man zwischen dem äußern und innern Radkranze noch zwei mittlere Kränze anbringt und zwar in der Weise, daß die Summe der sämtlichen drei Kranzbreiten (im Lichten gemessen) 690 mm totale lichte Breite ergiebt.

Die Abteilung dieser Schaufelkränze hinsichtlich ihrer Größe ist aber nicht willkürlich, wird vielmehr durch den Umstand bedingt, daß der äußere Schaufelkranz allein die kleinste Wassermenge von 3,214 Kubikmetern bei dem größten Gefälle von 3 Metern konsumiert, während alle drei Schaufelkränze zusammen die ganze Wassermenge von 6,428 Kubikmetern bei $1^1/_2$ Metern Gefälle absorbieren sollen.

Dadurch ist die Breite des äußeren Schaufelkranzes fixiert.

Der Querschnitt $\mathcal{A}$ für $Q = 3{,}214$ Kubikmeter Wasser per Sekunde und $H = 3$ m wird nämlich

$$\mathcal{A} = \frac{3{,}214}{0{,}676\sqrt{19{,}6 \cdot 3}} = 0{,}62 \text{ qm}.$$

Dies ist ungefähr $^1/_3$ des totalen Ausflußquerschnittes der Turbine und es erhält somit der äußere Kranz auch $^1/_3$ der ganzen lichten Breite b oder $\frac{690}{3} = 230$ mm Breite.

Die beiden innern Schaufelkränze erhalten zusammen den Rest der Breite oder $690 - 230 = 460$ mm, und zwar erhalten beide innern Kränze eine gleich große Breite von $\frac{460}{2} = 230$ mm, welche letztere Di-

mension im vorliegenden Falle nur zufällig gleich der Breite des äußern Schaufelkranzes wird.

Der mittlere Schaufelkranz wird zweckmäßig durch vertikale Schieber reguliert, der innere Kranz dagegen erhält einen einfachen gußeisernen, aufziehbaren Deckel.

Wenn die Wassermenge klein und das Gefälle groß ist, arbeitet also nur der äußere Schaufelkranz, und da dieser niemals außer Aktion tritt, erhält er auch keine Abschlußvorrichtung.

Bei mittlerem Wasserstande, wo das Gefälle ebenfalls einen mittlern Wert hat, wird sodann noch der mittlere Schaufelkranz soweit geöffnet, als dies notwendig ist.

Nimmt das Gefälle bei eintretendem Hochwasser noch mehr ab (wegen größerem Stauwasser), daß die beiden äußern Kränze nicht mehr Kraft genug entwickeln, so öffnet man auch den innern Kranz (ganz auf einmal durch Abheben des Deckels) und reguliert die Turbine durch teilweises Schließen des regulierbaren mittlern Schaufelkranzes.

Auf diese Weise kann die Turbine allen eintretenden Wasserständen entsprechend gemacht werden.

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist

$$u = c \sin \alpha = 3{,}667 \cdot 0{,}374 = 1{,}371 \text{ m.}$$

Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeiten u_1 ergiebt sich zu

$$0{,}88\,H - \frac{C^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}88 \cdot 1{,}5 - \frac{3{,}667^2}{19{,}6} + \frac{1{,}341^2}{19{,}6} = 0{,}735 \text{ m.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus der oben erhaltenen Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{0{,}735 \cdot 19{,}6} = 3{,}79 \text{ m.}$$

Die Breite der Laufradkanäle wird

$$b_1 = 690 + 10 = 700 \text{ mm.}$$

Die normale Weite s_1 der Laufradkanäle an der Austrittstelle ergiebt sich aus der Breite und in Berücksichtigung des Umstandes, daß die durch das Laufrad fließende Wassermenge circa $4^1/_2$ Prozent kleiner ist als Q (wegen Verlust durch Spalte).

Die Wassermenge ist also gleich

$$Q - 0{,}045\,Q = 6{,}139 \text{ Kubikmeter,}$$

daher die Summe der Ausflußquerschnitte

$$\Delta_1 = \frac{6{,}139}{3{,}790} = 1{,}62 \text{ qm}$$

und somit

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{i \cdot b_1} s_1 = \frac{1{,}620}{33 \cdot 0{,}700} = 0{,}07 \text{ m oder gleich } 70 \text{ mm.}$$

Der Winkel γ ergiebt sich aus

$$t \cdot \sin\gamma = s_1 + \sigma = 70 + 12{,}5 = 82{,}5 \text{ mm},$$

$$\text{oder } \sin\gamma = \frac{82{,}5}{252{,}2} = 0{,}327;$$

welchem Sinus der Winkel $\gamma = 19^0$ entspricht.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittlern Radumfang mit Rücksicht auf stoßfreien Wassereintritt ist bei dem kleinen Gefälle von $1^1/_2$ m

$$v = c \cdot \cos\alpha = 3{,}667 \cdot 0{,}927 = 3{,}399 \text{ m},$$

dagegen für das größere Gefälle von 3 m ist

$$v = 5{,}186 \cdot 0{,}927 = 4{,}807 \text{ m}.$$

Da nun die Turbine jederzeit genau dieselbe Anzahl Umdrehungen machen soll und doch mit so verschiedenen Gefällen arbeiten muß, so ist es am zweckmäßigsten, wenn man der Turbine eine mittlere Umfangsgeschwindigkeit giebt,

also $$v = \frac{3{,}399 + 4{,}807}{2} = 4{,}103 \text{ m}.$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute wird

$$n = \frac{60 \cdot v}{D\,\pi} = \frac{60 \cdot 4{,}103}{2{,}65 \cdot 3{,}14} = 29{,}5$$

Die absolute Abflußgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Turbine verläßt, ist bei achsialer Austrittsrichtung

$$w = u_1 \cdot \sin\gamma = 3{,}790 \cdot 0{,}325 = 1{,}231 \text{ m},$$

dies ist $\frac{1}{4{,}4}$ von $\sqrt{2\,g\,H}$ und es ist somit der Austrittsverlust

$$\frac{1}{4{,}4^2} = \frac{1}{19}$$

oder circa 5 Prozent des absoluten Effektes der Wasserkraft.

Beispiel 3. Es ist eine Turbine für eine Wasserkraft wie die vorhergehende herzustellen, doch ist das bei Niederwasser zur Verfügung stehende Wasserquantum nicht unbegrenzt, sondern es beträgt dasselbe nur 2500 Liter, wobei das Gefälle (das Maximalgefälle bei Niederwasser) auf 3 m steigt.

Bei Hochwasser ist das Gefälle $1^1/_2$ m, die Wassermenge unbegrenzt.

Da nun im vorliegenden Falle das Etablissement 90 Pferde zum normalen Betriebe erfordert und das Fehlende durch Dampfkraft ersetzt werden muß, die Wasserkraft bei Niederwasserstand aber nur

$$\eta \cdot \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} = 0{,}7 \cdot \frac{2500 \cdot 3}{75} = 70 \text{ Pferde bei 70 Prozent Leistung}$$

entwickelt, so wird man dahin trachten, daß die Turbine bei Niederwasserstand ein möglichst günstiges Resultat ergiebt, resp. die Wasserkraft aufs Vorteilhafteste ausnützt.

Das bei mittlerem und hohem Wasserstande vorhandene Wasserquantum ist in den meisten Fällen mehr als groß genug zur Entwicklung der nötigen Kraft, so daß es während dieser Zeit nicht darauf ankommen kann, ob die Nutzleistung des Motors etwas kleiner sei oder nicht; man wählt die Dimension desselben nur von vorn herein groß genug.

Man giebt daher im vorliegenden Falle dem äußersten Schaufelkranz der Turbine wieder diejenige Breite b, welche dem kleinsten Wasserquantum von 2500 Liter entspricht, wählt aber die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit nicht mehr der ganzen Turbine entsprechend, sondern giebt derselben diejenige Geschwindigkeit, welche für den äußersten Schaufelkranz die vorteilhafteste ist.

Es wird sodann die Wasserkraft bei kleinstem Wasserstande durch den äußeren Kranz der Turbine aufs Sorgfältigste ausgenützt.

Der äußere Schaufelkranz wird bei dem kleineren Gefälle des Mittel- und Hochwassers zu langsam laufen, weshalb sich für denselben also ein kleineres Güteverhältnis ergiebt, was man aber einfach dadurch ausgleicht, daß man die Turbine mehr Wasser konsumieren läßt.

Unsere Turbine wird daher bei Niederwasser, mit dem äußeren Schaufelkranze allein arbeitend, eine Nutzleistung von ungefähr 70 Prozent, bei Mittelwasser mit beiden äußeren Kränzen arbeitend dagegen nur ungefähr 65 Prozent und bei Hochwasser mit allen drei Kränzen arbeitend nur circa 60 Prozent Nutzleistung entwickeln, welcher entsprechend die Dimensionen des mittleren und inneren Schaufelkranzes zu wählen sind.

Die Differenzen zwischen den wirklichen und den vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeiten des mittleren und inneren Schaufelkranzes fallen dabei gar nicht so bedeutend aus, weil das mittlere Gefälle für den mittleren Schaufelkranz nahezu dieselbe Anzahl Umdrehungen ergiebt, als das kleinste Gefälle für den inneren und das größte Gefälle für den äußeren Schaufelkranz.

Wo der innerste Schaufelkranz übrigens nur bei Hochwasser (kleinem Gefälle) arbeitet, indem der Übergang zwischen mittlerem und hohem Wasserstande selten lange dauert, kann man demselben ebenfalls die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit geben, indem man die Winkelverhältnisse der Schaufelung dieses Kranzes anders wählt als diejenigen der andern beiden Kränze.

Dasselbe gilt für den mittleren Schaufelkranz.

Man wird es bei einiger Überlegung und durch einiges Probieren in jedem gegebenen Falle immer bald dahin bringen, durch verschiedene Beschaufelung der einzelnen Schaufelkränze eine ziemlich befriedigende Übereinstimmung zwischen den wirklichen und den vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeiten der verschiedenen Kränze zu erlangen.

In vielen Fällen kommt man auch ohne verschiedene Beschaufelung der einzelnen Kränze aus, denn wo bei Mittel- und Hochwasser das zur Verfügung stehende Wasserquantum größer als erforderlich ist, kann es auf einige Centimeter mehr Kranzbreite nicht ankommen, man wählt die Beschaufelung aller Kränze gleich derjenigen des äußeren Kranzes und läßt bei Mittel- und Hochwasser den Motor soviel mehr Wasser konsumieren, daß er ungeachtet des geringeren Güteverhältnisses in vollem Maße die nötige Kraft liefert.

Auf den Preis des Motors hat dies keinen weiteren Einfluß, ebensowenig auf die Größe der Turbine, denn man pflegt in diesen Fällen die Kränze mehr nach einwärts zu verbreitern, so daß der äußere Durchmesser der Turbine derselbe bleibt.

Man kann mit dieser Verbreiterung nach einwärts soweit gehn, bis der innere Durchmesser (des innersten Schaufelkranzes) gleich $^1/_3$ des äußeren Durchmessers (des äußeren Kranzes) ist.

Für alle die mannigfaltigen wirklich vorkommenden Verhältnisse Beispiele zu geben, würde zu weit führen.

Manchmal tritt der Fall ein, daß die Art der Wasserkraft auf eine Turbine mit 2 Schaufelkränzen führt, deren Breite b man niemals über 300 bis 350 mm wählt.

Das nachfolgende Beispiel, welches der Wirklichkeit entnommen ist, soll dies erläutern.

Beispiel 4. Für eine ganz konstante Wassermenge von 1080 Litern per Sekunde und ein stark veränderliches Gefälle von 0,9 bis 2,4 m soll eine Jonval-Turbine konstruiert werden, und es wird verlangt, daß die Wasserkraft zu jeder Zeit aufs Beste ausgenützt, daß ferner die Anzahl Umdrehungen der Turbine jederzeit genau dieselbe sei.

Der Oberwasserspiegel ist ganz unveränderlich. Der Motor soll ohne komplizierte Regulierung hergestellt werden und billig sein.

Das Gefälle ist in der Weise veränderlich, daß es

im Monat April	0,9 m	
von Mai bis August	1,5 m	
von August bis März	2,4 m	beträgt.

Die Veränderung geschieht meistens innerhalb eines kurzen Zeitraumes, so daß während der jeweiligen angegebenen Zeitdauer das Gefälle nahezu konstant genannt werden kann.

Um zu finden, wie diesen mannigfaltigen Anforderungen Genüge geleistet werden könne, hat man vorerst die Dimensionen aufzusuchen, welche die Turbine erhalten würde, wenn man auf die verschiedenen Forderungen nicht Rücksicht zu nehmen hätte.

Da diese Dimensionen für das kleinste Gefälle von 0,9 m zu berechnen sind, ist vorerst

$$\sqrt{2\,g\,H} = \sqrt{19{,}6 \cdot 0{,}9} = 4{,}202 \text{ m.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade wird

$$c = 0{,}676\,\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}676 \cdot 4{,}202 = 2{,}84 \text{ m.}$$

Die Summe der sämtlichen Austrittsquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{1{,}08}{2{,}84} = 0{,}3803 \text{ qm.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine wird

$$D = 2{,}5\,\sqrt{\Delta} = 2{,}5\,\sqrt{0{,}3803} = 1{,}537 \text{ m.}$$

Hierfür wählt man die runde Zahl $D = 155$ mm,

Winkel α wählen wir $\alpha = 16^0$

und $\beta = 90^0$.

Die Schaufelteilung sei circa 180 mm und es würde sonach die Anzahl Schaufeln oder Kanäle

$$i = \frac{3{,}1416 \cdot 1{,}55}{0{,}180} = 27{,}05,$$

wofür man $i = 28$ wählt.

Es wird somit die wirkliche Schaufelteilung

$$t = \frac{3{,}1416 \cdot 1{,}55}{28} = 174 \text{ mm.}$$

Die totale normale Weite eines Leitkanals samt der Schaufeldicke wird

$$s + \sigma = t \sin \alpha = 174 \cdot \sin 16^0 = 174 \cdot 0{,}275 = 47{,}85 \text{ mm.}$$

Wir wählen die Dicke der gußeisernen Schaufeln an der Austrittsstelle 9 mm und es wird alsdann die totale normale Weite s eines Leitkanals eine ganze Zahl, nämlich

$$47{,}85 - 9 = 39 \text{ mm,}$$

welche normale Weite die Kanäle in Wirklichkeit erhalten.

Zur Berechnung der übrigen Dimensionen ist von dieser totalen Weite s noch die Verengung durch die Radschaufelstöße abzuziehen, welche bei einer Dicke der letzteren von 9 mm gleich wird

$$9 \cdot \sin \alpha = 9 \cdot 0{,}275 = 2{,}47 \text{ oder rund } 2{,}5 \text{ mm.}$$

Die wirkliche freie (für den Ausfluß des Wassers maßgebende) normale Weite ist daher gleich

$$39 - 2{,}5 = 36{,}5 \text{ mm}.$$

Hieraus ergiebt sich die erforderliche Radbreite zu

$$b = \frac{\mathit{A}}{(s - \sigma \cdot \sin \alpha) \cdot i} = \frac{0{,}3803}{(39 - 2{,}5) \cdot 28} = 372 \text{ mm}.$$

Diese Dimensionen bilden nun das erste Gerippe für den Aufbau unserer vorliegenden Turbine und wir haben nun aufzusuchen, auf welche Weise die gegebene Radbreite verteilt werden kann, um eine gute Übereinstimmung in den Geschwindigkeitsverhältnissen zu erlangen.

Der Größe nach würde die Turbine in zwei Schaufelkränze abgeteilt werden und es wird angemessen erscheinen, dem äußeren Kranz eine solche Breite zu geben, daß er bei dem großen Gefälle von 2,4 m die ganze Wassermenge allein konsumieren kann.

Ebenso wird es angemessen sein, die Breite des inneren Kranzes so zu wählen, daß derselbe bei dem mittleren Gefälle von 1,5 m allein die ganze Wassermenge absorbiert.

Bei dem kleinen Gefälle von 0,9 m werden dagegen beide Schaufelkränze soweit geöffnet werden, als dies erforderlich ist, um das ganze Wasserquantum durch den Motor fließen zu lassen.

Es kommt demnach vor, daß jeder der beiden Schaufelkränze zeitweise abgeschlossen werden muß, je nach dem vorhandenen Gefälle.

Berechnet man nun die nötigen Dimensionen des äußeren Kranzes für das größte Gefälle von 2,4 m, sowie diejenigen des inneren Kranzes für das mittlere Gefälle von 1,5 m, so erhält man nachfolgende Werte (Fig. 2 Tafel 11):

I. Äußerer Kranz.

$H = 2{,}4$ m; $\sqrt{2\,g\,H} = 6{,}862$ m; $c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H} = 4{,}638$ m; $\mathit{A} = \frac{1{,}08}{4{,}638} = 0{,}2328$ qm; $D = 1{,}92$ m; $i = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}92}{174} = 34{,}7$, wofür wir $i = 36$ nehmen, also $t = \frac{6032}{36} = 167{,}5$ mm; $s = 37$ mm; freie Weite $s - \sigma \cdot \sin \alpha = 34{,}5$ mm; $b = \frac{0{,}2328}{36 \cdot 34{,}5} = 187$ mm; $v = c \cdot \cos \alpha = 4{,}46$ m; vorteilhafte Umdrehungszahl per Minute $= \frac{60 \cdot 4{,}46}{6032} = 44{,}3$.

II. Innerer Kranz.

$H = 1{,}5$ m; $\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}425$ m; $c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H} = 3{,}667$ m; $\Delta = \frac{1{,}08}{3{,}667} = 0{,}3$ qm; $D = 1{,}35$ m; $i = \frac{3{,}14 \cdot 1350}{174} = 24$; $t = \frac{4241}{24} = 176{,}6$ mm; totales $s = 39$ mm; freie Weite $= s - \sigma \cdot \sin\alpha = 36{,}5$ mm; $b = \frac{0{,}3}{24 \cdot 36{,}5} = 342$ mm; $v = c \cdot \cos\alpha = 3{,}516$ m;

Vorteilhafteste Umdrehungszahl der Turbine $= \frac{60 \cdot 3{,}516}{4{,}241} = 49{,}7$.

III.

Wenn beide Kränze arbeiten, ist der mittlere Durchmesser nach Fig. 3 Tafel 11 nicht mehr, wie ursprünglich angenommen, 1,55 m, sondern 1,63 m und es wird daher bei

$H = 0{,}9$ m; $\sqrt{2\,g\,H} = 4{,}202$ m; $c = 2{,}840$ m;
$\Delta = 0{,}38$ qm; $D = 1{,}63$ m; $v = c \cdot \cos\alpha = 2{,}731$ m;

vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen $= \frac{60 \cdot 2{,}731}{5{,}121} = 32$ pro Minute.

Wie sich nun aus vorstehenden Daten ergiebt, würde bei dem kleinsten Gefälle außer dem inneren Schaufelkranze noch ein Teil des äußeren Kranzes geöffnet werden müssen, d. h. es müßten beide Kränze wenigstens teilweise miteinander arbeiten, was bei Vorhandensein einer Abschlußvorrichtung für jeden Kanal des äußeren Kranzes keinerlei Schwierigkeit im Gefolge haben würde.

Dagegen ist es unmöglich, eine gute Übereinstimmung der Geschwindigkeiten resp. Umdrehungszahlen bei den verschiedenen Gefällen herauszubringen.

Es ist nämlich für Fall

	I.	II.	III.
$H =$	2,400 m;	1,500 m;	0,900 m;

die Anzahl der Umdrehungen der Turbine

	I.	II.	III.
$=$	44,3;	49,7;	32.

Obwohl also das größte Gefälle am äußersten und das kleinste Gefälle am innersten Kranze arbeitet, so ist die Anzahl Umdrehungen für beide Fälle eine so sehr verschiedene, daß diese Differenz auch durch Anwendung anderer Winkelverhältnisse unmöglich beseitigt werden kann.

Selbst wenn man in der Weise rechnet, daß das kleinste Gefälle nicht am mittleren Durchmesser der ganzen Turbine, sondern der Hauptsache nach nur am Durchmesser des inneren Kranzes von 1,35 m arbeitet (indem nur ein kleiner Teil des äußeren Kranzes mitarbeiten muß), so würde sich die Anzahl der Umdrehungen statt auf 32 auf $38^1/_2$ per Minute stellen, so daß auch in diesem Falle eine nicht zu beseitigende Differenz übrig bleibt.

Es ist daher im vorliegenden Falle unmöglich, mit einer Turbine mit zwei Schaufelkränzen den gestellten Anforderungen Genüge zu leisten, und wir haben daher den Versuch zu machen, wie die Sache sich bei Anwendung dreier Schaufelkränze verhalten wird.

Wir fügen daher der obigen Turbine mit zwei Kränzen noch einen dritten innerhalb der beiden anderen bei und geben demselben eine solche Breite, daß er bei gleicher Schaufelzahl und gleicher normaler Weite der Leitkanäle wie der mittlere Kranz mit dem letzteren zusammen bei kleinstem Gefälle die ganze Wassermenge konsumiert.

Fig. 3 Tafel 11 zeigt die Dimensionen und die Anordnungen dieser Turbine. Der innerste Kranz erhält 24 Schaufel, 39 mm totale normale Weite und 100 mm Breite der Leitkanäle und haben die beiden inneren Kränze zusammen einen Austrittsquerschnitt $\Delta = 0{,}38$ qm.

Der mittlere Durchmesser beider zusammenarbeitenden inneren Kränze ist 1,11 m und die vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen wird bei $v = 2{,}731$ m gleich

$$\frac{60 \cdot 2{,}731}{3{,}14 \cdot 1{,}110} = 47.$$

Es arbeiten also nun bei der so angeordneten Turbine

I. bei $H = 2{,}4$ m der äußere Kranz mit 44,3 Umdrehungen,
II. „ $H = 1{,}5$ m der mittlere Kranz mit 49,7 „
III. „ $H = 0{,}9$ m die beiden inneren Kränze mit 47 „

Damit wäre somit eine ganz ordentliche Übereinstimmung in die vorteilhaftesten Umdrehungszahlen bei den verschiedenen Gefällen gebracht; denn weil die Turbinen in der Nähe der vorteilhaftesten Geschwindigkeit gegen eine mäßige Veränderung derselben nicht empfindlich sind, so wird der vorliegende Motor (nach Fig. 3 Tafel 11) mit einer Anzahl Umdrehungen, welche die Mitte zwischen den obigen hält, oder mit 47 Umdrehungen per Minute recht vorteilhaft arbeiten.

Wir werden später die Art und Weise, wie die Nutzleistung einer Turbine mit der Veränderung der vorteilhaftesten Umdrehungszahl ab-

nimmt, an der Hand ausgeführter Bremsversuche einläßlich erörtern, vorläufig mag hier nur noch erwähnt werden, daß nach diesen Versuchen in Übereinstimmung mit der Theorie die Geschwindigkeit einer Turbine um 6 bis 8 Prozente von der vorteilhaftesten Geschwindigkeit abweichen darf, ohne daß sich die Nutzleistung der Turbine um mehr als 1 Prozent vermindert.

Der Unterschied in der Leistung der vorliegenden Turbine wegen nur annähernder Einhaltung der richtigen (vorteilhaftesten) Umdrehungszahl wird daher nicht über 1 Prozent betragen und kann somit vollständig vernachlässigt werden, und zwar umsomehr, als beim kleinsten Gefälle, wo die Wasserkraft am sorgfältigsten ausgenützt werden soll, die Geschwindigkeit genau gleich der vorteilhaftesten und der Verlust von circa 1 Prozent wegen abweichender Umdrehungszahl in diesem Falle also nicht vorhanden ist.

Beispiel 5. Es ist eine Jonval-Turbine für eine unveränderliche Wassermenge von 800 Litern pro Sekunde und ein Gefälle von 9 m zu konstruieren.

Eine Jonval-Turbine ist für eine Wasserkraft dieser Art nur dann anwendbar, wenn das Wasserquantum niemals kleiner wird als das benötigte. Bei veränderlicher Wassermenge ist eine Girard-Turbine hier unbedingt vorzuziehen.

Wenn dagegen der Motor baulicher Schwierigkeiten wegen nicht unmittelbar am Unterwasserspiegel angebracht werden kann oder wenn das Gefälle durch Sinken und Steigen des Unterwasserspiegels veränderlich ist, die Wasserkraft aber in allen Fällen möglichst sorgfältig ausgenützt werden soll, so kann nur eine Jonval-Turbine angewandt werden.

Die letztere wird dann in zugänglicher Höhe, aber immerhin möglichst nahe dem Unterwasserspiegel aufgestellt und mit einem jederzeit ins Unterwasser eintauchenden Saugrohre versehen.

Zur Berechnung der Turbine hat man zunächst

$$\sqrt{2\,g\,H} = \sqrt{19{,}6 \cdot 9} = 13{,}29 \text{ m}$$

und es wird die Geschwindigkeit c, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade ausfließt

$$c = 0{,}676\,\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}676 \cdot 13{,}29 = 8{,}984 \text{ m}.$$

Die Summe der sämtlichen Ausflußquerschnitte des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{0{,}8}{8{,}98} = 0{,}0891 \text{ qm}.$$

Die Turbine gehört daher in die Kategorie III des vorigen Paragraphen und es wird der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3{,}5\sqrt{\Delta} = 3{,}5\sqrt{0{,}0891} = 1{,}043 \text{ m.}$$

Hierfür wählt man die runde Zahl 1000 mm.

Die Winkel wählen wir

$$\alpha = 15^0$$

und $\beta = 90^0$.

Die Schaufelteilung wählen wir zu circa 120 mm und es wird daher die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}1416 \cdot 1000}{120} = 26{,}18,$$

wofür man $i = 26$ wählt, so daß sich die wirkliche Schaufelteilung zu

$$t = \frac{3{,}1416 \cdot 1000}{26} = 120{,}76 \text{ mm ergiebt.}$$

Die normale Weite s eines Leitkanals findet man aus

$$s + \sigma = t \cdot \sin\alpha = 120{,}76 \cdot 0{,}2588 = 31{,}25 \text{ mm.}$$

Die Schaufeldicke wählen wir zu 7,5 mm und es ist daher die totale normale Weite s

$$s = 31{,}25 - 7{,}5 = 24 \text{ mm.}$$

Davon ist aber zur Berechnung der erforderlichen Radbreite noch die Verengung durch die Radschaufelstöße abzurechnen. Diese Verengung ist bei einer Radschaufeldicke von 7,5 mm gleich

$$\sigma \cdot \sin\alpha = 7{,}5 \cdot 0{,}2588 = 2 \text{ mm.}$$

Es ist also die wirkliche freie Weite eines Leitkanales (welche für den Ausfluß des Wassers statt der ganzen Weite s in Rechnung kommt) gleich $s - \sigma \cdot \sin\alpha = 24 - 2 = 22$ mm.

Die Breite der Leitkanäle ergiebt sich nun leicht zu

$$b = \frac{\Delta}{(s - \sigma \cdot \sin\alpha) \cdot i} = \frac{0{,}0891}{0{,}022 \cdot 26} = 0{,}1557 \text{ m}$$

abgerundet auf 156 mm.

Die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, ergiebt sich zu

$$u = c \cdot \sin\alpha = 8{,}984 \cdot 0{,}2588 = 2{,}301 \text{ m.}$$

Der Spaltenüberdruck ergiebt sich für den Fall, wo die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, zu

$$0{,}924\,H - \frac{c^2}{2g} = 0{,}924 \cdot 9 - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} = 4{,}21 \text{ m.}$$

Wenn dagegen die Turbine so hoch über dem Unterwasser aufgestellt wird, daß sich die Spalte H_s Meter über dem Unterwasser befindet, so wird der Spalten-Überdruck gleich

$$0{,}924\,H - H_s - \frac{c^2}{2g}$$

und z. B. bei einer Höhe H_s von 2,5 m gleich

$$0{,}924 \cdot 9 - 2{,}5 - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} = 1{,}71 \text{ m.}$$

Will man die Sache ganz genau nehmen, so ist die Saughöhe H_s um die Widerstandshöhe zu vermindern, welche den Nebenhindernissen beim Durchfluß des Wassers durch das Laufrad und Ablaufrohr entspricht.

Da diese Widerstandshöhe derjenigen für das Leitrad gleich ist, so erhält H_s den Koefficienten 0,924 und es lautet die obige Formel

$$0{,}924 \cdot H - H_s - \frac{c^2}{2g}$$

und es wird der oben erwähnte Überdruck = 1,891 m.

Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradkanälen wird

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = (0{,}88 \cdot 9) - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} + \frac{2{,}301^2}{19{,}6} = 4{,}09 \text{ m.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \cdot 4{,}09} = 8{,}95 \text{ m.}$$

Die Breite der Laufradkanäle im Lichten wird

$$b_1 = b + 10 = 156 + 10 = 166 \text{ mm.}$$

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist bei am Unterwasserspiegel liegender Spalte circa 4,5 Prozent kleiner als Q oder gleich

$$Q - 0{,}045\,Q = 800 - 36 = 764 \text{ Liter.}$$

Die Summe der sämtlichen Ausflußquerschnitte des Laufrades wird

$$\Delta_1 = \frac{0{,}764}{8{,}95} = 0{,}0853 \text{ qm.}$$

Die normale Weite der Laufradkanäle an der Austrittstelle ergiebt sich aus Δ_1, b_1 und i zu

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{i \cdot t} = \frac{0{,}0853}{26 \cdot 0{,}166} = 0{,}0197 \text{ m, abgerundet 20 mm.}$$

Erhält das Laufrad eine Schaufel, und somit einen Kanal mehr, also deren 27 statt 26, so wird s_1 dementsprechend kleiner.

Den Winkel γ findet man, wenn $\sigma = 7$ mm ist aus

$$s_1 + \sigma = 20 + 7 = t_1 \sin\gamma = 120{,}76 \cdot \sin\gamma$$

es ist daher $\sin \gamma = \frac{27}{120{,}76} = 0{,}2235$,

welchem Sinus sehr nahe der Winkel $\gamma = 13^0$ entspricht.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschindigkeit v ist

$$v = c \cdot \cos \alpha = 8{,}984 \cdot 0{,}966 = 8{,}678 \text{ m}.$$

Will man es sehr genau nehmen, so ist noch der beste Wert von v für die untere Radebene zu berücksichtigen.

Dieser ist

$$v = u_1 \cos \gamma = 8{,}95 \cdot 0{,}974 = 8{,}717 \text{ m},$$

und nimmt man daher das arithmetische Mittel dieser beiden vorteilhaftesten oberen und unteren Geschwindigkeiten oder

$$v = \frac{c \cdot \cos \alpha + u \cdot \cos \gamma}{2} = \frac{8{,}678 + 8{,}717}{2} = 8{,}697 \text{ m}.$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute wird

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \pi} = \frac{60 \cdot 8{,}697}{3{,}1416} = 166.$$

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser parallel der Achse die Turbine verläßt, ergiebt sich aus u_1 und γ zu $w = u_1 \sin \gamma = 8{,}95 \cdot 0{,}225 = 2{,}013$ m.

Dieser Wert ist $= \frac{\sqrt{2 g H}}{6{,}6}$ und es ist daher bei der vorliegenden Turbine der Austrittsverlust gleich $\frac{1}{6{,}62} = \frac{1}{43}$ des totalen Effektes.

§ 43.

Bemerkungen über die vorstehenden Regeln zur Konstruktion der Jonval-Turbinen.

Die in verschiedenen Lehrbüchern vorhandenen Regeln über die Konstruktion der Jonval-Turbinen weichen so sehr sowohl von einander als auch meistenteils von den Resultaten, die wir oben erhalten, ab, daß es notwendig ist, über diesen Punkt noch einige Bemerkungen einzuschalten.

Es ist bereits darauf hingewiesen worden, daß die Winkel α und β des Schaufelapparates einer Jonval-Turbine innerhalb sehr weiter Grenzen willkürlich gewählt werden können, d. h. daß die Nutzleistung einer solchen Turbine theoretisch unabhängig von dem angewendeten Reaktionsgrade ist.

Es ist aus diesem Grunde ganz begreiflich, daß man vom theoretischen Standpunkte aus d. h. so lange man die Nebenhindernisse nicht berücksichtigt,

mannigfaltig von einander abweichende Regeln über die Konstruktion des Schaufelapparates aufstellen kann, welche sämtlich vollkommen richtig sind.

Bei näherer Betrachtung der Sache, d. h. bei gehöriger Berücksichtigung der Nebenhindernisse, aber findet man, daß diese theoretisch vorhandene Willkür in ziemlich enge Grenzen eingeschlossen wird.

Es liegt nämlich auf der Hand, daß diejenigen Winkelverhältnisse des Schaufelapparates die besten sind, bei welchen einerseits die Summe der sämtlichen Nebenhindernisse oder Arbeitsverluste am kleinsten wird und welche eine möglichst geringe Empfindlichkeit der Turbine gegen Abweichungen von der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit zur Folge haben.

Die Reibungsverluste an und für sich allein betrachtet, sowie die Stoßverluste an den Schaufelkanten werden um so kleiner ausfallen, je geringer die mittlere Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch die Turbine ist, und zwar sind diese beiden Verluste nach allen vorliegenden Erfahrungsresultaten über die Reibung des Wassers ungefähr dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit proportional.

Diejenigen Winkelverhältnisse, bei welchen die mittlere Durchflußgeschwindigkeit in beiden Rädern die kleinste ist, werden somit hinsichtlich der Reibungs- und Stoßverluste die vorteilhaftesten sein.

Die mittlere Durchflußgeschwindigkeit fällt aber für einen gegebenen Wert von w dann am kleinsten aus, wenn die Summe der Quadrate der Ausflußgeschwindigkeiten c und u_1 ein Minimum wird.

Dies ist aber dann der Fall (wie man sich durch probeweises Verfahren am leichtesten überzeugen kann), wenn die Richtung der relativen Geschwindigkeit u senkrecht auf der absoluten Eintrittsrichtung c des Wassers steht, oder wenn

$$\beta = 90^0 - \alpha$$

ist. Dies würde somit hinsichtlich der Reibung und der Wasserstöße das beste Winkelverhältnis sein.

Weniger aber ist dies hinsichtlich der oben erwähnten Empfindlichkeit der Turbine gegen Geschwindigkeitsänderungen der Fall.

Diese Empfindlichkeit fällt naturgemäß dann am kleinsten aus, wenn u ein Minimum wird, und dies ist dann der Fall, wenn

$$\beta = 90^0 - \frac{\alpha}{2} \text{ oder } c = v$$

ist. Ebenso fällt für dieses Winkelverhältnis der Stoßverlust an den Radschaufelkanten am kleinsten aus.

Berechnet man nun aber den Unterschied zwischen den Reibungs- und Stoßverlusten für verschiedene Werte von β und zwar für

$$a)\ \beta = 90^0;\quad b)\ \beta = 90^0 - \alpha;\quad c)\ \beta = 90^0 - \frac{\alpha}{2},$$

so findet man, daß diese Differenz zwischen a) und b) höchstens 1 Prozent des totalen Effektes der Wasserkraft beträgt, d. h. daß eine Jonval-Turbine bei $\beta = 90^0$ 1 Prozent mehr Reibungsverluste hat als bei $\beta = 90^0 - \alpha$.

Dagegen findet man wieder, daß bei $\beta = 90^0$ dem größeren Reibungsverlust ein kleinerer Spaltenverlust gegenübersteht, so daß es hinsichtlich der totalen Verlustsumme gänzlich gleichgültig ist, welchen Wert zwischen $\beta = 90^0$ und $\beta = 90^0 - \alpha$ der Winkel β erhält.

Dies im Verein mit den bereits angegebenen Gründen berechtigt zu der Annahme, daß der vom Verfasser den Konstruktionsregeln der beiden vorigen Paragraphen zu Grunde gelegte Wert

$$\beta = 90^0$$

für Jonval-Turbinen insofern der passendste ist, als durch kein anderes Winkelverhältnis ein besseres Resultat erreichbar ist, derselbe eine gleiche Beschaufelung beider Räder gestattet und mittlere Werte der Reaktion und der Schaufelkrümmung im Gefolge hat.

§ 44.

Berechnung der Jonval-Turbinen für andere Konstruktions-Verhältnisse.

Soll aus irgend welchen Gründen eine Jonval-Turbine nicht nach dem vom Verfasser angenommenen, sondern nach irgend einem anderen Winkelverhältnisse oder mit anderem Reaktionsgrade konstruiert werden, so ist der Gang der Berechnung folgender:

Nach Festsetzung des Winkelverhältnisses innerhalb der angegebenen Grenzen besteht die erste und schwierigste Aufgabe darin, die richtige Geschwindigkeit ausfindig zu machen, mit welcher das Wasser aus dem Leitapparate ausfließen soll.

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w, mit welcher das Wasser die Turbine verläßt, wird nämlich bei einem gegebenen Winkel γ und einer bestimmten Geschwindigkeit u_1 dann am kleinsten, wenn die Richtung dieses Wasseraustrittes senkrecht auf die untere Radebene, d. h. parallel der Turbinenachse gerichtet ist. Hiervon kann man sich sowohl durch Rechnung als auch durch die bloße Anschauung von Fig. 10, Tafel 7 leicht überzeugen,

denn es fällt eine von dem Punkt w und der unteren Radebene begrenzte Linie dann am kürzesten aus, wenn dieselbe senkrecht auf der Radebene steht.

Wollte man die richtige Ausflußgeschwindigkeit c direkt auf theoretischem Wege aufsuchen, so würde man trotz aller Abkürzungen und Annäherungen zu so weitschweifigen Entwicklungen gelangen, daß dieselben gänzlich unbrauchbar würden, und es ist somit hier nur der Weg des Versuches zu befolgen, obwohl derselbe von den gestrengen Herren der papierenen Welt mitleidig belächelt und von heißspornigen Rezensenten „heruntergemacht" wird.

Der theoretische Wert dieser Ausflußgeschwindigkeit ist leicht annähernd herauszufinden, wenn man die Nebenhindernisse nicht berücksichtigt; der wirklich richtige Wert dagegen kann nur durch versuchsweises Verfahren ermittelt werden, wenn man alle Nebenhindernisse berücksichtigen will.

Beispiel 6. Über die Berechnung der richtigen Geschwindigkeitsverhältnisse für einen beliebigen Reaktionsgrad. Es sei eine Turbine so zu konstruieren, daß $\alpha + \beta = 90^0$ oder $\beta = 90^0 - \alpha$ wird.

Man bestimmt zuerst mit Hülfe der Formel 120 einen ersten angenäherten theoretischen Wert von c nach der Formel

$$c = \sqrt{\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} \cdot g \cdot H}$$

oder für $\alpha + \beta = 90^0$

$$c = \sqrt{g \cdot H},$$

denn es wird für diesen Fall

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} = 1.$$

In Bruchteilen des Wertes $\sqrt{2\,g\,H}$ ausgedrückt, wird somit

$$c = \frac{1}{1{,}414} \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}707 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Dies ist der erste angenäherte theoretische Wert von c.

In Berücksichtigung der Nebenhindernisse ist dieser Wert noch mit 0,924 zu multiplizieren, d. h. es ist der erste angenäherte effektive Wert von c

$$c = 0{,}924 \cdot 0{,}707 \sqrt{2\,g\,H} = 0{,}653 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Bei einem Gefälle von 4,5 m wird z. B.

$$c = 0{,}653 \sqrt{19{,}61 \cdot 4{,}5} = 6{,}135 \text{ m}.$$

Es wird ferner bei einem Wert $\alpha = 16^0$ und $\beta = 74^0$ die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = c \frac{1}{\sin \beta} = 6{,}135 \frac{1}{0{,}961} = 6{,}384 \text{ m} = 0{,}68 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Die relative Geschwindigkeit u ist

$$u = c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 6{,}135 \frac{0{,}275}{0{,}961} = 1{,}755 \text{ m}.$$

Die effektive Druckhöhe für u_1 wird gleich

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2\,g} + \frac{u^2}{2\,g} = 0{,}88 \cdot 4{,}5 - \frac{6{,}135^2}{19{,}61} + \frac{1{,}755^2}{19{,}61} = 2{,}197 \text{ m}.$$

Die effektive relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \cdot 2{,}197} = 6{,}56 \text{ m}.$$

Dies sind die ersten angenäherten Werte von c, v, u, und u_1.

Um nun zu sehen, inwieweit diese Werte den früheren Bedingungen entsprechen, hat man zu berücksichtigen, daß in Folge des größeren Wertes von u_1 gegenüber c, der um etwa 10 mm größeren Breite des Laufrades gegenüber dem Leitrade und in Folge des Wasserverlustes durch den Spalt die normale Weite s_1 der Laufradkanäle am Austritt und daher auch der Winkel γ kleiner wird als α und zwar (laut Rechnung oder laut Konstruktion oder durch Probieren ermittelt) um nahezu 2 Grade, so daß also

$$\gamma = 14^0 \text{ wird}.$$

Da nun die absolute Geschwindigkeit w senkrecht auf die untere Radebene gerichtet sein muß, so sollte sein

$$u_1 = v \frac{1}{\sin (90^0 - \gamma)} = 6{,}384 \frac{1}{\sin 76^0} = \frac{6{,}384}{0{,}970} = 6{,}581 \text{ m}.$$

Zufällig stimmen nun die beiden erhaltenen Werte $u_1 = 6{,}581$ m und 6,56 m so vollkommen miteinander überein, daß eine Wiederholung der Rechnung nicht notwendig ist, die sämtlichen erhaltenen Werte also die endgültig richtigen sind.

Wäre letzteres nicht der Fall und hätte z. B. die Formel $u_1 = v \frac{1}{\sin (90^0 - \gamma)}$ einen zu großen Wert geliefert, so müßte man die Rechnung wiederholen, indem man für c einen etwas kleineren Wert setzt, wodurch der Überdruck und somit auch u_1 vermehrt wird. Im umgekehrten Fall hätte man bei Wiederholung der Rechnung für c einen etwas größeren Wert zu setzen; denn je kleiner c wird, desto größer wird u_1 und umgekehrt.

Ähnlich wie vorstehend hat man bei Aufsuchung der richtigen Geschwindigkeitsverhältnisse für jedes andere Winkelverhältnis zu verfahren.

§ 45.

Beispiele über die Berechnung von Jonval-Turbinen mit verschiedenen Winkelverhältnissen.

Beispiel 7. Es soll eine Jonval-Turbine mit dem Winkelverhältnis $\beta = 90^0 - \alpha$ für ein konstantes Gefälle von 3,6 m und eine veränderliche Wassermenge von 2000 bis 3600 Litern per Sekunde konstruiert werden und es wird besonderes Gewicht darauf gelegt, daß die Wasserkraft beim kleinen Wasserstande aufs Sorgfältigste ausgenützt werde.

Die Turbine ist in der Größe für 3600 Liter zu konstruieren und es ist zunächst $\sqrt{2\,g\,H} = 8{,}404$ m.

Es wird nun

Die Ausflußgeschwindigkeit c des Wassers aus dem Leitrade

$$c = 0{,}65\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}462 \text{ m}.$$

Die Summe Δ der Austrittsquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{3{,}600}{5{,}462} = 0{,}659 \text{ qm}.$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine würde

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{0{,}659} = 2{,}025 \text{ m}$$

oder abgerundet 2000 mm.

Auf besondern Wunsch des Bestellers soll der Durchmesser D aber 2500 mm betragen, um eine geringere Kranzbreite zu erhalten, bei welcher die Geschwindigkeiten der inneren und äußeren Wasserfäden weniger differieren.

Die Schaufelteilung sei ungefähr 180 mm und somit die Schaufelzahl $i = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}5}{44} = 43{,}6$ wofür man 44 nimmt.

Die genaue Teilung wird somit

$$t = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}500}{180} = 178{,}5 \text{ mm}.$$

Die Schaufelwinkel wählen wir $\alpha = 16^0$ und somit, da $\alpha + \beta = 90^0$ oder $\beta = 90^0 - \alpha$ sein soll, wird

$$\beta = 74^0$$

Die normale Weite s der Leitkanäle ergiebt sich, wenn man erwägt, daß $s + \sigma = t \sin \alpha = 178{,}5 \cdot 0{,}275 = 49$ mm ist und die untere Dicke der Schaufeln z. B. gleich 9 mm ist zu

$$s = 49 - 9 = 40 \text{ mm},$$

welche Weite die Leitkanäle an der Austrittsstelle wirklich erhalten.

Für die Berechnung der übrigen Dimensionen ist hiervon noch die Verengung durch die Radschaufelstöße abzuziehen, welche bei 9 mm oberer Radschaufeldicke (in der Spaltenebene gemessen) gleich ist

$$9 \cdot \sin \alpha = 9 \cdot 0{,}275 = 2{,}47 = 2{,}5 \text{ mm.}$$

Die für den Ausfluß des Wassers maßgebende wirklich freie normale Weite ist somit $= 40 - 2{,}5 = 37{,}5$ mm.

Die Umfangsgeschwindigkeit v ist

$$v = \frac{c}{\sin \beta} = \frac{5{,}462}{0{,}961} = 5{,}683 \text{ m.}$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit u wird

$$u = c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 5{,}462 \frac{0{,}275}{0{,}961} = 1{,}563 \text{ m.}$$

Der Spaltenüberdruck wird, da die Spalte nicht in der Höhe des Unterwasserspiegels, sondern 1,5 m über derselben liegt,

$$= 0{,}924\,H - \frac{c^2}{2g} - 1{,}5 = 0{,}924 \cdot 3{,}6 - \frac{5{,}462^2}{19{,}61} - 1{,}5 = 1{,}521 - 1{,}5 =$$

$$= 0{,}021 \text{ m.}$$

Die Leitradbreite b wird

$$b = \frac{A}{(s - \sigma \cdot \sin \alpha) \cdot i} = \frac{0{,}659}{0{,}0375 \cdot 44} = 0{,}3994 \text{ m} = 400 \text{ mm.}$$

Die Druckhöhe für u_1 wird gleich

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}88 \cdot 3{,}6 - \frac{5{,}462^2}{19{,}61} + \frac{1{,}563^2}{19{,}61} = 1{,}771 \text{ m.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{2g \cdot 1{,}771} = 5{,}9 \text{ m.}$$

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist infolge des verschwindend kleinen Spaltenüberdruckes gleich dem totalen Wasserquantum Q, also gleich 3600 Liter und es wird daher die Summe A_1 der Ausflußquerschnitte des Laufrades

$$A_1 = \frac{Q}{u_1} = \frac{3{,}6}{5{,}9} = 0{,}6101 \text{ qm.}$$

Die Breite der Laufradkanäle ist gleich

$$b_1 = b + 10 = 400 + 10 = 410 \text{ mm.}$$

Die normale Weite der Laufradkanäle ist $s_1 = \frac{A_1}{i_1 b_1}$, und wenn das Laufrad eine Schaufel mehr erhält, als das Leitrad, so ist $i_1 = 45$ und $t_1 = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}5}{45} = 174{,}5$ mm.

Es wird also zunächst

$$s_1 = \frac{0{,}6101}{45 \cdot 0{,}41} = 0{,}033 \text{ m.}$$

Nun ist $s_1 + \sigma = t_1 \sin\gamma$

oder bei 9 mm Schaufeldicke

$$33 + 9 = 9174{,}5 \sin\gamma,$$

daher wird

$$\sin\gamma = \frac{42}{174{,}5} = 0{,}24,$$

welchem Sinus der Winkel 14° entspricht.

Die vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$\frac{60\,v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 5{,}683}{2{,}50 \cdot 3{,}1416} = 43{,}4 \text{ per Minute.}$$

Die Nutzleistung der Turbine bei voller Beaufschlagung ist auf 75 Prozent zu rechnen, wird also bei 3600 Liter Wasser per Sekunde

$$N_n = \eta \cdot \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} = 0{,}75\,\frac{3600 \cdot 3{,}6}{75} = 130 \text{ Pferdekräfte.}$$

Die Turbine muß indessen erfahrungsmäßig mit äußerster Sorgfalt ausgeführt und montiert werden, wenn sie thatsächlich dieses Ergebnis liefern soll.

Weil die Turbine ferner, namentlich bei Niederwasser, möglichst vorteilhaft wirken soll, dies aber bei einer Jonval-Turbine nur dann möglich ist, wenn sie voll beaufschlagt wird, so wird man die Breite der Kanäle in zwei Schaufelkränze abteilen, von welcher der eine gerade 2000 Liter Wasser konsumiert.

Es wird sonach die Breite dieses letztern Kranzes (ob der innere oder äußere hierzu gewählt wird, ist gleichgültig) gleich

$$b \cdot \frac{2000}{3600} = 400 \cdot \frac{20}{36} = 222 \text{ mm für das Leitrad.}$$

Die Breite des andern Kranzes, welcher am besten mit vertikalen Schiebern zum Regulieren versehen wird, wird daher

$$400 - 222 = 178 \text{ mm.}$$

Anmerkung. Die Kranzbreite kann der zu konsumierenden Wassermenge proportional gesetzt werden, weil die normale Weite der Radkanäle am innern und äußern Umfange um nicht mehr als 1 mm differiert, indem nach innen zwar die Teilung kleiner, aber der Schaufelwinkel auch steiler wird.

Beispiel 8. Für ein zwischen 0,9 und 1,1 m variierendes Gefälle und eine beliebig große Wassermenge soll eine Jonval-Turbine hergestellt werden, welche eine Kraft von 13 Pferden abgiebt und zwar bei

jedem Gefälle zwischen 0,9 und 1,1 m. Das Winkelverhältnis soll $\alpha + \beta = 90^0$ sein.

Die Turbine ist für das kleinste Gefälle zu konstruieren und erfordert per Sekunde eine Wassermenge von

$$Q = \eta \cdot \frac{75 \cdot N_n}{1000 \cdot H},$$

wobei η den Wirkungsgrad bezeichnet, den wir zu 72 Prozent annehmen wollen.

Es ist daher

$$Q = 0{,}72 \cdot \frac{75 \cdot 13}{1000 \cdot 0{,}9} = 1{,}5 \text{ Kubikmeter.}$$

Es ist nun zunächst $\sqrt{2\,g \cdot H} = \sqrt{19{,}61 \cdot 0{,}9} = 4{,}202$ m.

Die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade wird

$$c = 0{,}65 \sqrt{2\,g \cdot H} = 0{,}65 \cdot 4{,}202 = 2{,}731 \text{ m.}$$

Die Summe Δ sämtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades ist

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{1{,}500}{2{,}731} = 0{,}5492 \text{ qm.}$$

Der mittlere Durchmesser D der Turbine wird

$$D = 2{,}5 \sqrt{\Delta} = 2{,}5 \sqrt{0{,}5492} = 1{,}85 \text{ m.}$$

Die Schaufelteilung des Leitrades nehmen wir zu 220 mm an und es wird daher die Anzahl Schaufeln des Leitrades

$$i = \frac{3{,}14 \cdot 1850}{220} = \frac{5812}{220} = 26{,}4,$$

wofür man 26 nimmt, so daß die wirkliche Teilung

$$t = \frac{5812}{26} = 223{,}5 \text{ mm wird.}$$

Winkel α nehmen wir zu 17^0 an und es wird daher Winkel $\beta = 90^0 - 17^0 = 73^0$.

Die normale Weite s der Leitkanäle ergiebt sich aus dem Umstande, daß $s + \sigma = t \cdot \sin \alpha = 223{,}5 \cdot 0{,}292 = 65{,}26$ mm.

Die Schaufeldicke nehme man hier = 9,5 mm, so daß s = 56 mm wird.

Der Verengung der normalen Weite durch die Laufrad-Schaufelstöße ist bei einer in der Spaltenebene gemessenen Dicke derselben von 10 mm = $10 \cdot \sin \alpha = 10 \cdot 0{,}292 = 2{,}92$ oder rund 3 mm.

Der freie Teil von s ist daher 53 mm.

Die Breite b der Leitkanäle ist

$$b = \frac{\Delta}{(s - \sigma \cdot \sin \alpha)\, i} = \frac{\Delta}{53 \cdot 26} = 0{,}398 \text{ m.}$$

Der Spalten-Überdruck ist

$$0{,}924\,H - \frac{c^2}{2g} = 0{,}924 \cdot 0{,}9 - \frac{2{,}731^2}{19{,}61} = 0{,}451\ m = \frac{H}{2}.$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v wird

$$v = \frac{c}{\sin \beta} = \frac{2{,}731}{0{,}956} = 2{,}856\ m.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit u ist

$$u = c\,\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 2{,}731\,\frac{0{,}292}{0{,}956} = 0{,}834\ m.$$

Die Druckhöhe für u_1 wird

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}88 \cdot 0{,}9 - \frac{2{,}731^2}{19{,}61} + \frac{0{,}834^2}{19{,}61} = 0{,}447\ m.$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$\sqrt{2g \cdot 0{,}447} = 2{,}96\ m = 0{,}7\,\sqrt{2g \cdot H}.$$

Die Wassermenge Q_1, welche durch das Laufrad fließt, ist infolge des Spaltenverlustes um circa 4,5 Prozent kleiner als Q oder

$$Q_1 = Q - 0{,}045\,Q = 1500 - 67 = 1433\ \text{Liter}.$$

Die Summe Δ_1 sämtlicher Austrittsquerschnitte des Laufrades wird somit

$$\Delta_1 = \frac{Q_1}{u_1} = \frac{1{,}433}{2{,}96} = 0{,}4841\ qm.$$

Die Breite b_1 der Laufradkanäle ist gleich

$$b_1 = b + 10 = 408\ mm.$$

Die Anzahl Schaufeln des Laufrades soll um 1 größer sein als diejenige des Leitrades, also $i_1 = 27$, und es wird daher die Schaufelteilung

$$t_1 = \frac{5812}{27} = 215{,}2\ mm.$$

Die normale Weite s_1 der Laufradkanäle an der Austrittstelle ergiebt sich nun zu

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{b_1 \cdot i_1} = \frac{0{,}4841}{0{,}408 \cdot 27} = 0{,}0439\ m \text{ oder rund } s_1 = 44\ mm.$$

Der Austrittswinkel γ. Die untere Schaufeldicke sei 9 mm, dann ist

$$s_1 + \sigma = 44 + 9 = t_1 \cdot \sin \gamma \text{ oder } \sin \gamma = \frac{44 + 9}{215{,}2} = 0{,}246.$$

Diesem Sinus entspricht Winkel $\gamma = 14\,^1/_2{}^0$.

Eine Kontrole über die Richtigkeit von u_1 und v ist folgende.

Wir haben die relative Ausflußgeschwindigkeit zu $u_1 = 2{,}96$ m gefunden.

Wenn nun die absolute Ausflußrichtung senkrecht zur untern Radebene werden soll, so muß

$$u_1 = v \frac{1}{\sin(90^0 - \gamma)} = 2{,}856 \frac{2{,}856}{0{,}969} = 2{,}947 \text{ m sein.}$$

Diese beiden Werte 2,947 und 2,96 stimmen aber so vollkommen genügend miteinander überein, daß die durchgeführte Rechnung richtig ist.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit der Turbine ist in der vorstehenden Berechnung für das kleinste Gefälle von 0,9 m berechnet worden, was hier auch ganz am Platze ist, indem zwar diese Geschwindigkeit bei dem größern Gefälle nicht mehr ganz richtig, die von der Turbine entwickelte Kraft aber wegen der größern konsumierten Wassermenge wesentlich größer ist. Die Leistung der Turbine fällt daher beim größern Gefälle ungeachtet des Wasser-Ein- und Austritts mit Stoß immer noch größer aus als beim kleinen Gefälle.

Die Turbine soll (wenn nicht besondere lokale Verhältnisse eine Änderung bedingen) in der Weise aufgestellt werden, daß das Laufrad beim größten Gefälle (tiefsten Unterwasserstand) noch ins Wasser eintaucht, so daß die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt.

Sind dagegen die Lokalverhältnisse derart, daß der Ablaufkanal und somit die Turbinenstube ohne besondere Abschlußvorrichtung und ohne Auspumpen nicht entleert werden können, so ist es allfälliger Reparaturen wegen empfehlenswert, die Turbine in solcher Höhe über dem Unterwasserspiegel aufzustellen, daß das Laufrad beim höchsten Wasserstande (kleinsten Gefälle) noch über dem Unterwasserspiegel liegt, wobei die Turbine mit einem ins Unterwasser eintauchenden luftdichten Mantel zu umgeben ist.

Beispiel 9. Jonval-Turbine mit dem Winkelverhältnisse $\beta = 90^0 - 2\alpha$ mit glatten Blechschaufeln. Wir haben bei den bisherigen Beispielen für die verschiedenen Winkelverhältnisse zwischen $\beta = 90^0$ und $\beta = 90^0 - \alpha$ dieselbe Größe der Reibungsverluste zu grunde gelegt, da dieselben innerhalb dieser Grenzen nur äußerst wenig (nämlich nicht mehr als 1 Prozent) differieren.

Da aber für das vorliegende Winkelverhältnis die Ausflußgeschwindigkeit c aus den Leitkanälen noch kleiner als in den vorhergehenden Fällen, die Blechschaufeln auch wesentlich glätter sind, so soll hier die kleine Abnahme der Reibungswiderstände berücksichtigt werden, um auch der Form Genüge zu leisten.

Es sei das Gefälle 3,6 m; die Wassermenge 3600 Liter per Sekunde; die Nutzleistung 75 Prozent, das sind $129^1/_2$ oder rund 130 Pferdekräfte; $\alpha = 16^0$; $\beta = 90^0 - 2\alpha = 58^0$.

Es ist zunächst $\sqrt{2\,g\,H} = 8{,}404$ m.

Die theoretische Ausflußgeschwindigkeit c würde annähernd sein

$$c = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)} \cdot g \cdot H} = \sqrt{\frac{0{,}848}{0{,}961 \cdot 0{,}961} \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}6} =$$

$$= \sqrt{0{,}918 \cdot g \cdot H} = 0{,}649\ \sqrt{2\,g\,H}.$$

Setzen wir hierfür in Berücksichtigung der Nebenhindernisse in erster Annäherung dem Gefühle nach

$$c = 0{,}62\ \sqrt{2\,g \cdot H} = 0{,}62 \cdot 8{,}404 = 5{,}21 \text{ m}.$$

Die Summe der Ausflußquerschnitte des Leitrades beträgt

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{3{,}60}{5{,}21} = 0{,}691 \text{ qm}.$$

Der Durchmesser der Turbine sei aus denselben Gründen wie in Beispiel 7 dieses Paragraphen D = 2500 mm.

Die Schaufelzahl sei 44 und die Teilung = 178,5 mm.

Die normale Weite s. Es ist

$$s + \sigma = t \cdot \sin\alpha = 178{,}5 \cdot 0{,}275 = 49 \text{ mm}.$$

Ist die Dicke der Schaufel 9 mm, so ergiebt sich s zu 40 mm, welche Weite die Leitkanäle auch wirklich erhalten.

Um die wirklich freie Weite der Leitkanäle zu erhalten, hat man von s noch die Verengung durch die Radschaufelkanten abzuziehen, welche bei 9 mm Schaufeldicke (auf der Spaltenebene gemessene Projektion derselben) gleich ist $9 \cdot 0{,}275 = 2{,}5$ mm.

Die für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommende freie normale Weite der Leitkanäle ist somit

$$40 - 2{,}5 = 37{,}5 \text{ mm}.$$

Die Breite der Leitkanäle wird nun

$$b = \frac{\Delta}{(s - \sigma \cdot \sin\alpha) \cdot i} = \frac{0{,}691}{0{,}0375 \cdot 44} = 0{,}418 \text{ m}.$$

Diese Breite wird in zwei Schaufelkränze abgeteilt, welche beide dieselbe Breite von 209 mm erhalten, wenn nicht die Veränderlichkeit der Wassermenge eine andere Abteilung der totalen Breite (man sehe in den früheren Beispielen nach) bedingt.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit (am mittlern Radumfange vom Durchmesser D) wird nach den Beziehungen im schiefwinkligen Dreiecke

$$v = c\,\frac{\sin(180^0 - (\alpha+\beta))}{\sin\beta} = 5{,}210\,\frac{0{,}961}{0{,}848} = 5{,}903 \text{ m}.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit u wird

$$u = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = 5{,}21\,\frac{0{,}275}{0{,}848} = 1{,}433 \text{ m}.$$

Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade wird nun in anbetracht der glatten Blechschaufeln resp. der kleinen Reibungswiderstände größer als in den frühern Beispielen, und zwar kann man hier, soweit sich dies dem Gefühle nach schließen läßt (von einer Berechnung kann nicht die Rede sein), den Widerstandskoeffizienten 0,91 statt 0,88 in Rechnung bringen.

Es wird demnach die Druckhöhe für $u_1 =$

$$0{,}91\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}91 \cdot 3{,}6 - \frac{5{,}21^2}{19{,}6} + \frac{1{,}433^2}{19{,}6} = 1{,}996 \text{ m}.$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird nun

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}996} = 6{,}250 \text{ m} = 0{,}744\sqrt{2g \cdot H}.$$

Die Breite der Laufradkanäle wird

$$b_1 = b + 10 = 428 \text{ mm}.$$

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist um 4,5 Prozent kleiner als Q also

$$Q_1 = Q - 0{,}045\,Q = 3{,}600 - 0{,}045 \cdot 3{,}600 = 3{,}438 \text{ Liter per Sekunde}.$$

Die Summe Δ_1 sämtlicher Ausflußquerschnitte des Laufrades wird

$$\Delta_1 = \frac{Q_1}{u_1} = \frac{3{,}438}{6{,}25} = 0{,}55 \text{ qm}.$$

Die Schaufelzahl i_1 des Laufrades soll um 1 größer sein als diejenige des Leitrades, also $i_1 = 45$.

Die Schaufelteilung t_1 des Laufrades ist somit

$$t_1 = \frac{7854}{45} = 174{,}4 \text{ mm}.$$

Die normale Weite s_1 der Laufradkanäle an der Austrittstelle ergiebt sich nun zu

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{b_1 \cdot i_1} = \frac{0{,}55}{0{,}428 \cdot 45} = 0{,}0285 \text{ m}.$$

Der Winkel γ wird nun bestimmt aus s_1, t_1 und der untern Schaufeldicke, die wir zu 9 mm annehmen. Es ist nämlich nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreiecke

$$t_1 \sin\gamma = s_1 + \sigma = 28{,}5 + 9 = 37{,}5 \text{ mm},$$

daraus folgt

$$\sin\gamma = \frac{37{,}5}{174{,}4} = 0{,}215,$$

welchem Sinus der Winkel $\gamma = 12^1/_2{}^0$ entspricht.

Die Kontrole über die Richtigkeit der gemachten Annahme des Werts von c wird auf folgende Weise durchgeführt.

Der zu Anfang der vorstehenden Berechnung angenommene Wert $c = 0{,}62\sqrt{2g \cdot H}$ und mit demselben alle berührten Dimensionen und

Größen sind nur dann richtig, wenn die absolute Ausflußrichtung w bei den erhaltenen Werten von u_1 und v vertikal zur unteren Radebene wird.

Dies ist nun aber nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck dann der Fall, wenn

$$u_1 \cos \gamma = v$$

wird. Es ist nun

$$u_1 \cdot \cos \gamma = 6{,}25 \cdot 0{,}976 = 6{,}1 \text{ m}.$$

Dagegen ist laut obiger Rechnung

$$v = 5{,}903 \text{ m}.$$

Diese beiden Werte stimmen vollkommen genügend miteinander überein, da die Turbinen gegen 2 bis 3 Prozent Änderung der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit der Theorie und der Erfahrung gemäß fast unempfindlich sind.

Würden die beiden Werte v und $u_1 \cos \gamma$ mehr voneinander abweichen, so müßte die ganze obenstehende Berechnung wiederholt werden, indem man bei einem zu kleinen Werte von $u_1 \cdot \cos \cdot \gamma$ gegenüber v solange einen kleineren Wert für c annimmt, bis $u_1 \cdot \cos \gamma = v$ wird.

§ 46.

Schlußbetrachtung über die gegebenen Konstruktionsverhältnisse.

1. Die angegebenen Regeln zur Berechnung der Jonval-Turbinen mit verschiedenen Reaktionsgraden oder Winkelverhältnissen stützen sich vor allem auf die Bedingung, daß die Kanäle des Laufrades oben und unten die nämliche Breite haben, also nicht etwa (wie bei den Girard-Turbinen) nach unten erweitert sind.

Man kann auch bei den Jonval-Turbinen die seitliche Ausweitung anbringen, jedoch liegen hierfür keine Gründe vor, weil man bei denselben ohnedies einen kleinen Austrittswinkel γ und eine kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit w erhält.

Nur in solchen Fällen, wo eine Turbine mit sehr geringem Überdrucke (Reaktion) gebaut werden soll (wobei $c = 0{,}9\sqrt{2g \cdot H}$ bis $0{,}95 \cdot \sqrt{2gH}$ ausfällt), ist es begründet, das Laufrad nach unten auszuweiten, um bei der kleinen relativen Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad ($0{,}5\sqrt{2gH}$ bis $0{,}65\sqrt{2g \cdot H}$) nicht allzugroße Winkel γ zu erhalten.

Für solche Turbinen werden später spezielle Konstruktionsregeln aufgestellt werden, da dieselben eine weitere Komplizierung der Jonval-Turbinen

bilden und mit äußerster Sorgfalt berechnet werden müssen, wenn die Vorteile der seitlichen Ausweitung nicht durch „Nebenhindernisse" mehr als aufgewogen werden sollen.

2. Hinsichtlich der Berechnung des Spaltenüberdruckes und der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradkanälen ist namentlich zu bemerken, daß in manchen Lehrbüchern hierüber sehr mangelhafte und zum Teil unrichtige Angaben vorkommen, was dann auch zu in allen Beziehungen unrichtigen Konstruktionsregeln führt.

Theoretisch ist der Spaltenüberdruck (bei im Unterwasserspiegel liegender Spalte) gleich

$$H - \frac{c^2}{2g}.$$

Nun fragt es sich, ob in dieser Formel unter H das theoretische totale Gefälle (Niveauabstand beider Wasserspiegel) oder aber die durch die Reibungswiderstände reduzierte Druckhöhe zu verstehen sei.

Weniger ist die Frage, ob unter c die wirkliche oder die theoretische Ausflußgeschwindigkeit zu verstehen sei, indem hier selbstredend nur der wirkliche (durch Nebenhindernisse reduzierte) Wert von c zu berücksichtigen ist.

Es muß ausdrücklich hervorgehoben werden, daß in der obigen Formel für H und c ausschließlich die wirklichen reduzierten (korrigierten) Werte in Rechnung zu bringen sind, wie wir es auch in den Beispielen gethan haben.

Auf das an der Austrittstelle eines Leitkanales befindliche Wasser drückt allerdings eine Wassersäule von der totalen Höhe des Gefälles; allein es wird ein Teil dieser Höhe absorbiert zur Überwindung der Reibung und der übrigen Durchflußhindernisse, so daß beim normalen Gang des Motors die Sache sich gerade so verhält, als ob keine Nebenhindernisse vorhanden wären und auf das Wasser eine Wassersäule pressen würde, deren Höhe gleich ist dem totalen Gefälle weniger der Widerstandshöhe (Reibungshöhe oder Druckhöhe, erforderlich zur Bewältigung der Reibungswiderstände).

Dasselbe gilt für den Ausdruck zur Berechnung der wirklichen Druckhöhe für u_1.

Diese Druckhöhe ist

$$H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei sowohl für H als auch für c und u die wirklichen reduzierten (korrigierten) Werte in Rechnung zu bringen sind, und zwar ist bei der

Berechnung des Spaltenüberdruckes nach der Formel $H - \frac{c^2}{2g}$ für H diejenige Druckhöhe einzusetzen, welche gleich ist dem totalen Gefälle weniger derjenigen Druckhöhe, welche zur Überwindung der Nebenhindernisse genügt, welchen das Wasser auf seinem Wege bis zur unteren Ebene des Leitrades begegnet.

Bei der Berechnung der Druckhöhe für u_1, welche gleich ist $H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}$, ist dagegen für H noch ein kleinerer Wert und zwar diejenige Druckhöhe einzusetzen, welche sich ergiebt, wenn man vom totalen Gefälle diejenige Druckhöhe abzieht, die zur Überwindung sämtlicher Nebenhindernisse ausreicht, welche das Wasser bis zum Austritt aus dem Laufrade antrifft.

3. Die vom Verfasser bereits berechneten Effektverluste durch die Widerstände im Leit- und Laufrade können von den angegebenen Werten nicht wesentlich differieren, wenn man gegossene Schaufeln in Anwendung bringt. Bei Blechschaufeln fallen die Reibungsverluste etwas kleiner aus.

Eine gut konstruierte Jonval-Turbine ergiebt erfahrungsgemäß im Mittel nicht über 75 Prozent Nutzleistung.

Die fehlenden 25 Prozent können aber nicht anders verschwinden, als indem sie von den Nebenhindernissen absorbiert werden resp. zur Bewältigung derselben dienen.

Rechnet man für den Spaltenverlust 4,5 Prozent als mittleren Wert und 6 Prozent für den Verlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w, ferner 2,5 Prozent für den Verlust durch die Reibung der Turbine im Wasser sowie der Welle in den Lagern, so betragen diese Verluste zusammen erst 13 Prozent und es bleiben somit von den im ganzen verlorenen 25 Prozent noch 12 Prozent übrig, welche auf keine andere denkbare Weise verschwinden können, als indem sie durch die Reibung, Stöße und Krümmungswiderstand des Wassers im Lauf- und Leitrade absorbiert werden.

Diese bedeutenden Verluste sind in vielen theoretischen Werken über Turbinenbau insofern viel zu wenig berücksichtigt worden, als der große Einfluß derselben auf die Dimensionen und auf das Reaktionsverhältnis der Turbinen meistens vernachlässigt wurde.

Aus diesem Grunde (wegen mangelhafter Berücksichtigung der Nebenhindernisse) findet man so viele Jonval-Turbinen, welche für die vorhandene Wassermenge zu klein sind.

§ 47.

Schaufelform der Jonval-Turbinen.

Durch die Berechnung einer Turbine sind die Winkel gegeben, welche die Anfangs- und Endrichtungen der Schaufeln mit den oberen und unteren Ebenen der Räder bilden; allein es ist dadurch noch nicht festgesetzt, durch welche gekrümmte Linie die beiden gegebenen Endrichtungen ineinander übergehen sollen.

Welches ist die beste Form der Schaufeln?

Diese Frage wird von Anfängern im Turbinenfache gar oft gestellt, weil viele die Meinung hegen, daß in einer „gewissen" Schaufelform das Geheimnis einer guten Turbinen-Konstruktion enthalten sei.

Auch werden in manchen Lehrbüchern Anleitungen zur Konstruktion der besten Schaufelform gegeben.

Die Erfahrung zeigt aber in Übereinstimmung mit dem Gefühle, daß es für die Praxis absolut gleichgültig sei, durch welche Kurve die gegebenen Endrichtungen einer Schaufel ineinander übergeführt werden, vorausgesetzt daß

1) der Übergang der einen Richtung in die andere nicht durch eine plötzliche Krümmung, sondern nach und nach stattfindet;
2) die Kanäle sich nicht plötzlich, sondern nach und nach verengen;
3) die Schaufelenden einander parallel sind, so daß das Wasser ohne Kontraktion ausfließt. Die Bedingungen 1) und 2) sind selbstverständlich und durch die natürlichen Eigenschaften des Wassers gegeben.

Die Bedingung 3) braucht zwar nicht absolut erfüllt zu werden, man kann den Ausflußkanälen auch eine konische Form geben, wobei indessen immer eine Kontraktion des ausfließenden Wassers stattfindet.

Da es indessen sehr schwierig ist, die Größe der Kontraktion mit einiger Zuverlässigkeit zu bestimmen, so ist es weitaus sicherer, gar keine Kontraktion zuzulassen, zu welchem Zwecke man nur die Kanalwände an der Austrittstelle einander parallel zu machen hat.

Der Schwerpunkt einer guten Turbinen-Konstruktion liegt nach der Ansicht des Verfassers weniger in der Schaufelform, als vielmehr in einer richtig durchgeführten Berechnung der Abmessungen, der Schaufelwinkel und der Geschwindigkeiten des Motors. Ganz besonders ist es das Verhältnis der normalen Ausflußquerschnitte des Lauf- und Leitrades, welches mit peinlicher Sorgfalt berechnet werden soll.

Mit einigem Gefühle und mit den Anhaltspunkten, welche die dem Werke beigegebenen Tafeln bieten, wird es jederzeit leicht sein, einer berechneten Turbine entweder von Hand oder mit Hülfe des Kurvenlineals eine gute Schaufelform zu geben, ohne daß man zu weitern Regeln seine Zuflucht nimmt.

Es ist zwar heutzutage schulgerechter, ganz mechanisch und gedankenlos nach einer gegebenen Regel zu rechnen, statt das Gefühl und den Verstand in Anwendung zu bringen. Man kann sich aber leicht überzeugen, daß die in vielen Lehrbüchern gegebenen Regeln über die Konstruktion der Schaufelform oft ganz unbrauchbare Formen geben, sobald man dieselben auf alle vorkommenden Verhältnisse anwenden will.

Für das angenommene Winkelverhältnis $\beta = 90^0$, sowie in der nähern Umgebung desselben von $\beta = 90^0 + \frac{\alpha}{2}$ bis $\beta = 90^0 - \frac{\alpha}{2}$ erhalten die Schaufeln am besten eine der Parabel ähnliche Form.

§ 48.

Die Parabel als Schaufelform.

Will man die Schaufelform auf eine gesetzmäßige Weise bilden, so ist eine ungezwungene Annahme die, daß das Wasser bei seinem Durchflusse durch die Räder in gleichen Zeiten gleiche Strecken in achsialer Richtung gemessen durchlaufen soll.

Bei unsern Konstruktionsverhältnissen ($\beta = 90^0$) tritt das Wasser in achsialer Richtung in das Laufrad ein und aus demselben aus.

Die relative Eintrittsrichtung u, Fig. 1 Tafel 11 des Wassers fällt nämlich für den stoßfreien Eintritt mit der Anfangsrichtung B 7 der Laufradschaufeln zusammen und ist somit parallel der Achse gerichtet. Da ferner die Schaufelwinkel an der Ein- und Austrittsstelle beider Räder ganz oder doch sehr nahezu dieselben sind, so sind die absoluten achsial gerichteten Geschwindigkeiten, mit welchen das Wasser in das Leitrad ein- und aus dem Laufrade austritt, ganz oder doch nahezu gleich groß und zwar gleich der relativen, ebenfalls achsial gerichteten Eintrittsgeschwindigkeit u in das Laufrad.

Da somit das durch die Turbine fließende Wasser an den verschiedenen Stellen bereits eine gleich große achsiale Geschwindigkeit hat, so liegt die Idee sehr nahe, diese achsiale Geschwindigkeit während der ganzen Dauer des Durchflusses konstant, d. h. an allen Punkten gleich groß zu machen.

Dies ist aber dann der Fall, wenn die absolute Bahn z, r, p, y, Fig. 1 Tafel 11 eine gewöhnliche Parabel ist, welche das Wasser von z nach m mit abnehmender Geschwindigkeit durchfließt in der Weise, daß es in gleichen Zeiten gleich große Teile der Radhöhe durchfließt, wobei die horizontalen Komponenten der Wassergeschwindigkeit auf dem absoluten Wasserwege z, r, p, y so abnehmen, daß die Geschwindigkeit in dieser Richtung eine gleichförmig verzögerte ist.

Der relative Wasserweg B, o, G oder die Schaufelform wird alsdann ebenfalls eine Parabel und zwar ganz genau gleich dem absoluten Wasserwege z, r, p, wenn die Austrittswinkel beider Räder gleich groß sind.

Dies letztere ist freilich selten der Fall und es erhalten daher auch absoluter Wasserweg und Schaufelform selten ganz genau eine und dieselbe Form.

Aufzeichnung der Schaufelform und des absoluten Wasserweges.

Um für eine berechnete Turbine die parabolische Schaufelform aufzuzeichnen, verfährt man auf folgende Weise.

Man teilt denjenigen Teil C G (Fig. 1 Tafel 11) der Radhöhe, auf welchen sich der gebogene Teil der Schaufeln erstrecken soll, in eine Anzahl gleicher Teile, hier in sechs Teile.

Man trägt von einem beliebigen Punkte D der untern Radebene die relative Ausflußrichtung unter den Winkel γ auf, zieht von D aus senkrecht darauf eine Linie $D G = s_1 + \sigma$, so ist G n diejenige Linie, welche den Teil C G der Radhöhe abschneidet, auf welchen die Schaufelkrümmung B G sich erstreckt.

Man verlängert nun die Linie X G von G bis A (Schnittpunkt der obern Radebene), halbiert die horizontale Projektion C A der Linie G A in B, und es ist nun B der Scheitel der parabolischen Schaufelform und $C B = \frac{C A}{2}$ die horizontale Projektion der Radschaufel (des gekrümmten Teiles derselben).

Teilt man nun die Linie $G 7 = C B$ und B 7 in sieben gleiche Teile, und zieht man von B aus gerade Linien nach den Teilungspunkten I, II, III u. s. w., so sind die Durchschnittspunkte G, 14, O, 15 u. s. w. dieser Geraden mit den durch B, 1, 2, 3 u. s. w. gezogenen horizontalen Linien Punkte der parabolischen Schaufelform, deren Scheitel bei B ist und an welche sich das untere Ende G X der Schaufel geradlinig anschließt.

Die geradlinigen Enden der Schaufel sind einander parallel, was darum nötig ist, um jede Kontraktion des ausfließenden Wassers zu vermeiden.

Man kann auch diese einander parallelen geradlinigen Enden der Schaufel noch etwas mehr verlängern, wenn man die Radhöhe vermehrt, da indessen das Wasser auf diesem geradlinigen Teile seines relativen Weges keine Ablenkung erleidet, wird auch der Teil m y des absoluten Wasserweges geradlinig und würde daher eine weitere Verlängerung der geradlinigen Schaufelenden nicht nur nichts nützen, sondern wegen Vermehrung der reibenden Fläche nur noch schädlich wirken. Nichtsdestoweniger trifft man häufig solche zwecklos verlängerte geradlinige Schaufelenden an.

Um zu der erhaltenen Schaufelform B, t, 16, 15, 0, 14, G den zugehörigen absoluten Wasserweg zu finden, kann man auf zweierlei Weise verfahren.

Nach der einen Methode zieht man von einem beliebigen Punkte z der obern Radebene die Linie z n in der absoluten Eintrittsrichtung des Wassers (in der Richtung der geradlinigen Schaufelenden E F), so ist der Halbierungspunkt m der Linie i n der Scheitel der Parabel oder des absoluten Wasserweges z, r, p, m. Die Zwischenpunkte dieses Weges ergeben sich leicht durch die Konstruktion der Parabel, welche wie beim relativen Wasserwege (der Schaufelform) durchgeführt wird.

Um die absolute Bahn des Wassers nach einer andern noch einfacheren Methode aufzufinden, hat man nur zu erwägen, daß ein in einer bestimmten Radhöhe befindlicher Punkt des absoluten Wasserweges von der Linie z n gleichweit entfernt ist, als der in derselben Radhöhe befindliche Punkt der Schaufelform von der Linie B 7 (der relativen Eintrittsrichtung) absteht.

Man hat also nur z. B. die Distanz 23,26 gleich zu machen derjenigen 4,15, sowie n m = G 7 u. s. w., um die Punkte r, 26, p, m u. s. w. des absoluten Wasserweges zu erhalten.

Es ist indessen wohl zu beachten, daß diese ganze Konstruktionsweise nur für den Fall Gültigkeit hat, wo Winkel $\beta = 90^0$ ist, d. h. wo die relative Eintrittsrichtung des Wassers in das Laufrad rechtwinklig zur Radebene steht.

Ganz auf dieselbe Weise wie oben für das Laufrad angegeben, wird die Schaufelform für das Leitrad aufgezeichnet, wobei noch zu bemerken ist, daß hier die Eintrittsrichtung in das Rad jederzeit senkrecht zur Rad-

ebene steht und daß somit die Leitschaufeln die obere Radebene immer rechtwinklig schneiden sollen, obwohl eine kleine Abweichung hiervon ohne Einfluß auf die Leistung einer Turbine ist.

§ 49.

Bemerkungen über die Parabel als Schaufelform.

Die Parabel ist schon von verschiedenen Autoren als die vorteilhafteste Kurve für die Schaufelform der Fonval-Turbinen bezeichnet worden.

Nichtsdestoweniger ist die reine Parabel als Schaufelform durchaus nicht überall vorteilhaft in Anwendung zu bringen und zwar aus folgenden Gründen:

Es verhält sich bei einer Turbine hinsichtlich der Effektverluste und Reibungswiderstände gerade so, als ob die Turbine still stehn und das Wasser mit seiner wirklichen relativen Geschwindigkeit (als absolute betrachtet) durch das Laufrad fließen würde.

Es kommt also hier nicht auf die Form des absoluten, sondern auf diejenige des relativen Wasserweges, d. h. auf die Schaufelform an, und nur diese letztere ist es somit, welche für die entstehenden Durchflußverluste maßgebend ist und für welche jede plötzliche Krümmung sorgfältig vermieden werden soll.

Die Parabel hat nun gerade die fatale Eigenschaft, daß der Krümmungshalbmesser ihrer Bogenelemente gegen den Scheitel hin sehr rasch kleiner wird, so daß das Wasser eine sehr starke Ablenkung erfährt.

Wie aus dem paraboliſchen Schaufelschnitte Fig. 1 Tafel 11 ersichtlich ist, erhalten die Schaufeln an der obern Radebene eine nahezu hakenförmige Gestalt.

Es ist geradezu widernatürlich und den Eigenschaften des Wassers wenig entsprechend, wenn ein Wasserstrahl von der Breite $B\,a_2$ auf einem so außerordentlich kurzem Wege (durch eine an der obern Radebene so plötzlich gekrümmte Schaufel) um einen so bedeutenden Winkel abgelenkt werden soll.

Betrachtet man beispielsweise links oben (Fig. 1 Tafel 11) den Anfang der Leitschaufel, so sieht man, wie ganz verschiedene stoßfreie Eintrittsrichtungen $d\,a_1$, $b\,a$ und $c\,a$ durch ein ungemein kurzes Schaufelstück $a\,a_1$ bedingt werden, und es liegt auf der Hand, daß ein so kurzes Schaufelstückchen bei einer so wesentlichen Ablenkung eines Wasserstrahles von der Dicke gleich der Schaufelteilung den Strahl unmöglich führen kann.

Die unmittelbar auf der konkaven Schaufelfläche liegende Schichte des eintretenden Strahles wird wohl abgelenkt, während die an der konvexen Schaufelfläche einfließenden Teile des Strahles ihre anfängliche Richtung beizubehalten suchen, die unter ihnen befindlichen Schichten des Strahles durchdringen und Veranlassung zu Wirbelung u. s. w. des Wassers geben, welche den regelmäßigen Durchfluß stören.

Man kann daher wohl die parabolische Form der Schaufeln der Konstruktion als Gerippe zu Grunde legen, aber nachträglich den gerügten Fehler der parabolischen Form beseitigen, indem man den stark gebogenen Scheitel a k abschneidet und durch ein weniger gekrümmtes Schaufelstück i k ersetzt.

Man erhält dadurch gleichzeitig eine geringere Länge der Schaufel und der reibenden Flächen und einen Kanal von weniger plötzlicher Veränderung des Querschnittes, was alles Bedingungen einer guten Schaufelform sind.

Zeichnet man für verschiedene Werte der Winkel α und γ die Schaufeln als Parabel auf, so wird man bald finden, daß man um so weniger brauchbare Schaufeln erhält, je kleiner die genannten Winkel werden und das man z. B. bei einem Winkel α und $\gamma = 16^0$ von der horizontalen Projektion der parabolischen Schaufel ein ganzes Fünftel abschneiden muß, um eine brauchbare Schaufel von nicht allzugroßer Länge und allzu plötzlicher Krümmung des obern Endes zu erhalten.

Es ist wohl zur Auffindung des absoluten Wasserweges aus der Schaufelform, sowie umgekehrt zur Bestimmung der Schaufelform aus dem absoluten Wasserwege sehr bequem, eine gesetzmäßig gebildete Kurve als Schaufelform zu haben, irgend einen weitern reellen Nutzen hat jedoch eine solche Schaufelform nicht. Da es nun ferner gar keiner Schwierigkeit unterliegt, für jede beliebige Schaufelform ohne alle und jede gesetzmäßige Bildung den absoluten Wasserweg zu konstruieren, so fällt jeder reelle Nutzen einer gesetzmäßig gebildeten Schaufelform weg.

Man mag dagegen einwenden, daß bei der parabolischen Schaufelform der in horizontaler Richtung (in der Bewegungsrichtung des Rades) gemessene gegenseitige Druck zwischen Wasser und Schaufel an jeder Stelle gleich groß sei, so ist diese Bemerkung zwar richtig, doch ist diese Gleichheit des horizontalen gegenseitigen Druckes zwischen Wasser und Schaufel ohne allen und jeden Vorteil für den Durchfluß des Wassers durch das Rad.

Nach der Ansicht des Verfassers haben die alten Fourneyron'schen Turbinen mit horizontalem Wasserdurchflusse hauptsächlich deshalb eine

verhältnismäßig so gute Leistung (bis 75%) ergeben, weil die Räder breit und die Schaufel gleichmäßig gekrümmt waren und somit an keiner Stelle eine so plötzliche Ablenkung stattzufinden brauchte, wie dies bei den Jonval-Turbinen der Fall ist.

Betrachtet man den absoluten Wasserweg einer Überdruck-Turbine mit vertikalem Wasserdurchflusse (Jonval-Turbine), so wird man jederzeit eine sehr plötzliche Krümmung in demselben finden und zwar ist diese Krümmung des absoluten Wasserweges um so plötzlicher, je größer der Überdruck (der Reaktionsgrad) und je niedriger das Laufrad ist. Es ist dies einer von den Nachteilen der Jonval-Turbine, welcher sich nicht beseitigen läßt und auf welchen wir später ausführlicher zurückkommen werden.

Ob aber die Schaufelform einer Jonval-Turbine eine gesetzmäßig gebildete Kurve oder dem Gefühle nach gewählt worden sei, dies hat auf die Leistung des Motors in praktischer Hinsicht auch nicht den allergeringsten Einfluß, sobald nur die Kanäle möglichst wenig plötzliche Krümmungen und Querschnittsveränderung und eine möglichst kleine Länge aufweisen.

Der Schwerpunkt einer guten Konstruktion liegt nach des Verfassers Ansicht, wie bereits erwähnt, weit weniger in der Schaufelform, als vielmehr in einer richtig durchgeführten Berechnung der Dimensionen, der Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse des Motors unter Berücksichtigung aller Nebenhindernisse, sowie außerdem noch ganz besonders in einer richtigen Disposition des ganzen Wasserbaues und der Transmissionen. Was hierin gefehlt wird, kann auch der beste Motor nicht ausgleichen und der Fälle sind nicht wenige, wo durch schlecht angebrachte Sparsamkeit oder mangelhafte Disposition die Anlage von vorn herein in unverbesserlicher Weise verdorben worden ist.

§ 50.

Die vorteilhaften Eigenschaften und die Aufstellungsarten der Jonval-Turbinen.

1. Eintauchen ins Unterwasser.

Die Jonval-Turbinen können in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten, ohne daß die Nutzleistung derselben (in Prozenten der theoretischen Leistung ausgedrückt) durch das Eintauchen ins Unterwasser wesentlich beeinträchtigt wird.

Dies ist eine in vielen Fällen unschätzbare Eigenschaft dieser Turbinengattung.

Schon der Theorie nach war es vorauszusetzen, daß die Jonval-Turbinen (wie überhaupt alle Reaktionsturbinen) ohne Nachteil ins Unterwasser eintauchen können, denn die Reibung des Laufrades im Wasser verursacht keinen großen Kraftverlust und außer dieser Reibung ist kein anderweitiger Grund vorhanden, daß die Leistung durch das Eintauchen des Rades ins Unterwasser geringer werden müßte.

Dies haben denn auch alle mit dieser Turbinenart angestellten Bremsversuche vollkommen bestätigt, denn ob eine solche Turbine mit dem unteren Rande ihres Laufrades gerade den Wasserspiegel berührte oder aber 1 bis 2 m tiefer ins Unterwasser eintauchte, ein bemerkenswerter Unterschied in der Leistung ist nicht vorhanden, d. h. es beziffert sich derselbe auf nur circa 2 bis 3 Prozent des theoretischen Effektes.

Da den Aktionsturbinen diese vorteilhafte Eigenschaft in viel geringerem Grade zukommt, so ist die Anlage einer Jonval-Turbine (oder überhaupt einer Reaktionsturbine) dann zu empfehlen, wenn der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist, die Wasserkraft aber jederzeit sorgfältig ausgenützt werden soll.

Weil indessen die Jonval-Turbine, wie überhaupt jede Reaktionsturbine, bei verschiedenen Wasserquantitäten nicht gleich, sondern nur dann gut arbeitet, wenn sie voll (ringsum) beaufschlagt wird, so darf bei stark veränderlichen Wassermengen nur dann eine Jonval-Turbine angewendet werden, wenn entweder jederzeit genug Wasser zur vollen Beaufschlagung der Turbine vorhanden ist oder wenn die Wasserkraft bei kleinem Wasserstande wegen Vorhandensein eines höheren Gefälles nicht sorgfältig ausgenützt zu werden braucht, d. h. wenn ungeachtet der kleinen Wassermenge und des geringen Güteverhältnisses die Turbine die nötige Kraft entwickelt.

Inwiefern dies der Fall ist, muß bei jeder Anlage von vorn herein gründlich festgestellt werden.

2. Anwendung der Jonval-Turbine.

Eine Jonval-Turbine ist überall da, wo keine Regulierung der Turbine selbst angebracht werden muß, weitaus der billigste Motor und es wird deren Leistung bei voller Beaufschlagung von keiner anderen Turbine wesentlich übertroffen.

3. Aufstellung der Jonval-Turbine.

Eine Jonval-Turbine kann in ziemlicher Höhe (bis zu circa 9 m) über dem Unterwasserspiegel angebracht werden, wenn die Lokalverhältnisse

dies erfordern, wobei die Zuführung des Wassers entweder nach Fig. 6 oder nach Fig. 7 Tafel 7 angeordnet werden kann.

Theoretisch ist diese zulässige Höhe der Spalte über dem Unterwasserspiegel gleich einer Wassersäule, die dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält, also gleich 10,33 m. (Siehe Nr. 4 dieses Paragraphen.)

In Wirklichkeit darf aber diese Saughöhe nicht so groß gewählt werden und zwar um so weniger hoch, je größer der Durchmesser der Turbine und somit derjenige des Saugrohres C Fig. 6 oder G Fig. 7 Tafel 7 ist.

Bei einem Durchmesser von 300 mm darf die Saughöhe allerdings bis zu 9 m steigen, aber schon bei 1 m Durchmesser darf eine Saughöhe von 7 bis 8 m nur dann angewendet werden, wenn das Saugrohr (das jederzeit 150 bis 300 mm tief ins Unterwasser eintauchen soll) unten mit einer Abschlußvorrichtung versehen ist, damit das Saugrohr vor Ingangsetzung der Turbine vollständig mit Wasser angefüllt werden kann, wobei im oberen Teil des Saugrohres ein Lufthahn zum Entweichen der Luft angebracht werden muß, weil das Wasser das Rohr sonst nicht anfüllen kann.

Wird diese Vorsichtsmaßregel nicht beobachtet, so fällt das aus dem Laufrade tretende Wasser durch das mit Luft gefüllte Rohr herunter, ohne eine Wirkung auf die Turbine auszuüben, d. h. es geht der saugend wirkende Teil des Gefälles ganz oder doch teilweise verloren.

Bei einem Durchmesser des Saugrohres von 1,5 bis 2 m darf die Saughöhe 3 bis 4 m nicht übersteigen, weil das Gleichgewicht in der hängenden Wassersäule bei so großem Durchmesser nicht herzustellen ist. Das Wasser drängt sich auf eine Seite, während auf der gegenüberliegenden Seite die Luft von unten in das Saugrohr eindringt, wenn es nicht sehr tief (500 bis 600 mm) ins Unterwasser eintaucht.

Ist aber bei einer so großen Turbine weder ein Lufthahn, noch eine untere Abschlußvorrichtung vorhanden, so geht das ganze Sauggefälle vollständig verloren, weil es gar nicht möglich ist, die Luft aus dem Saugrohre zu entfernen, wobei das Wasser wirkungslos durch das mit Luft gefüllte Saugrohr herunterfällt.

Diesen ganz bedeutenden und den Erfahrungen längst vergangener Zeiten gegenüber ganz unverzeihlichen Fehler trifft man noch häufig an.

Die Abschlußvorrichtung des Saugrohres fällt bei großen Turbinen natürlicherweise sehr kostspielig aus und man pflegt daher in neuester Zeit dieselbe namentlich bei geringerer Saughöhe ohne weiteres wegzulassen, ohne zu bedenken, daß dadurch das Saugrohr gänzlich nutzlos werden kann.

Daß bei der Aufstellung der Turbine über Wasser (nach Fig. 6 und 7 Tafel 7) das Saugrohr vollkommen luftdicht sein soll (der Druck ist von außen nach innen gerichtet), daß ferner die Verbindung des Rohres mit dem die Turbine umgebenden Mantel (B C Fig. 7) sehr sorgfältig abgedichtet werden muß, braucht kaum erwähnt zu werden.

Wird die Saughöhe größer als circa 9 m genommen, so entstehen Oscillationen der hängenden Wassersäule in vertikaler Richtung, was ein unregelmäßiges Saugen verursacht. Bei noch größerer Saughöhe (über 10,33 m) entsteht zwischen Turbine und Wassersäule ein luftleerer Raum, indem der Spiegel der hängenden Wassersäule in der angegebenen Höhe stehen bleibt, während das aus der Turbine austretende Wasser wirkungslos durch den leeren Raum herunterregnet.

Die Wirkung der Saughöhe wird also im günstigsten Falle nicht größer als diejenige einer Wassersäule von theoretisch 10,33 m Höhe, wogegen die Saughöhe immerhin beliebig größer gewählt werden darf, insofern man auf eine entsprechende Wirkung verzichtet, d. h. einen Gefällverlust gestattet.

4. Maximalwert der zulässigen Saughöhe bei Jonval-Turbinen.

Man setzt gewöhnlich voraus, daß die theoretisch zulässige Saughöhe bei Jonval-Turbinen gleich der Höhe der Wassersäule sei, welche dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält. Dies ist indessen keineswegs der Fall.

In erster Linie ist zu bemerken, daß die wirkliche Saughöhe gleich ist dem Abstande des Unterwasserspiegels von der unteren Ebene des Leitrades.

Der Atmosphärendruck hält nun allerdings einer ruhenden Wassersäule von 10,33 m Höhe das Gleichgewicht, allein in dem Saugrohre der Turbine ist das Wasser in Bewegung.

Ist z. B. w_1 die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Saugrohr verläßt und in den Ablaufkanal übertritt, so wirkt das Wasser außer durch sein Gewicht auch noch vermöge seiner lebendigen Kraft dem Atmosphärendrucke entgegen.

Die Sache stellt sich daher schließlich so, daß die Höhe einer in Bewegung befindlichen Wassersäule, welche dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält, nicht 10,33 m, sondern gleich

$$10{,}33 - \frac{w_1^2}{2g}$$

ist, wenn w_1 die Geschwindigkeit der sinkenden Wassersäule bezeichnet.

Die Geschwindigkeitshöhe ist also von vorn herein von der Saughöhe abzuziehen, d. h. es ist die zulässige maximale Saughöhe einer Jonval-Turbine theoretisch gleich

$$10{,}33 - \frac{w_1^2}{2g} \text{ m}.$$

Dieser Wert wird in der Regel als zulässige Saughöhe angegeben, was indessen immer noch nicht ganz richtig ist, sobald das Wasser aus dem Saugrohre mit kleinerer Geschwindigkeit ausfließt, als es die Turbine selbst verläßt, d. h. wenn w_1 kleiner ist als w.

Dies ist aber meistenteils der Fall, nämlich überall, wo die Turbine nicht durch eine untere Klappe oder Schütze reguliert wird.

Die wirklich zulässige Saughöhe ist also theoretisch nicht größer als

$$10{,}33 - \frac{w^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 140)$$

In der Regel beträgt w $^1/_4$ bis $^1/_6$ von $\sqrt{2gH}$ und es wird daher die zulässige Saughöhe um so kleiner, je größer das Gefälle H und je größer somit auch der Wert von w wird.

Bei einem Gefälle von 30 m z. B. ist $\sqrt{2g \cdot H} = 24{,}5$ m, somit

$$w = \frac{24{,}5}{6} = \sim 4 \text{ m und } \frac{w^2}{2g} = \frac{4^2}{19{,}6} = 0{,}82 \text{ m}.$$

Die theoretisch zulässige Maximalsaughöhe ist somit hier 10,33 — 0,82 = 9,51 m. Den Beobachtungen gemäß ist in der Praxis die maximale Saughöhe nicht größer zu machen als untenstehende Tabelle angiebt, wenn man der vollkommenen Wirkung derselben sicher sein will.

Tabelle über die praktisch zulässige Saughöhe bei Jonval-Turbinen.

Diameter des Saugrohres m	Zulässige Saughöhe m	Diameter des Saugrohres m	Zulässige Saughöhe m
4,000	3,000	1,000	8,000
3,500	3,400	0,700	8,500
3,000	3,800	0,500	8,500
2,500	4,200	0,300	9,000
2,000	4,500	0,150	9,500
1,500	6,000		

Von diesen Saughöhen ist noch der Wert $\frac{w^2}{2g}$ abzuziehen.

Giebt man dem Saugrohre eine sich nach unten konisch erweiternde Form, nämlich so, daß der Übergang der Geschwindigkeit w in diejenige

w_1 nach und nach und also ohne Stoßverlust stattfindet, so wird die zulässige Saughöhe etwas größer und zwar aus zweierlei Gründen.

Es hält nämlich in diesem Falle eine saugende Wassersäule von der Höhe $10{,}33 - \frac{w_1^2}{2g}$ m (die größer ist als $10{,}33 - \frac{w^2}{2g}$ m) dem Atmosphärendrucke das Gleichgewicht. Diese größere Wassersäule wirkt auch stärker auf die Turbine ein und es wird daher in diesem Falle ein Teil der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers nützlich verwendet (siehe Nr. 5 dieses Paragraphen).

Andererseits giebt die sich nach oben bis auf den Querschnitt $\frac{Q}{w}$ verengende Form des Ablaufrohres weniger Veranlassung zu den Oscillationen, welche das Gleichgewicht der hängenden Wassersäule stören und durch welche hauptsächlich die theoretische Saughöhe so stark reduziert wird, wie dies thatsächlich der Fall ist.

5. Das Saugrohr einer Jonval-Turbine als Diffuser.

Eine Eigentümlichkeit des Saugrohres einer Jonval-Turbine besteht darin, daß dasselbe ähnlich einem Diffuser (zur Erhöhung des Nutzeffektes) wirkt.

Es liegt nämlich auf der Hand, daß die Ausflußgeschwindigkeit w_1 des Wassers aus dem Saugrohre in den Kanal wesentlich kleiner ist, als die absolute Ausflußgeschwindigkeit w beim Austritt aus den Laufradkanälen.

Wenn kein Saugrohr vorhanden ist, ist die Druckhöhe $\frac{w^2}{2g}$ für die Wirkung des Wassers auf die Turbine gänzlich verloren.

Dies ist dagegen bei Vorhandensein eines Saugrohres nicht mehr der Fall, sobald w_1 wesentlich kleiner ist als w und wenn der Übergang dieser beiden Geschwindigkeiten nach und nach, d. h. ohne Stoßverlust stattfindet.

Es muß nämlich die der Geschwindigkeitsdifferenz entsprechende lebendige Kraft des Wassers im Saugrohre auf irgend eine Weise zur Äußerung gelangen, wenn sie nicht ganz durch Nebenhindernisse konsumiert wird. Das Letztere ist bei gehöriger Anordnung des Saugrohres nicht möglich.

Diese lebendige Kraft kann daher auf keine andere Weise verschwinden, als indem sie eine beschleunigende Wirkung auf das Wasser im Laufrade ausübt, oder indem sie mit anderen Worten die Saughöhe vermehrt.

Es geht dies übrigens auch schon aus dem oben Nr. 4 dieses Paragraphen gefundenen Resultate hervor; denn wenn eine mit der Ge-

schwindigkeit w_1 im Saugrohre niedersinkende Wassersäule von der Höhe $10{,}33 - \frac{w_1^2}{2g}$ m genügt, um dem ganzen Atmosphärendrucke das Gleichgewicht zu halten, so erzeugt auch umgekehrt eine saugende Wassersäule von derselben Höhe bei derselben Geschwindigkeit w_1 eine negative Pressung gleich dem vollen Atmosphärendrucke.

Durch ein oben enges Rohr vom Querschnitte $\frac{Q}{w}$, das sich nach unten konisch erweitert, kann somit ein wesentlicher Teil der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers nutzbringend verwendet werden.

Wenn auch diese Sache von keinem wesentlichen praktischen Belange, so muß doch hier darauf hingewiesen werden, daß bei Vorhandensein eines ziemlich weiten und gut abgedichteten Saugrohres auch ein etwas größeres Wasserquantum durch eine Jonval-Turbine fließt, als dies bei demselben Gefälle ohne Saugrohr der Fall ist.

Dieses Faktum ist schon öfter durch Bremsversuche bestätigt worden, ohne daß man sich jedoch Rechenschaft davon zu geben wußte.

Nach den obigen Erörterungen ist diese Thatsache leicht erklärlich, indem ein Teil der sonst gänzlich verlorenen absoluten Geschwindigkeit w des Wassers nutzbar gemacht und zur Verstärkung der Saughöhe verwendet wird.

In den gewöhnlichen Fällen ist das Saugrohr cylindrisch. Es findet daher kein sanfter Übergang von w in w_1 statt, vielmehr stößt das aus dem Laufrade mit der größeren Geschwindigkeit w ausfließende Wasser gegen das im Saugrohre mit der kleineren Geschwindigkeit w_1 niedersinkende Wasser und erleidet einen Geschwindigkeitsverlust, welcher die vorteilhafteste Wirkung eines richtig geformten konischen Saugrohres vermindert.

6. Zusammenstellung der vorteilhaftesten Eigenschaften der Jonval-Turbinen.

a) Einfachste und natürlichste Anordnung, resp. keine unnütze seitliche Ablenkung des Wassers.

b) Infolgedessen Solidität der Konstruktion bei billigem Preise.

c) Aufstellung der Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel (innerhalb der angegebenen Grenzen).

d) Die Turbine kann unbeschadet der Leistung in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten.

e) Die Jonval-Turbine hat verhältnismäßig große Umfangsgeschwindigkeit, große Umdrehungszahlen und daher schwächere Transmissionen.

f) Die Turbine leistet bei guter Ausführung, richtiger Konstruktion und voller Beaufschlagung bis 78 Prozent Nutzeffekt und gehört somit zu den besten hydraulischen Motoren.

g) Infolge dieser Vorteile soll die Jonval-Turbine überall da Anwendung finden, wo entweder konstante oder überflüssig große Wassermassen vorhanden sind und wo das Gefälle stark veränderlich ist.

§ 51.

Die nachteiligen Eigenschaften der Jonval-Turbinen.

Eine Jonval-Turbine leistet nur dann gute Resultate, wenn sie voll beaufschlagt wird oder wenn der Eintritt des Wassers in das Rad ringsum stattfindet. Je größer die Anzahl der geschlossenen Leitkanäle ist, oder je mehr das dem Vollgange entsprechende Wasserquantum vermindert wird, um so geringer wird das Nutzverhältnis der Turbine oder um so kleiner die in Prozenten des theoretischen Effektes ausgedrückte Leistung des Motors.

Soll nichtsdestoweniger eine Jonval-Turbine für verschiedene Wasserquantitäten benutzt werden können, so kann die hierzu erforderliche Regulier-vorrichtung auf verschiedene Weise angeordnet werden.

Diese verschiedenen Reguliervorrichtungen sollen hinsichtlich ihres Wertes im Nachfolgenden besprochen werden. Es sind dies:

a) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch die Einlaufschütze.
b) „ „ „ „ „ „ Ablaufschütze.
c) „ „ „ „ „ „ Drosselklappe.
d) „ „ „ „ „ Abschließen eines Teiles der Leitkanäle.
e) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze.
f) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch Anwendung mehrerer Turbinen überhaupt.
g) Korrekte Regulierung einer Jonval-Turbine.

a) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch die Einlaufschütze.

Bei beständig überflüssiger Wassermenge und wenn vor der Einlaufschütze ein Überfallverlauf oder eine Leerlaufschütze angebracht ist, so kann die einer Turbine zuzuführende Wassermenge durch die Einlaufschütze selbst auf die einfachste Weise reguliert werden. Eine eigentliche Regulier-vorrichtung ist daher in diesem Falle nicht notwendig.

Wird in einem solchen Falle dem Motor nur die Hälfte desjenigen Wasserquantums, welche dem Vollgange entspricht, zugeführt, so läuft das Wasser anfangs bei dem vollen Gefälle so rasch durch die Turbine, daß der Wasserspiegel in der Turbinenstube rasch sinkt und schließlich auf einer gewissen Höhe stehen bleibt, welche zu bestimmen ist.

Zunächst ist klar, daß der Beharrungszustand dann eintreten müsse, wenn bei halber Wassermenge die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers halb so groß als diejenige bei vollem Wasserquantum ist.

Da sich nun die Gefälle wie die Quadrate der Geschwindigkeiten verhalten, so stellt sich das Gefälle bei halber Wassermenge oder halber Geschwindigkeit auf $\frac{1}{2}$ des ursprünglichen.

Es wird somit das halbe Wasserquantum in diesem Falle nur eine Leistung von $\frac{1}{4}$ derjenigen bei Vollwasser entwickeln, wobei noch zu berücksichtigen ist, daß die Turbine bei $\frac{1}{4}$ des Gefälles nur halb so viele Umdrehungen in einer Minute machen wird.

Läßt man aber die Turbine in diesem Falle sich dennoch mit der ursprünglichen Geschwindigkeit drehen (die also doppelt so groß als die vorteilhafteste ist), so wird die Nutzleistung sich auf Null reduzieren, weil die Geschwindigkeit einer Turbine beim Leergang doppelt so groß als die vorteilhafteste ist.

Man ersieht daraus, daß bei dieser Reguliermethode eine außerordentlich schlechte Ausnutzung der Wasserkraft stattfindet, wenn die dem Vollwasser entsprechende Umdrehungszahl der Transmission eingehalten werden muß.

Es ist nämlich in diesem Falle:

a) Bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1, das wirkende Gefälle = 1 und die Leistung für das totale Gefälle circa 75 Prozent.

b) Bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75, das wirkende Gefälle = 0,562 und die Leistung für das totale Gefälle = circa 36 Prozent.

c) Bei 0,5 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,5, das wirkende Gefälle = $\frac{1}{4}$ und die Leistung für das totale Gefälle = 0 Prozent.

Kann dagegen die Transmission (was jedoch selten der Fall ist), beliebig langsamer laufen, so wird:

a) Bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1, das Gefälle = 1 und die Leistung für das totale Gefälle circa 75 Prozent.

b) Bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75, das Gefälle = 0,562 und die Leistung für das totale Gefälle circa 42 Prozent.

c) Bei 0,5 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,5, das Gefälle = $\frac{1}{4}$ und die Leistung für das totale Gefälle circa 18 Prozent.

d) Bei 0,25 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,25, das Gefälle = $\frac{1}{16}$ und die Leistung für das totale Gefälle circa 5 Prozent.

Noch augenscheinlicher stellt sich die rasche Abnahme der Leistung dar, wenn man die Nutzleistung bei Vollwasser in Pferden zur Einheit nimmt und die Leistung kleinerer Wasserquantitäten damit vergleicht.

Es ist z. B. im letzteren Falle, wo die Turbine beliebig langsam arbeiten darf, bei der halben Wassermenge (wo das Gefälle nur $\frac{1}{4}$ der totalen wird) die Leistung $\frac{1}{2 \cdot 4} = \frac{1}{8}$ der Leistung bei Vollwasser.

Es wird sonach in diesem für den Motor günstigsten Falle:

a) Bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1 und die Leistung = 1.

b) Bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75 und die Leistung = $\frac{1}{0{,}75 \cdot 0{,}75^2} = 0{,}42$.

c) Bei 0,5 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,5 und die Leistung = $\frac{1}{0{,}5 \cdot 0{,}5^2} = 0{,}125$.

d) Bei 0,25 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,25 und die Leistung = $0{,}25^3 = 0{,}015625 = \frac{1}{64}$.

Im zweiten Falle, wo die Turbine die dem ganzen Gefälle entsprechende Umdrehungszahl beibehalten muß, stellt die Sache sich noch wesentlich ungünstiger heraus.

Die Einlaufschütze ist somit ein äußerst unvollkommener Apparat zum Regulieren einer Turbine, wo es aber auf vorteilhafte Ausnützung des Wassers bei kleinerem Kraftbedarfe gar nicht ankommt, ist sie das Einfachste und Billigste, was es giebt, auch kann dieselbe sehr wohl mit einem Regulator in Verbindung gesetzt werden.

Der Regulator kann indessen nur dann richtig wirken, wenn durch eine von vorn herein angenommene Niveaudifferenz zwischen dem Wasserspiegel im Zulaufkanal und demjenigen in der Turbinenkammer der zu langsame Gang des Regulators eine Gefällvermehrung bewirken kann.

Eine solche Niveaudifferenz (Gefällverminderung) wird dadurch hervorgebracht, daß die Einlaufschütze beim normalen Gange der Transmission teilweise geschlossen ist und zwar so, daß bei einer Niveaudifferenz beider Wasserspiegel von 0,080 bis 0,100 m die volle Wassermenge durch die Schützenöffnung fließt.

Dies ist erfahrungsmäßig dann der Fall, wenn die Breite b der Schütze nach der Formel

$$b = \frac{Q}{0{,}5 \cdot x \cdot \sqrt{2gh}}$$

bestimmt wird, in welcher x die offene Höhe der Schützenöffnung und h die gestattete Niveaudifferenz bezeichnet, welch letztere man als einen Gefällverlust nicht gern zu mehr als 0,08 bis 0,1 m wählt.

Wird dieser Bedingung nicht entsprochen, indem man diesen Gefällverlust nicht gestatten will, und bleibt die Schütze beim normalen Gange ganz geöffnet, so kann der Regulator nur nach rückwärts regulieren, d. h. er kann bei zu schnellem Gange der Turbine durch teilweises Schließen der Schütze den Gang mäßigen und durch das Durchgehen der Transmission verhüten, bei zu langsamem Gange aber kann man nichts verbessern. Ein auf eine solche Schütze wirkender Regulator springt zudem in der Regel über das Ziel hinaus, indem er beständig auf- und abosciellierend niemals zur Ruhe gelangt.

Der Regulator kann also in diesem Falle nicht gut regulieren und es wird daher diese Anordnung nur da angewendet, wo es auf eine so genaue Einhaltung der Geschwindigkeit nicht ankommt und derselbe lediglich das Durchgehen der Transmissionen und des Motors (bei plötzlicher Außerbetriebsetzung viel Kraft erfordernder Maschinen wie Sägen, Hobelmaschinen, Walzwerke, Hammerwerke 2c.) verhüten soll.

Dagegen wirkt ein Regulator an einer der obigen Formel entsprechenden Einlaufschütze (mit Niveaudifferenz von 8 bis 10 cm) in vollkommen korrekter Weise nach beiden Richtungen hin, sobald man für die richtige Stellung der Schütze gegenüber dem Regulator beim normalen Gange des Motors Sorge trägt, was leider von den Arbeitern aus Unkenntnis der Sache nicht geschieht.

In der Regel ändern die Arbeiter die bei der Montierung richtig gestellte Lage der Schütze gegenüber dem Regulator bald ab, das teilweise Geschlossensein derselben beim richtigen Gang des Motors als einen Fehler betrachtend, und es kann sodann von einer guten Wirkung des Regulators nicht mehr die Rede sein.

b) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch die Ablaufschütze.

Zwischen dieser und der Einlaufschütze scheint auf den ersten Anblick ein sehr wesentlicher Unterschied hinsichtlich ihrer Wirkungsweise auf den Motor stattzufinden.

Wird nämlich die Ablaufschütze so weit geschlossen, daß z. B. nur die Hälfte des normalen Wasserquantums durch die Turbine fließt, so wird zwar auch hier die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers auf die Hälfte reduziert, weil der Querschnitt der Radkanäle derselbe bleibt, doch bleibt das Gefälle konstant, ja es vermehrt sich das letztere sogar noch etwas wegen der im Zuflußkanale stattfindenden Stauung des zurückgehaltenen Wassers.

Es glauben daher viele Industrielle, daß in diesem Falle der Motor nun auch die Hälfte der dem ganzen Wasserquantum entsprechenden Kraft entwickele. Dies ist aber keineswegs der Fall.

Die Wirkung des Wassers ist nämlich dem Quadrate seiner Durchflußgeschwindigkeit durch die Turbine proportional, und sobald diese Geschwindigkeit durch die Verengung des Ablaufes auf die Hälfte ihres normalen Betrages vermindert worden ist, ist die Nutzleistung oder das Güteverhältnis nicht die Hälfte, sondern $\frac{1}{2^2} = \frac{1}{4}$ ihres normalen Betrages.

Es gilt daher für die Ablaufschütze hinsichtlich der Leistung eines beliebigen Bruchteiles der normalen Wassermenge ganz dasselbe, was für die Einlaufschütze bemerkt worden ist.

Ist z. B. bei Vollwasser die Leistung in Pferden ausgedrückt $= 1$, so ist dieselbe wie oben

bei 0,75 der normalen Wassermenge $= 0{,}75^3 = 0{,}42$,
„ 0,50 „ „ „ $= 0{,}50^3 = 0{,}125$,
„ 0,25 „ „ „ $= 0{,}25^3 = 0{,}015625$,

d. h. es nimmt dieselbe mit der dritten Potenz der Wassermenge ab.

Daß das Gefälle dabei das ursprüngliche bleibt, thut diesem Verhältnis der Abnahme der Leistung gar keinen Eintrag, denn es kann die Verminderung der Durchflußgeschwindigkeit z. B. auf die Hälfte eben dadurch nur stattfinden, daß das Gefälle H durch Hindernisse (Bewegungswiderstände, erzeugt durch das starke Schließen der Schütze oder Klappe) soweit absorbiert wird, als dies der Durchflußgeschwindigkeit v entspricht.

Die effektive Druckhöhe (der wirksame Teil des ganzen Gefälles) ist aber $= \frac{v^2}{2g}$. Bei Verminderung von v auf $\frac{1}{2}$ v wird somit

$$\frac{(\frac{1}{2}v)^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{v^2}{2g},$$

d. h. die wirksame Druckhöhe nimmt mit dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit ab.

Auch hinsichtlich der Wirkungsweise des Regulators auf die Ablaufschütze verhält sich die Sache genau so wie bei derjenigen auf eine Einlaufschütze; man kann nämlich nur dadurch eine korrekte (nach beiden Seiten hin stattfindende) Wirkung des Regulators hervorbringen, daß man die Ablaufschütze beim normalen Gange der Turbine in teilweise geschlossener Lage erhält, d. h. indem man (ungeachtet der Oberwasserspiegel in seiner ursprünglichen Höhe bleibt) einen künstlichen Gefällverlust erzeugt, den man auch hier auf 8 bis 10 cm schätzen kann, indem sich mit Hülfe dieses Verlustes eine gute Regulierung erwarten läßt.

Natürlich erhält der Motor alsdann solche Querschnittsdimensionen, daß bei diesem (um 8 bis 10 cm) reduzierten Gefälle dennoch das ganze Wasserquantum konsumiert wird.

Geht alsdann die Transmission zu langsam, so öffnet der Regulator die Ablaufschütze mehr, vermindert dadurch den Durchflußwiderstand und vermehrt somit das effektive Gefälle, obwohl das absolute Gefälle während dieses Wechsels in der Schützenstellung gänzlich unverändert bleibt.

Unvollkommen bleibt diese Regulierung durch die Ablaufschütze (wie auch diejenige durch die Einlaufschütze) insofern immer, als die Turbine hinsichtlich ihrer Ausflußquerschnitte für das um 8 bis 10 cm reduzierte Gefälle und das ganze Wasserquantum konstruiert sein muß und daß somit bei dem (durch den Regulator) vermehrten Gefälle auch wieder mehr als das normale Wasserquantum durch dieselbe fließt.

Dieser Mehrverbrauch an Wasser während der Dauer des größeren Gefälles ist indessen nicht derart, daß die Regulierung unrichtig genannt werden kann; denn erstens soll diese Dauer der Natur der Sache noch niemals eine lange sein, weil der Motor nur bei zufälligem Zusammentreffen nicht normaler kraftabsorbierender Vorgänge mehr als die normale Kraft entwickeln soll, und zweitens bildet die Wasserkammer mit dem Zuflußkanale selbst eine Art Sammelbassin, welches für kürzere Zeitabschnitte wohl die Entnahme eines etwas größeren Wasserquantums gestattet, ohne daß der Wasserspiegel in demselben wesentlich zu sinken braucht.

Die nämliche Bemerkung gilt für die Wirkung des Regulators nach abwärts.

Sowie der Motor infolge kleinerer Kraftabgabe der Transmission schneller zu laufen beginnt, macht der Regulator die Schütze mehr zu, d. h. der wirksame Teil des Gefälles wird durch Vermehrung der Hindernisse kleiner und es geht somit dabei auch nicht mehr das ganze normale Wasserquantum durch die Turbine.

Infolgedessen staut während dieser Stellung des Regulators der Wasserspiegel in der Turbinenkammer und im Zuflußkanale sich etwas an.

Der Regulator arbeitet somit während seiner Abwärtswirkung bereits der Aufwärtswirkung vor, so daß bei richtiger Anlage die Regulierung auf ganz befriedigende Weise stattfindet.

In der Regel wird auch diese Regulievorrichtung seitens der den Motor bedienenden Arbeiter dadurch teilweise verdorben, daß dieselben das teilweise Geschlossensein der Schütze beim normalen Gange des Motors nicht begreifen können und die richtige Stellung der Schütze gegenüber dem Regulator ändern.

Sowie man aber einen kleinen Gefällverlust beim normalen Betriebe nicht gestatten kann oder will, ist von einer Wirkung des Regulators nach aufwärts (zeitweilige Vermehrung der Betriebskraft zum Ausgleich der vorhandenen Unregelmäßigkeiten) nicht mehr die Rede.

Ob die Ablaufschütze (wie auch die Einlaufschütze) als vertikaler Schützenzug, als Drehklappe mit vertikaler oder mit horizontaler Achse, oder endlich als cylindrische Ringschütze konstruiert sei, hat auf die Wirkungsweise derselben absolut keinen Einfluß, d. h. es sind alle diese Ablaufschützen-Regulierungen gleichwertig.

Der Unterschied der verschiedenen Konstruktionen besteht nur in der mehr oder weniger leichten Beweglichkeit (Drehbarkeit) derselben.

Die Drehklappen erfordern natürlich wesentlich weniger Kraftanstrengung zu ihrer Handhabung als die vertikalen Schützenzüge und die Ringschütze.

c) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch die Drosselklappe.

Bei größeren Gefällen findet man die Jonval-Turbinen öfter durch eine Drosselklappe reguliert, welche entweder vor dem Leitrade in der Rohrleitung der Turbine oder aber auch unterhalb des Laufrades in dem Saugrohre der Turbine angebracht wird.

Man pflegt im allgemeinen dieser Regulierklappe eine wesentlich verschiedene Wirkungsweise zuzuschreiben, als der Einlauf- und Ablaufschütze; doch beruht dies einzig und allein auf einer oberflächlichen Betrachtung der Sache. Legt man sich die Frage vor, wie denn eigentlich die Drosselklappe regulierend auf die Turbine einwirken könne, so wird man leicht finden, daß dies ausschließlich durch eine künstliche Vermehrung oder Verminderung des Gefälles geschehen könne.

Fließt nämlich vorerst bei ganz geöffneter Stellung der Drosselklappe und bei dem normalen Gefälle ein gegebenes Wasserquantum Q durch die

Turbine und wird hierauf die Klappe soweit geschlossen, daß nunmehr nur die Hälfte des ursprünglichen Wasserquantums durch den Motor fließt, so wird vorerst die Leistung der Turbine durch diese Verminderung der Wassermenge auf die Hälfte reduziert. Da nun aber gleichzeitig die halbe Wassermenge durch den unverändert gebliebenen Ausflußquerschnitt der Turbine auch nur mit halber Geschwindigkeit durchfließt, die Wirkung aber dem Quadrate der Geschwindigkeit des Durchflusses proportional ist, so wird der Wirkungsgrad noch um 4 mal kleiner, d. h. es beträgt die Leistung der halben Wassermenge nur $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{8}$ derjenigen der ganzen Wassermenge.

Ebenso wird, wenn die durch den Motor fließende Wassermenge auf $\frac{1}{4}$ der normalen reduziert wird, die Durchflußgeschwindigkeit nur $\frac{1}{4}$ der ursprünglichen und die Leistung der Turbine

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{1^2}{4} = \frac{1^3}{4} = \frac{1}{64}$$

der normalen Leistung; d. h. es nimmt der Effekt mit der dritten Potenz der Wassermenge ab.

Es wirkt sonach die Drosselklappe ganz genau auf die nämliche Weise wie die Einlauf- und Ablaufschütze, die Ringschütze, die Drehschütze mit horizontaler oder vertikaler Achse und man kann somit das ziemlich kostspielige Objekt nach Belieben durch irgend eine solche Schützeneinrichtung umgehen.

Ein Unterschied besteht ausschließlich in der mehr oder weniger leichteren Beweglichkeit dieser verschiedenen Regulierungsmechanismen, in welcher Hinsicht die in Zapfen laufenden Drosselklappen und Drehschützen den Vorzug verdienen, obwohl die Beweglichkeit derselben im allgemeinen weit weniger groß ist, als man gemeinhin annimmt. Die Drosselklappen insbesondere müssen sehr kräftig konstruiert sein, wenn sie nicht brechen sollen.

Wie bei der Ablaufschütze bleibt auch beim teilweisen Schließen der Drosselklappe die Distanz beider Wasserspiegel im Zu- und Ablaufkanal (wenigstens annähernd) gleich groß, aber indem das Wasser genötigt wird, eine kleine verengte Öffnung mit großer Geschwindigkeit zu durchfließen, wird ein Teil des totalen Gefälles zur Überwindung dieses Hindernisses verwendet und der wirksame Teil (das effektive Gefälle) reduziert.

Auch hier muß, wie bei der Ablaufschütze, die Drosselklappe während dem normalen Gange des Motors etwas geschlossen sein, also ein künstlicher Gefällverlust erzeugt werden, wenn ein mit der Klappe verbundener

Regulator nach beiden Richtungen hin auf die Geschwindigkeit soll wirken können.

Wird dieser Gefällverlust nicht gestattet, so ist es unmöglich, eine korrekte Regulierung anzubringen, indem bei ganz offener Klappe der Regulator nur schließen, nicht aber noch weiter öffnen kann.

d) Die Regulierung der Jonval-Turbinen durch die Abschließung eines Teiles der Leitkanäle.

Es ist in vielen Turbinentheorieen als Grundsatz aufgestellt worden, daß eine Jonval-Turbine nur als Vollturbine gebaut werden soll und niemals als Partialturbine arbeiten dürfe. So richtig dies an und für sich im Prinzip ist, so besteht dennoch eine der besten Regulierungen solcher Turbinen darin, daß man einfach einen Teil der Leitkanäle öffnet oder schließt, d. h. indem man die Turbine einfach als Partialturbine arbeiten läßt.

Obwohl eine solche Regulierung noch keineswegs korrekt genannt werden kann, so gestattet dieselbe dennoch eine weit vorteilhaftere Ausnützung einer kleineren (gegenüber der normalen) Wassermenge, als dies bei den bisher betrachteten Reguliervorrichtungen der Fall ist.

Wir haben in den vorhergehenden Nummern dieses Paragraphen gesehen, daß bei der Regulierung durch die Einlaufschütze die Ablaufschütze und die Drosselklappe eine Wassermenge gleich der Hälfte der normalen (der vollen Beaufschlagung entsprechenden) nur $\frac{1^3}{2} = \frac{1}{8}$ des normalen Effektes leistet. So ungünstig ist nun die vorliegende Regulierung nicht.

Schließt man (nach Fig. 2 Tafel 7, auch nach Fig. 4 Tafel 7) durch vertikale eisenblechene oder gußeiserne Schieber einen Teil der Leitkanäle einer Jonval-Turbine ab, so daß z. B. nur die Hälfte der normalen Wassermenge (die dem Vollgange entspricht) durch den Motor fließt, so hat man zwar eine ziemlich unvollkommene Reaktionsturbine, allein es bleibt doch die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkanälen gleich groß wie beim Vollgange und es nimmt daher der Wirkungsgrad einer solcherweise reduzierten Turbine bei weiten weniger rasch ab als bei den früher betrachteten Regulierungen, und zwar in der Weise, daß bei halber Beaufschlagung der Wirkungsgrad um circa 7 bis 10 Prozent kleiner ist als bei der vollen Beaufschlagung. Bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung sinkt der Wirkungsgrad nur um wenige Prozent.

Dies ist ein Resultat, das Vielen ganz unglaublich erscheint; doch es ist Thatsache, durch Bremsversuche bestätigt und übrigens durch eine einläßliche Betrachtung der Sache auch leicht nachweisbar.

Denkt man sich die Hälfte der Leitkanäle einer Jonval-Turbine in ununterbrochener Reihenfolge geschlossen und die andere Hälfte geöffnet und es habe die Turbine z. B. 20 offene und 20 geschlossene Kanäle.

Bei der Drehung der Turbine gelangt nun vorerst ein leerer Laufkanal unter den ersten offenen Leitkanal. Das Wasser fließt daher aus diesem ersten offenen Leitkanale mit größerer Geschwindigkeit (und zwar nahe mit $V2gH$) aus, bis der Laufradkanal angefüllt ist, was in einem Zeitraume geschieht, der kleiner ist als derjenige, in welchem sich das Laufrad um eine Schaufelteilung bewegt.

Unter dem zweiten offenen Leitkanale angelangt, wird also der erste Laufradkanal bereits mit Wasser angefüllt sein und es tritt bereits die richtige Reaktionswirkung des Wassers ein. Unter den sämtlichen noch übrigen 18 offenen Leitkanälen arbeitet demnach das Wasser genau so, wie in einer voll beaufschlagten Jonval-Turbine, und es erstreckt sich die Störung nur auf die ersten beiden offenen Kanäle des Rades.

Nach dem Durchgange unter dem letzten der geöffneten Leitkanäle tritt der volle Radkanal unter die geschlossenen Leitkanäle, wo der Überdruck aufhört und das Wasser nur noch vermöge seiner lebendigen Kraft den Laufradkanal durchfließt, wobei Luft oder Wasser durch die Spalte eingesogen wird, je nachdem das Laufrad sich unter Wasser oder außerhalb desselben bewegt. Im ersteren Falle ist es gut, den geschlossenen Leitkanälen nach Fig. 2 Tafel 17 Luft zuzuführen, damit das Wasser aus den unter ihnen befindlichen noch angefüllten Laufradkanälen ungehindert entweichen kann.

Diese Störung durch den teilweise gehinderten Ausfluß des Wassers unter den ersten geschlossenen Kanälen ist aber keineswegs bedeutend, weil dieselbe sich nur auf dem letzten offenen Kanal und etwa noch auf die Hälfte des zweitletzten Kanales erstreckt, wie man sich leicht durch die Vergleichung des absoluten und relativen Wasserweges im Laufrade überzeugen kann.

So ist z. B. Tafel 8 Fig. 2 A B C . . . . . J der relative und A b c . . . . . i der absolute Wasserweg im Laufrade und während dieser Weg vom Wasser vollständig durchlaufen wird, bewegt sich das Rad nur um $1\frac{1}{2}$ Schaufelteilung weiter.

Bevor also das aus dem drittletzten Leitkanale ausfließende Wasser das Laufrad bereits wieder verlassen hat, ist der darunter befindliche Laufradkanal noch gar nicht unter die abgeschlossenen Leitkanäle getreten und es ist daher selbstverständlich, daß die Störung dieser letzteren sich nicht bis zum drittletzten offenen Leitkanal hin erstrecken kann.

Die Sache verhält sich daher so, daß bei einer derart regulierten Turbine

1) das aus dem ersten offenen Leitkanal austretende Wasser mit großer Geschwindigkeit und mit Stoß ins Laufrad eintritt und nur ungefähr 40 Prozent Nutzleistung entwickelt;

2) auch das aus dem zweiten offenen Leitkanal ausfließende Wasser noch nicht ganz korrekt im Laufrade arbeiten kann, aber doch immerhin wenigstens 50 Prozent Nutzleistung entwickeln muß;

3) das aus allen übrigen Kanälen (ausgenommen die zwei letzten) ausfließende Wasser vollkommen korrekt im Laufrade zur Wirkung gelangt

4) das aus den zwei letzten offenen Kanälen austretende Wasser wieder nur mangelhaft auf das Laufrad einwirkt und nicht über 45 Prozent Leistung abwerfen kann.

Man hat daher z. B. bei 20 offenen und 20 geschlossenen Kanälen ungefähr folgende Wirkung zu erwarten:

1 Kanal	= 40	Prozent,
1 „	= 50	„
16 Kanäle	= 75	„
2 „	= 45	„
20 Kanäle im Mittel . . .	= 69	Prozent,

gegenüber 75 Prozent bei voller Beaufschlagung, was gut mit den Thatsachen übereinstimmt.

Es muß hervorgehoben werden, daß jede Unterbrechung des Überdruckes im Laufrade schädlich wirkt und es daher bei einer teilweisen Beaufschlagung einer Jonval-Turbine notwendig ist, die geöffneten Kanäle ohne Unterbrechung aufeinander folgen zu lassen und dieselben nicht etwa der Symmetrie halber auf dem Umfange zu verteilen. Die Störung, welche die partielle Beaufschlagung verursacht, würde im letzten Falle eine weit bedeutendere und die Nutzleistung des Motors eine wesentlich geringere sein.

Ebenso schädlich ist es, alle Leitkanäle einer Jonval-Turbine nur teilweise zuzudecken oder zu verengen, sei es durch Einsetzung von Stücken, welche die radiale Breite der Leitkanäle verkleinern oder auf irgend eine andere Weise. Obwohl diese letztere Regulierung derjenigen durch eine Drosselklappe, eine Einlauf- oder Ablaufschütze noch weit vorzuziehen wäre, so steht sie der Regulierung durch vollständiges Zudecken oder Abschließen einer Anzahl Leitkanäle doch so weit nach, daß diese letztere unter allen Umständen unbedingt und weitaus den Vorzug verdient und als diejenige

Regulierungsmethode betrachtet werden kann, welche für eine Jonval-Turbine die einzig richtige ist.

Eine vollkommene Regulierung einer Jonval-Turbine würde darin bestehen, daß man den Querschnitt aller Lauf- und Leitradkanäle gleichmäßig verkleinern würde, was noch am leichtesten in der Weise zu realisieren wäre, indem man einfach die Breite (radiale Dimension) des Leit- und Laufrades in gleichem Betrage verkleinern oder vergrößern müßte.

So einfach nun diese Idee im Prinzip ist, so schwierig ist dieselbe konstruktiv zu realisieren. Alle diesbezüglichen Versuche sind bis heute vollständig resultatlos geblieben, insofern die ausgedachten Vorrichtungen einerseits zu kostspielig sind und andererseits infolge ihrer Kompliziertheit den Charakter der Unsicherheit an sich tragen, Veranlassungen zu unliebsamen Betriebsstörungen geben und mit einem Worte unpraktisch sind.

Eine korrekt regulierte Jonval-Turbine, bei welcher der Wirkungsgrad für verschiedene Wasserquantitäten konstant bleiben würde, könnte in allen Fällen, wo zeitweise größeres Hinterwasser eintritt, als der vollkommenste Motor betrachtet werden.

Da eine solche ganz korrekte Regulierung indessen bis zur Stunde noch nicht realisiert werden konnte und überhaupt auf eine einfache Weise nicht realisierbar ist, so muß für solche Verhältnisse die Jonval-Turbine mit Schieberregulierung nach Nr. 5 des vorliegenden Paragraphen als der beste Motor bezeichnet werden, wobei aber die geöffneten Kanäle sich in einer ununterbrochenen Reihe folgen müssen.

Ob das Laufrad einer solchen Turbine über oder unter Wasser läuft, oder ob ein Teil des Gefälles saugend wirkt, hat auf die angegebenen Beziehungen nur untergeordneten Einfluß.

e) Die Regulierung der Jonval-Turbine durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze.

Wird eine Jonval-Turbine mit mehreren, z. B. zwei oder drei Schaufelkränzen ausgeführt (wie z. B. die Turbinen auf Tafel 8 Fig. 1, 2 und 4), so kann man die Dimensionen der einzelnen Kränze in der Weise wählen, daß man die Turbine für die verschiedenen Hauptwasserstände durch Schließen eines oder zweier Kränze in ziemlich befriedigender Weise regulieren kann.

In der Regel tritt das Erfordernis der Regulierung nicht so unregelmäßig und so häufig ein, daß das Öffnen und Schließen der Kränze (am einfachsten durch Abheben und Auflegen gußeiserner Deckel) eine allzu umständliche Sache würde.

Die Regulierung wird entweder dadurch erforderlich, daß wie in Beispiel 4 die Wassermenge konstant und das Gefälle veränderlich ist wegen eintretenden Hochwassers.

In diesem Falle ist die Jonval-Turbine deshalb wieder der vollkommenste Motor (besser als Reaktionsturbinen mit radialem Wasserdurchfluß), weil durch Anbringung mehrerer Kränze die konstante Umdrehungsgeschwindigkeit bei sehr verschiedenen Gefällen ohne allzu große Stoßverluste am besten zu erzielen ist.

Ist dagegen das Gefälle konstant und nur die Wassermenge veränderlich, so ist eine Jonval-Turbine nicht am Platze, weil eine Aktionsturbine hier bessere Dienste leistet.

Ist aber endlich sowohl das Gefälle veränderlich durch eintretend Hinterwasser (Hochwasser) und die Leistung konstant, indem der Motor bei dem kleineren Gefälle mehr Wasser konsumieren darf, so ist (abgesehen von einer Grenzturbine) wiederum die Jonval-Turbine der beste Motor, den man wählen kann, wobei die Regulierung am zweckmäßigsten durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze bewerkstelligt wird, wobei jeweilen einer oder mehrere Kränze ganz geöffnet oder ganz geschlossen werden.

In solchen Fällen werden zum Abschließen der Schaufelkränze auch ringförmige Deckel aus einem oder mehreren Stücken angewendet, welche entweder von Hand direkt auf das Leitrad gelegt oder durch Schrauben oder Zahnstangen mittelst eines über dem Wasser angebrachten Handgetriebes gehoben oder gesenkt werden.

Die Regulierung der Jonval-Turbinen durch Anwendung zweier oder mehrerer Turbinen verschiedener Größe kann nur bei ganz großen Anlagen angewendet werden, bei welchen ohnehin wenigstens zwei Motoren angelegt werden müssen.

Es kann sodann durch entsprechende Wahl der Dimensionen zweier Turbinen die Anordnung in der Weise getroffen werden, daß die kleinere Turbine für den kleinen, die größere Turbine für den mittleren und beide zusammen für den hohen Wasserstand eingerichtet sind.

Da indessen der Übergang der verschiedenen Wasserstände ineinander selten in so regelmäßiger Weise erfolgt und diese Wasserstände in allen möglichen Variationen eintreten, so ist auch diese Regulierung nur eine sehr mangelhafte zu nennen, abgesehen davon, daß Motoren so verschiedener Größe unmittelbar nebeneinander nicht gern angelegt werden.

§ 52.

Die Differenzen in den Überdruck- und Winkelverhältnissen einer Jonval-Turbine.

Am äußeren Umfange ist die Geschwindigkeit der Turbine größer und am inneren Umfange kleiner, während die Schaufelwinkel an den unteren Radebenen am inneren Umfange größer und am äußeren Umfange kleiner sind.

Wir setzen zuerst voraus, daß die Schaufeln einer Jonval-Turbine als Schraubenflächen gebildet seien, wobei die oberen und unteren Kanten der Schaufeln gerade radiale Linien sind.

Die Schaufelfläche ist windschief und entsteht dadurch, daß man eine gerade radiale Linie der Schaufelform am mittleren Radumfange so entlang führt, daß sie immer radial gerichtet und senkrecht zur vertikalen Achse (also immer in horizontaler Lage) verbleibt.

Wir wollen die Aufzeichnung der Schaufelform am inneren und äußeren Umfange des Rades an einem speziellen Beispiele verfolgen, um über die Größe und Bedeutung der erwähnten Abweichungen ein klares Urteil zu erlangen.

Vorerst mag erwähnt werden, daß man bei der Darstellung oder Aufzeichnung der Schaufelform (Schaufelschnitt) dieselbe sich immer in eine ebene Fläche abgewickelt denkt, sowie daß man überall da, wo von einer Schaufelform ohne weitere Bezeichnung die Rede ist, immer die Schaufelform am mittleren Umfange der Turbine versteht.

Wir wollen unseren Betrachtungen eine ganz normale Turbine mit mäßiger Kranzbreite zu Grunde legen, bei welcher also die fraglichen Abweichungen ebenfalls mäßige Werte haben werden, und wählen hierzu die Turbine nach Beispiel 5, deren Schaufelform auf Tafel 11 aufgezeichnet ist.

Die Turbine hat einen mittleren Durchmesser D von 1 m bei einer lichten Kranzbreite b von 156 mm. Laufrad wie Leitrad haben je 26 Schaufeln. Es ist somit die Schaufelteilung

$$t = \frac{3{,}14 \cdot 1000}{26} = 120{,}7 \text{ mm},$$

welche als a b Fig. 4 Tafel 11 aufgetragen sind. b c ist die Weite, auf welche sich die Schaufel auf dem mittleren Umfange des Leitrades erstreckt, und wir wollen diese Weite als „horizontal gemessene" Schaufellänge bezeichnen.

b d ist die Schaufelform (Schaufelschnitt) am mittleren Umfange des Leitrades.

Um nun die Schaufelform am inneren Umfange des Rades zu finden, trägt man die dem inneren Radumfang entsprechende Schaufelteilung $a_2\,b_2$, sowie die horizontal gemessene Schaufellänge $b_2\,c_2$ auf.

Man teilt nun b c und $b_2\,c_2$ in eine gleich große Anzahl gleicher Teile $b\,12 = 1 \div 2 = 2 \div 3$ und $b_2 \div 1'' = 1 \div 2''$ u. s. w. und zieht durch alle diese Teilungspunkte vertikale Linien.

Durch die Schnittpunkte d I II III u. s. w. dieser Vertikalen mit der Schaufelform des mittleren Radumfanges werden nun horizontale Linien gezogen und wo diese Horizontalen die durch 1″ 2″ 3″ 4″ u. s. w. gezogenen Vertikalen schneiden, liegen die Punkte I″ II″ III″, durch welche die Schaufelkurve $b_2\,d_2$ am inneren Radumfange bestimmt wird. Auf dieselbe Weise ergeben sich die Punkte I‴ II‴ III‴, welche von der Schaufelkurve $b_3\,d_3$ am äußeren Radumfange durchschnitten werden.

Die Schaufelkurven des Laufrades am inneren und äußeren Radumfange werden auf dem nämlichen Wege gefunden, sobald die Schaufelform A D am mittleren Umfange gegeben ist.

Man hat hierbei in allen Fällen nur darauf zu achten, daß sich die Längen

$$b\,c : b_2\,c_2 : b_3\,c_3$$

so verhalten wie, der mittlere Durchmesser : inneren Durchmesser : äußeren Durchmesser.

Ebenso verhalten sich die Schaufelteilungen $a\,b : a_2\,b_2 : a_3\,b_3$ wie die zugehörigen Durchmesser.

Natürlich sind hier unter innerem und äußerem Durchmesser diejenigen lichten Dimensionen verstanden, welche der lichten Breite b der Radkanäle entsprechen.

Nachdem nun im Vorliegenden die Schaufelformen, oder was dasselbe ist, die relativen Wasserwege am inneren und äußeren Radumfange gegeben sind, können die Differenzen der Winkelverhältnisse und des Überdruckes an diesen beiden Stellen festgestellt werden. In den Fig. 5 bis 8 auf Tafel 11 sind die Werte der Ausflußgeschwindigkeiten c und u_1, sowie der relativen Geschwindigkeit u nebst der absoluten Geschwindigkeit w und derjenigen v am mittleren, inneren und äußeren Radumfange miteinander verglichen.

Fig. 6 stellt die Verhältnisse am mittleren Radumfange dar. Laut Beispiel 5 ist für diesen Umfang

$$\text{Winkel } \alpha = 15^0,$$
$$\text{„ } \beta = 90^0,$$
$$\text{„ } \gamma = 13^0,$$

die Ausflußgeschwindigkeit $c = 0{,}676\sqrt{2gH}$,

„ „ $u_1 = 0{,}676\sqrt{2gH}$,

„ Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}653\sqrt{2gH}$.

Das Wasser tritt nach der Richtung und mit der Geschwindigkeit $u = fc$ relativ zum Laufrade in dasselbe ein und verläßt dasselbe mit der absoluten Geschwindigkeit w in der Richtung 1o, welche achsial gerichtet ist.

Es sind hier also alle Bedingungen eines stoßfreien Eintrittes und korrekten Austrittes vollkommen erfüllt.

Um nun zu finden, wie die Sache sich am inneren Umfange des Rades verhält, sind in Fig. 7 Tafel 11 die dieser Stelle entsprechenden Werte zusammengestellt, wie sich dieselben aus der genauen Aufzeichnung der Schaufelform Fig. 4 Tafel 11 ergeben, während Fig. 8 die entsprechenden Werte am äußeren Radumfange darstellt.

In Fig. 5 endlich sind die sämtlichen Größen für alle drei verschiedenen Stellen zum übersichtlichen Vergleiche zusammengestellt.

Es ergiebt sich:

	Für den inneren Umfang	Für den äußeren Umfang
Winkel $\alpha =$	$17^0\,45'$	$13^0\,15'$
„ $\beta =$	90^0	90^0
„ $\gamma =$	15^0	$11^0\,20'$
Die Ausflußgeschwindigkeit $c =$	$0{,}685\sqrt{2gH}$	$0{,}665\sqrt{2gH}$
„ „ $u_1 =$	$0{,}665\sqrt{2gH}$	$0{,}685\sqrt{2gH}$
„ Umfangsgeschwindigkeit $v =$	$0{,}550\sqrt{2gH}$	$0{,}755\sqrt{2gH}$

Zunächst ist zu erwähnen, daß der Wert von β für alle Werte der horizontalen Schaufellänge derselbe bleibt, somit am inneren und äußeren Umfange gleich 90^0 ist.

Am inneren Umfange ist nun der Wert von c zwar etwas größer, aber nicht sehr wesentlich verschieden von demjenigen am mittleren Umfange, während doch die Umfangsgeschwindigkeit eine bedeutend kleinere ist.

Die Folge davon ist, daß das Wasser (weil $\beta = 90^0$ und da $u = bg$ schief gerichtet ist) mit Stoß in das Laufrad eintritt, daß es ferner mit einer etwas kleineren relativen Geschwindigkeit $u_1 = 0{,}665\sqrt{2gH}$ das Laufrad verläßt. Die absolute Ausflußgeschwindigkeit $w = kp$ ist nicht mehr achsial gerichtet, und es ist diese Geschwindigkeit infolgedessen wesentlich größer als diejenige 1o am mittleren Radumfange. Diese Geschwindigkeiten, welche den Wirkungsgrad des Motors wesentlich mitbedingen, verhalten sich

wie circa 4 : 5 (für den mittleren zum inneren Umfang); daher der Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit wie $4^2 : 5^2$ oder wie 16 : 25.

Es ist somit dieser Verlust am inneren Umfange des Rades 1,6 mal so groß als derjenige am mittleren Umfange. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß der Stoßverlust für den Eintritt am inneren Radumfange vernachlässigt worden ist. Dieser Stoß wirkt im vorliegenden Falle im Sinne der Drehung des Laufrades (nicht derselben entgegen) und daher ist dieser Verlust hier nicht sehr von Belang, verursacht aber immerhin $\frac{3}{4}$ bis 1 Prozent Effektverlust für diese Stelle.

Am inneren Umfange ist der Verlust w (da $w = 0{,}2\sqrt{2\,g\,H}$) gleich $(\frac{1}{5})^2 = \frac{1}{25}$ oder 4 Prozent des absoluten Effektes, während derselbe Verlust am mittleren Umfange nur $\frac{2}{3} \cdot 4$ Prozent $= \sim 2\frac{1}{2}$ Prozent ausmacht.

Das Wasser wird somit am inneren Umfange des Rades um circa $2\frac{1}{2}$ Prozent weniger vorteilhaft ausgenützt, als am mittleren Umfange.

Betrachten wir nun dieselben Verhältnisse am äußeren Umfange des Rades, so finden wir, daß c etwas kleiner und u_1 dagegen etwas größer ist als am mittleren Umfange, und zwar ist u_1 am äußeren Umfange gleich c am inneren Umfange, sowie u_1 am inneren Umfange gleich c am äußeren Umfange.

Da nun aber am äußeren Umfange v wesentlich größer und die Winkel α und γ kleiner sind, so ist dennoch u_1 (ungeachtet seines größeren Wertes) zu klein und es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit w nicht achsial, sondern schief nach der Linie m n (Fig. 8) gerichtet und zwar in entgegengesetzter Richtung schief als am inneren Umfange.

Ebenso tritt das aus dem Leitapparate ausfließende Wasser infolge des großen Wertes von v schief gegen das erste rechtwinklig zur Radebene stehende Schaufelelement in das Laufrad ein, d. h. es findet ein Eintritt mit Stoß statt und zwar ist hier der Stoß nach der Linie e d, also der Bewegung des Rades entgegen, gerichtet, wirkt also viel schädlicher als derjenige am inneren Radumfange.

Bestimmt man die Wirkung dieses Stoßes, so findet man, daß der Effektverlust nicht über $1\frac{1}{2}$ bis 2 Prozent beträgt.

Um zu finden, ob am äußeren Umfange des Rades ein Mehrverlust durch die absolute Geschwindigkeit w entstehe, hat man nur zu vergleichen, ob m u Fig. 8 größer sei als l o Fig. 6 und es ergiebt sich sogleich, daß beide Geschwindigkeiten ungefähr denselben Wert besitzen.

Ungeachtet des schiefen Austrittes am äußeren Radumfange ist daher an dieser Stelle w nicht größer als am mittleren Umfange, und es findet somit gegenüber der letzteren Stelle kein Geschwindigkeitsverlust durch w

statt. Es rührt dies lediglich von dem kleiner gewordenen Winkel γ her, welcher hier nur $11^0\,20'$ beträgt. Dagegen könnte man leicht einen kleineren Austrittsverlust erzielen, wenn man die Richtung von w nach der punktierten Linie i n bringen könnte, was wir später untersuchen wollen.

Das Resultat der ganzen bisherigen Betrachtungen ist nun das, daß am äußersten Umfange wie auch am innersten infolge der Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen die Wasserkraft um circa $2\frac{1}{2}$ Prozent weniger ausgenützt wird als am mittleren Radumfange.

Dies gilt indessen nur für die äußersten und innersten Wasserfäden, während an allen übrigen Stellen die Minderleistung des Wassers um so kleiner wird, je näher die betrachtete Stelle dem mittleren Umfange liegt.

Die Sache liegt also so, daß, wenn die Nutzleistung der Wasserkraft am mittleren Umfange der Turbine 75 Prozent beträgt, dieselbe am innersten und äußersten Umfange auf circa $72\frac{1}{2}$ Prozent, dagegen im Mittel für die ganze Radbreite auf $73\frac{3}{4}$ oder rund auf 74 Prozent sinkt.

1 bis $1\frac{1}{4}$ Prozent Effektverlust verursachen somit bei der vorliegenden Turbine die vorhandenen Abweichungen von den richtigen Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen an den verschiedenen Umfängen der Räder, ein Resultat, das mithin keine große Beachtung verdienen würde.

Allein so geringfügig fallen die Verluste nicht immer aus. Die soeben betrachtete Turbine hat eine höchst geringe Kranzbreite im Verhältnis zu ihrem Durchmesser und die fraglichen Verluste wachsen mit der Breite des Kranzes.

Namentlich bei Turbinen mit zwei oder drei Schaufelkränzen, also für kleinere Gefälle und große Wassermassen, steigt der Verlust 4 bis 8 Prozent des theoretischen Effektes, ist also sehr wohl in Berücksichtigung zu ziehen.

Die numerische Bestimmung des Verlustes muß für jeden Fall besonders geschehen und zwar am einfachsten auf konstruktivem Wege nach obigem Beispiel auf Tafel 11.

Wir haben nun im Nachfolgenden die Mittel aufzusuchen, durch welche sich eine Verminderung der betrachteten Verluste erzielen läßt.

§ 53.

Verminderung der durch die Winkeldifferenzen verursachten Effektverluste.

Um den im vorigen Paragraphen betrachteten, je nach dem Gefälle und der Wassermenge, d. h. je nach der relativen Kranzbreite von 1 bis

8 Prozent variierenden Effektverlust zu beseitigen, müßte eine vollkommene Übereinstimmung in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Räder an allen Umfängen des Rades hergestellt werden, und wir wollen nun ausfindig zu machen suchen, auf welchem Wege dies zu erreichen sei, ohne vorläufig auf ein bestimmtes Bildungsgesetz der Schaufel irgend welche Rücksicht zu nehmen.

Prüft man zunächst den Schaufelschnitt Tafel 11 Fig. 4 am inneren Radumfange, so ergiebt es sich aus den für diese Stelle geltenden Verhältnissen der absoluten und relativen Ein- und Ausflußgeschwindigkeiten in Fig. 7 Tafel 11, daß die relative Ausflußgeschwindigkeit $u_1 = 0{,}665\sqrt{2\,g\,H}$ zu groß ist gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}55\sqrt{2\,g\,H}$ und zwar sollte der Wert von u_1 so lange vermindert werden, bis $w = k\,p$ senkrecht auf der unteren Radebene $i\,k$ steht.

Ebenso ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit c (aus dem Leitrade) zu groß und sollte auch diese vermindert werden können, bis die relative Eintrittsgeschwindigkeit $u = b\,g$ rechtwinklig auf $c\,b$ steht und zwar letzteres, weil β bei der vorliegenden Turbine an allen Stellen der Radbreite $= 90^0$ ist.

Eine so große Veränderung der beiden Größen c und u_1 ist nun aber ohne wesentliche Änderung der Werte $(\alpha + \beta)$ nicht möglich.

Die Umfangsgeschwindigkeit $v = a\,b$ ist gegeben und kann nicht verändert werden. Die Größe des Winkels α könnte ebenfalls um einige Grade verändert werden, doch würde dies den Wert der Geschwindigkeiten c und u_1 nur so unwesentlich beeinflussen, daß man auch α als unveränderlich betrachten kann.

Das einzige Mittel zur Änderung von c und u_1 besteht sonach in einer entsprechenden Wahl des Winkels β und zwar wird c größer und u_1 kleiner, je mehr der Wert von β zunimmt, d. h. es vermindert sich dadurch der Reaktionsgrad oder der Überdruck.

Umgekehrt wächst der Reaktionsgrad mit dem abnehmenden Winkel β und es wird c kleiner und u_1 größer.

Die zu lösende Aufgabe besteht nun also darin, bei gegebenen Winkeln α und γ und gegebener Umfangsgeschwindigkeit v denjenigen Wert des Winkels β ausfindig zu machen, welcher einen Eintritt ohne Stoß und einen achsialen Austritt ergiebt.

Die Auflösung dieser Aufgabe unter Berücksichtigung aller Nebenhindernisse ist eine äußerst mühsame und zeitraubende und für die Zwecke der Praxis am besten versuchsweise durchzuführen.

Der nachfolgende Paragraph soll als Anleitung dazu dienen.

§ 54.

Neuere Konstruktion des Schaufelapparates bei Jonval-Turbinen.

Sei behufs probeweiser Auffindung des richtigen Winkels β am inneren Radumfange der oben betrachteten Jonval-Turbine in Fig. 9 Tafel 11. Winkel $\alpha = 14^0$; $\beta = 141^0$, so ergiebt sich zunächst der theoretische Wert von c (bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse) zu

$$c = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)} \cdot g \cdot H}.$$

Da wir in unserer Rechnung alle Geschwindigkeiten auf den Wert von $\sqrt{2\,g\,H}$ beziehen, so läßt sich der obige Ausdruck auch schreiben.

$$c = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)}} \cdot \sqrt{2\,g\,H} = \frac{\sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha+\beta)}}}{1{,}414}\sqrt{2\,g\,H}.$$

Bei den angenommenen Winkeln wird nun

$$c = \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{\sin 141^0}{\cos 14^0 \sin 155^0}}\sqrt{2\,g\,H} = \frac{\sqrt{\frac{0{,}6293}{0{,}9703 \cdot 0{,}4226}}}{1{,}414}\sqrt{2\,g\,H} =$$
$$= 0{,}876\sqrt{2\,g\,H}.$$

Dieser theoretische Wert von c wäre nun mit 0,962 zu multiplizieren, wenn derselbe nicht über $0{,}7\sqrt{2\,g\,H}$ beträgt.

Da dieser Wert wesentlich größer ausfällt, so sind auch die Reibungswiderstände im Leitapparat größer und man erhält den wirklichen Wert von c im vorliegenden Falle daher dadurch, daß man den theoretischen Wert mit 0,94 multipliziert.

Es wird somit der wirkliche Wert von c

$$c = 0{,}94 \cdot 0{,}876\sqrt{2\,g \cdot H} = 0{,}823\sqrt{2\,g\,H}.$$

Zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser die Kanäle des Laufrades verläßt, hat man zu berücksichtigen, daß die totalen Gefällverluste durch Reibung in beiden Rädern zusammengenommen für verschiedene Reaktionsgrade ungefähr gleich sind.

Nehmen wir daher auch hier die Druckhöhe für den Austritt aus dem Laufrade an zu

$$0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

so wird dieselbe in unserem Falle gleich

$$0{,}88 \cdot 9 - \frac{10{,}897^2}{2 \cdot 9{,}81} = 7{,}92 - 6{,}06 + 0{,}98 = 2{,}84 \text{ m}$$

und die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$u_1 = \sqrt{2\,g \cdot 2{,}84} = 7{,}45 \text{ m} = 0{,}56\sqrt{2\,g\,H}.$$

Aus diesem Werte ergiebt sich nun zunächst die erforderliche Größe des Austrittswinkels γ an der unteren Ebene des Leitrades.

Dieser Winkel wird nämlich in demselben Verhältnisse größer als bei der gewöhnlichen älteren Schaufelkonstruktion, als die Ausflußgeschwindigkeit u_1 kleiner ist als der der älteren Konstruktion zu Grunde gelegte Wert von u_1, wie wir dies aus der schließlichen Zusammenstellung entnehmen werden.

Wie sich nun sowohl aus der Aufzeichnung der Geschwindigkeitsverhältnisse auf Tafel 11 Fig. 9, als auch durch Rechnung ergiebt, stimmt die oben gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit $u_1 = 0{,}56\sqrt{2\,g\,H}$ ganz gut mit der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}55\sqrt{2\,g \cdot H}$ überein, d. h. es findet bei einem mäßigen Werte des Winkels γ ein vorteilhafter Austritt des Wassers in nahezu achsialer Richtung statt und es kann die angenommene Konstruktion des Schaufelapparates für den inneren Umfang des Rades als richtig betrachtet werden, indem alle Bedingungen eines guten Austrittes erfüllt und die Differenzen der Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse für diese Stelle beseitigt sind.

Eine aufmerksame Prüfung des Verhältnisses zwischen der Umfangsgeschwindigkeit und der relativen Ausflußgeschwindigkeit zeigt allerdings, daß die letztere und somit auch der Reaktionsgrad der Turbine noch etwas weniger größer sein dürfte; es würde alsdann die Geschwindigkeit c noch etwas kleiner werden und auch Winkel β einen etwas geringeren Wert erhalten.

Das oben gefundene Ergebnis ist indessen schon befriedigend genug, so daß es unnötig ist, die Rechnung zu wiederholen, um eine noch vollkommenere Übereinstimmung der Werte von α, β, γ, c, u_1 und v zu erhalten.

Wir haben nun somit nur noch nachzusehen, ob auch am äußeren Umfange des Rades ebenso befriedigende Resultate erreichbar seien.

Es sei behufs probeweiser Auffindung des richtigen Winkel β am äußeren Radumfange in Fig. 10 Tafel 11 Winkel $\alpha = 16^1/_2{}^0$, $\beta = 57^0$, also $2\,\alpha + \beta = 90^0$, so ergiebt sich wiederum zunächst der theoretische Wert von c zu

$$c = \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{\sin 57^0}{\cos 16^1/_2{}^0 \sin (16^1/_2{}^0 + 57^0)}} \cdot \sqrt{2\,g \cdot H} =$$

$$= \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{0{,}8387}{0{,}9588 + 0{,}9588}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \frac{0{,}955}{1{,}414}\sqrt{2\,g \cdot H} =$$

$$= 0{,}675\sqrt{2\,g \cdot H}.$$

Da bei diesem starken Reaktionsgrade der Reibungsverlust im Leitrade verhältnismäßig klein ist, so hat man den theoretischen Wert von c mit 0,975 zu multiplizieren, um den wirklichen Wert dieser Geschwindigkeit zu erhalten, d. h. es ist $c = 0{,}975 \cdot 0{,}675\sqrt{2\,g \cdot H} = 0{,}658\sqrt{2\,g\,H}$ $= 8{,}744$ m.

Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade wird

$$\frac{u_1{}^2}{2\,g} = 0{,}88 \cdot 9 - \frac{8{,}744^2}{2 \cdot 9{,}81} + \frac{3{,}056^2}{2 \cdot 9{,}81} = 7{,}92 - 3{,}9 + 0{,}48 = 4{,}5 \text{ m}$$

und schließlich die relative Geschwindigkeit

$$u_1 = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 4{,}5} = 9{,}396 \text{ m} = 0{,}707\sqrt{2\,g\,H}.$$

Wie Fig. 10 Tafel 11 zeigt, giebt der obige Wert von c bei dem angenommenen Winkel β von 57° die richtige Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2\,g\,H}$, wie dieselbe wirklich am äußeren Radumfange vorhanden sein soll.

Ferner giebt der gefundene Wert von $u_1 = 0{,}707\sqrt{2\,g\,H}$ insofern einen ordentlichen Austritt des Wassers, als die absolute Geschwindigkeit w zwar nicht achsial, aber doch auch nicht sehr schief gerichtet ist und keinen großen Wert erhält.

Die angenommenen Verhältnisse können somit als ziemlich befriedigende betrachtet werden und es braucht daher die ganze vorliegende Rechnung nicht mit anderen Werten von α und β wiederholt zu werden, obwohl der Austritt immerhin noch zu wünschen übrig läßt.

Es würde sich nun durch Wahl eines noch kleineren Winkels β ein noch höherer Reaktionsgrad und somit ein größerer Wert von u_1, d. h. ein noch vollkommener Austritt erzielen lassen, allein es würde alsdann auch c kleiner werden und es entsteht nun die Frage, ob dies zulässig ist und ob sich somit alle Differenzen durch gehörige Wahl von α und β überhaupt vollständig beseitigen lassen.

§ 55.

Bemerkungen über die neuere Schaufelkonstruktion der Jonval-Turbinen.

In dem Beispiele des vorigen Paragraphen ist der Weg angezeigt, auf welchem sich die aus den Winkeldifferenzen entstehenden Effektverluste einer Jonval-Turbine beseitigen lassen und es bleibt nun noch die Frage zu erörtern, ob diese Beseitigung überall (d. h. bei Turbinen der verschiedensten Dimensionen und Reaktionsverhältnisse) möglich sei, oder ob innere Gründe dies für andere als die oben angenommenen Verhältnisse unmöglich machen.

Zu diesem Zwecke muß das Resultat des vorigen Paragraphen noch einmal einer näheren Betrachtung unterzogen werden.

Wie aus den Figuren 9 und 10 Tafel 11 ersichtlich ist, sind bei den berechneten Verhältnissen alle Differenzen für den richtigen Eintritt des Wassers vollständig aufgehoben, d. h. es findet sowohl am inneren als auch am äußeren Umfange des Rades ein gänzlich korrekter stoßfreier Eintritt des Wassers in das Laufrad statt.

Dagegen läßt der Austritt des Wassers aus dem Laufrade noch etwas zu wünschen übrig.

Am inneren Umfange des Rades (Fig. 9) ist die gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit mit $0{,}56\sqrt{2\,g\,H}$ gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}555\sqrt{2\,g \cdot H}$ etwas zu klein, denn es würde ein etwas größerer Wert von u_1 (im Verein mit dem daraus resultierenden kleineren Austrittswinkel) einen korrekteren Austritt (eine etwas kleinere absolute Ausflußgeschwindigkeit w) ergeben.

Um dies zu erreichen, hätte man einfach den Reaktionsgrad etwas größer oder den Winkel β etwas kleiner als 141° zu wählen; allein hierdurch würde, wie man leicht finden wird, der richtige stoßfreie Eintritt beeinträchtigt werden. Es ist nämlich für die einmal gegebene Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}555\sqrt{2\,g \cdot H}$ nur bei einem einzigen Wert von β ein stoßfreier Eintritt des Wassers zu erzielen und dieser Wert ist der im vorigen Paragraphen gefundene von 141°. Wird β kleiner gewählt, so wird zwar auch c kleiner, aber nicht in demselben Maße, sondern sie bleibt gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit für den stoßfreien Eintritt zu groß und es ist daher jede Verminderung von β unzulässig. Eine Vergrößerung des Winkels β dagegen würde eine noch kleinere Geschwindigkeit u_1 nach sich ziehen und daher den Austritt noch ungünstiger gestalten.

Ebenso ist am äußeren Umfange des Rades (Fig. 10) die gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit $u_1 = 0{,}707\sqrt{2\,g\,H}$ gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2\,g\,H}$ zu klein, denn es würde auch hier ein größerer Wert von u_1 einen günstigen Austritt ergeben.

Dieser größere Wert würde auch hier durch einen etwas größeren Reaktionsgrad, d. h. einen kleineren Wert von β zu erreichen sein, allein es würde dies wiederum den stoßfreien Eintritt stören.

Bei einer Verkleinerung des Winkels β würde nämlich allerdings auch c kleiner, allein wiederum nicht im richtigen Verhältnisse, es würde vielmehr c der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit v gegenüber zu groß werden, während eine Vergrößerung von β infolge Verminderung von u_1 einen noch ungünstigeren als in Fig. 10 erhaltenen Austritt ergeben müßte.

Der angenommene Winkel $\beta = 57^0$ entspricht somit dem Maximum des Reaktionsgrades, welcher bei der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2\,g\,H}$ für einen stoßfreien Eintritt anwendbar ist und es ist somit auch hier jede Änderung des Winkels β gänzlich unzulässig, sobald man die Umfangsgeschwindigkeit v als gegeben betrachtet.

Gegeben ist diese Geschwindigkeit v am äußeren Umfange aber wirklich durch diejenige am mittleren Umfange und es ist daher bei der vorliegenden Turbine überhaupt unmöglich, anders eine vollständigere als die vorgenommene Ausgleichung der Differenzen herbeizuführen, als indem man von vorn herein für den mittleren Radumfang ein anderes Reaktionsverhältnis und zwar ein kleineres, oder einen größeren Wert von c und einen kleineren von v wählt.

Bei der vorliegend betrachteten Turbine würde dies zwecklos sein, da die Differenzen nahezu (in ganz befriedigender Weise) beseitigt sind; allein bei einer Turbine mit relativ zum Durchmesser größerer Kranzbreite b (wie eine solche sehr oft vorkommt) würde eine Beseitigung der Abweichungen bei dem Reaktionsgrade $c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H}$ für den mittleren Radumfang nicht mehr möglich sein und zwar führt eine einläßliche Prüfung der einschlägigen Verhältnisse (wie sie oben betrachtet worden sind) zu der nachfolgenden Regel.

§ 56.

Regel für die neue Konstruktion der Jonval-Turbine.

Die Schaufelkonstruktion für den inneren Umfang jeder Turbine (welches auch deren relative Breite $\frac{b}{D}$ sei) ist für einen möglichst kleinen

Reaktionsgrad $c = 0{,}92\sqrt{2\,g\,H}$ bis $0{,}95\sqrt{2\,g\,H}$ zu konstruieren; der Reaktionsgrad für den äußeren Radumfang dagegen ist nach der Anleitung des § 54 ausfindig zu machen.

Bei Turbinen mit größerer relativer Kranzbreite ist es unmöglich, an allen Punkten der Radbreite einen ganz korrekten Ein- und Austritt des Wassers zu erhalten und zwar darf, wenn alle Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen vollständig beseitigt werden sollen, der äußere Durchmesser der Turbine nicht mehr als $\frac{2}{3}$ des inneren Durchmessers betragen und soll die Summe der Winkel $2\alpha + \beta$ nicht kleiner als 80 bis 90°, sowie der Wert von c nicht kleiner als $0{,}63\sqrt{2\,g\,H}$ sein.

Diese Einschränkung der relativen Radbreite $\frac{b}{D}$ (bei der vorliegend betrachteten Turbine ist nach Beispiel 5

$$\frac{b}{D} = \frac{156}{1000} = \frac{1}{6{,}41} \quad \text{oder} \quad \frac{\text{Äußerer Durchmesser}}{\text{Innerer Durchmesser}} = \frac{1156}{844} = \frac{2{,}74}{2}\Big)$$

für den Fall, daß alle Differenzen ausgeglichen werden sollen, rührt lediglich aus dem Umstande her, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades für sämtliche Stellen der Radbreite gegeben ist, sobald diejenige an einer einzigen Stelle fixiert worden ist.

Man kann sich leicht durch versuchsweises Verfahren überzeugen, daß der Reaktionsgrad und der Aktionsgrad einer Turbine keineswegs auf beliebig auseinander liegende Werte getrieben werden können.

Würde man z. B. bei unserer Turbine der vorigen drei Paragraphen den Winkel noch kleiner als 57°, oder z. B. zu 49° wählen, so würde nach Fig. 11 Tafel 11 bei $\alpha = 16°\,30'$ und $v = 0{,}755\sqrt{2\,g\,H}$, c den Wert $0{,}625\sqrt{2\,g\,H}$ erhalten, damit der Eintritt des Wassers ohne Stoß nach der relativen Richtung $u = a\,b$ erfolgen könnte.

Da nun aber der Wert von c wiederum von dem Wert der Winkel α und β abhängt, so ergiebt sich

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)} = \frac{0{,}7547}{0{,}9588 \cdot 0{,}9099} = 0{,}865$$

und der theoretische Wert von c zu

$$c = \frac{\sqrt{0{,}865}}{1{,}414}\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}657\sqrt{2\,g\,H}.$$

Unter Berücksichtigung der Reibungsverluste wird der definitive Wert von c der absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade

$$c = 0{,}975 \cdot 0{,}657 = 0{,}64\sqrt{2\,g\,H},$$

wobei der Koeffizient 0,975 an Stelle desjenigen 0,962 wegen geringerer Reibung bei dem höheren Reaktionsgrade gewählt werden muß.

Nun ist allerdings dieser Wert von c nur unter der annähernd richtigen Voraussetzung richtig, daß Winkel γ klein oder $u_1 = v$ sei, was nicht genau zutrifft.

Der Wert von u_1 muß vielmehr jederzeit etwas größer sein als v und somit wird es gut sein, den Reaktionsgrad etwas größer, d. h. den theoretischen Wert von c etwas kleiner zu machen, als die Formel 120 diesen Wert ergiebt. Infolgedessen muß auch der definitive korrigierte Wert von c etwas kleiner und zwar im vorliegenden Falle $c = 0{,}62\sqrt{2\,g\,H}$ statt $0{,}64\sqrt{2\,g\,H}$ werden, was mit den geometrischen Verhältnissen des Dreiecks Fig. 11 gut übereinstimmt.

Dieser Wert $c = 0{,}62\sqrt{2\,g\,H}$ oder der Wert $2\alpha + \beta = 2 \cdot 16^0\,30' + 49^0 = 82^0$ repräsentiert somit für die vorliegende Turbine den größten möglichen (richtigen, stoßfreien Eintritt bedingenden) Reaktionsgrad, denn für jeden kleineren Wert von c wird das geometrische c des Dreiecks c v u kleiner werden, als das berechnete c, wobei aber kein stoßfreier Eintritt mehr statthaben könnte.

Auf dieselbe Weise kann man finden, daß das Aktionsverhältnis für den inneren Radumfang nach Fig. 9 Tafel 11 mit $c = 0{,}82\sqrt{2\,g\,H}$ die äußerste Grenze bildet, oder vielmehr daß mit diesem (im vorigen Paragraphen acceptierten) Werte von c der absolut vorteilhafteste Aktionsgrad für den inneren Radumfang bereits ein wenig überschritten ist.

Denn wegen der nur annähernden Richtigkeit der Formel 120

$$c = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha + \beta)}} \cdot g\,H$$

müßte der in § 54 berechnete Wert von c noch etwas kleiner sein als $0{,}823\sqrt{2\,g\,H}$ und zwar sehr nahe

$$c = 0{,}8\sqrt{2\,g\,H}.$$

Der genau berechnete Wert von c ist somit für den inneren Umfang (Fig. 9 Tafel 11) schon kleiner als der geometrische $0{,}82\sqrt{2\,g\,H}$.

Je mehr aber der Aktionsgrad vermehrt wird, desto größer wird der Unterschied zwischen berechnetem c und geometrischem c und desto größer der beim Eintritt entstehende Wasserstoß.

Nimmt man, um auch hier ein Beispiel zu geben, in Fig. 12 Tafel 11 versuchsweise $\alpha = 14^0$, $\beta = 146^0$ an, so wird

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\alpha + \beta)} = \frac{0{,}5592}{0{,}9703 \cdot 0{,}3420} = 1{,}685$$

und der theoretische Wert von c

$$c = \frac{\sqrt{1{,}685}}{1{,}414}\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}92\sqrt{2\,g\,H}.$$

Hieraus ergiebt sich unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände der effektive Wert von c zu

$$c = 0{,}94 \cdot 0{,}92\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}864\sqrt{2\,g\,H}.$$

Der ganz genaue Wert von c wird aber noch etwas kleiner (weil u_1 etwas größer als v und daher c etwas kleiner als $\sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\cdot g\,H}$ sein soll) und zwar $= 0{,}85\sqrt{2\,g\,H}$.

Dieser berechnete Wert ist aber schon wesentlich kleiner als der geometrische $0{,}90\sqrt{2\,g\,H}$ in Fig. 12 Tafel 11, welcher letzterer aus der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit v und den Werten von α und β folgen müßte, und es ist daher die Übereinstimmung nicht vorhanden.

Man könnte nun allerdings, unter Beibehaltung der Winkelverhältnisse der Fig. 12, durch entsprechende Erweiterung der Laufradkanäle am Austritt die Ausflußgeschwindigkeit c auf $0{,}9\sqrt{2\,g\,H}$ erhöhen und dadurch den Stoß beim Eintritt vermeiden. Allein was man dadurch für den Eintritt verbessern würde, müßte man am Austritt verderben und es kann somit dieses Auskunftsmittel zu nichts dienen.

§ 57.

Theoretische Entwickelung für die neuere Turbinenkonstruktion.

Um die in den vorhergehenden Paragraphen auf dem Wege des Versuchens gefundenen Resultate über die Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen auf mathematischem Wege entwickeln zu können, müssen die zwischen dem Wasser und den Laufradschaufeln vorhandenen Pressungsverhältnisse einer näheren Prüfung unterzogen werden.

Hierbei kommen die Gesetze der Bewegung einer Masse unter der Einwirkung sowohl konstanter als auch veränderlicher Kräfte, sowie diejenigen der relativen Bewegung zur Geltung.

1. Bewegung einer Masse unter dem Einflusse einer konstanten Kraft.

Nach den Gesetzen der Mechanik ist die Geschwindigkeit der Bewegung einer durch eine konstante Kraft getriebenen Masse der Größe der Kraft direkt, der Größe der Masse verkehrt und der Dauer der Einwirkung der

Kraft ebenfalls direkt proportional. Dabei ist unter der Geschwindigkeit diejenige in der nämlichen Richtung verstanden, in welcher die Kraft auf die Masse einwirkt.

Die Zunahme der Geschwindigkeit ist daher für dieselbe Zeit gleich groß und die Geschwindigkeit selbst z. B. nach einer dreimal längeren Wirkungsdauer dreimal so groß (wenn die Anfangsgeschwindigkeit Null war).

Man nennt eine solche Bewegung einer Masse eine „gleichförmig beschleunigte Bewegung".

Wenn z. B. ein Druck von 1 kg während einer Sekunde auf eine Masse einwirkt, so hat die letztere am Ende der ersten Sekunde eine gewisse Geschwindigkeit v erlangt und diese Geschwindigkeitsänderung bleibt in der zweiten Sekunde der Einwirkung der Kraft ebenso groß, und es ist die am Ende der zweiten Sekunde vorhandene Geschwindigkeit der Masse $= 2\,v$.

Es ist somit die Geschwindigkeitsänderung, welche eine Kraft hervorbringt, von der Größe einer bereits vorhandenen Geschwindigkeit gar nicht abhängig, und dieses Gesetz gestattet uns eine genaue Verfolgung des Vorganges, wenn durch das sich drehende Laufrad einer Turbine Wasser hindurchfließt.

Nennt man v die Geschwindigkeit, welche eine Masse M unter der gleichförmigen Einwirkung einer Kraft P nach Verlauf einer beliebigen Anzahl Zeiteinheiten t erlangt, so ist, wenn man die Geschwindigkeitsänderung (Beschleunigung) in der Zeiteinheit t mit p bezeichnet:

$$v = p \cdot t \quad \text{und da } p = \frac{P}{M},$$

$$v = \frac{P \cdot t}{M}, \qquad \text{also } P = \frac{M\,v}{t},$$

d. h. es ist die treibende Kraft der Größe der Masse und der erlangten Geschwindigkeit direkt, dagegen der Dauer der Einwirkung der Kraft verkehrt proportional.

Es ist somit, wenn G das Gewicht eines Körpers bezeichnet, und $g = 9{,}81$ m die Accelleration (Beschleunigung der Schwere):

$$P : G = p : g \text{ oder } P = \frac{G \cdot p}{g},$$

und da die nach t Zeiteinheiten (Sekunden) erlangte Geschwindigkeit $v = p \cdot t$ ist, so wird auch wegen $p = \frac{v}{t}$:

$$P = \frac{G\,v}{g\,t} \text{ und } v = \frac{P \cdot g\,t}{G};\ p = \frac{P\,g}{G}.$$

2. Die Bewegung einer Masse unter der Einwirkung einer ungleichförmig auf dieselbe einwirkenden Kraft.

Diese Bewegung findet so statt, daß der Körper am Ende der Bewegung dieselbe Beschleunigung erlangt hat, wie wenn er durch eine konstante Kraft beschleunigt worden wäre, welche gleich ist dem mittleren Werte der veränderlichen Kraft.

3. Druck und Beschleunigung des Wassers im Laufrad einer Turbine.

Nach den vorhergehenden allgemeinen Erörterungen können nun die Beschleunigungs- und Pressungsverhältnisse beim Durchfluß des Wassers durch eine Turbine einer näheren Prüfung unterzogen werden.

Um vorerst den einfachsten Fall zu behandeln, sei Fig. 14 Tafel 11 das Laufrad einer Turbine, wie dieselben im bisherigen Teile des Werkes behandelt worden sind.

Es sei $\measuredangle \beta = 90^0$; das Wasser trete somit stoßfrei in der relativen Richtung u achsial in die Kanäle ein; die absolute Eintrittsrichtung sei $c = a\,c$.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades sei $v = b\,c$.

Das Wasser verlasse das Rad, wie es soll, so daß die absolute Ausflußgeschwindigkeit $f\,d = w$ achsial gerichtet ist, daher $d\,e = u_1$ die relative Ausflußgeschwindigkeit des Wassers.

Nach den Gesetzen der relativen Bewegung kann nun bei der Bestimmung der gegenseitigen Pressungsverhältnisse zwischen Wasser und Rad die absolute Bewegung des Wassers gänzlich außer Betracht gelassen werden, indem hierbei einzig die relative Bewegung zwischen Wasser und Rad maßgebend ist.

Die Sache verhält sich daher gerade so, als ob das Laufrad (welches in Wirklichkeit vom Wasser fortgetrieben wird) stille stände und auf das Wasser in horizontaler Richtung von a gegen b eine Pressung ausgeübt würde, welche dasselbe während dem Durchflusse durch das Rad in horizontaler Richtung gemessen von g nach e treibt.

Die vertikale Bewegung des Wassers in der nämlichen Zeit (parallel der Achse) kommt hierbei gar nicht in Betracht, denn diese Bewegung wird dem Wasser nicht in dem Laufrade erteilt; es besitzt dieselbe vielmehr schon bei seinem Eintritte (als relative Eintrittsgeschwindigkeit u) und behält dieselbe auch (als absolute Ausflußgeschwindigkeit w) nach seinem Austritt aus dem Rade noch bei.

Wir haben es daher hier ausschließlich mit der horizontalen Ablenkung des Wassers in der Richtung von a nach b zu thun und wird diese letztere von der achsialen Bewegungsgröße nicht beeinflußt.

Das Wasser besitzt bei seinem Eintritt in das Laufrad (relativ zu dem letzteren) gar keine horizontale Geschwindigkeit; beim Austritt jedoch eine solche $= e\,g$, die wir mit u_{1h} bezeichnen wollen.

Das Wasser ist daher beim Durchfluß durch das Rad (in horizontaler Richtung) um die Größe $u_{1h} = g\,e$ beschleunigt worden und es hat dies nur dadurch stattfinden können, daß zwischen Wasser und Schaufel eine (gegenseitig gleich große) Pressung d. h. eine Kraft vorhanden war, welche diese Beschleunigung erzeugte.

Ob es das Wasser ist, welches gegen das Rad drückt (wie wirklich der Fall), oder ob das Rad gegen das Wasser drücke (wie hier angenommen ist), bleibt sich gleich.

Ob ferner der gegenseitige (in horizontaler Richtung gemessene) Druck zwischen Wasser und Schaufeln an jeder Stelle gleich groß sei oder nicht, hat auf das Endergebnis (die Größe der Beschleunigung $u_{1h} = g\,e$) wiederum keinen Einfluß, indem sich aus der Beschleunigung u_{1h} sogleich ein mittlerer Druck P berechnen läßt, welcher dieselbe Wirkung hervorbringt, wie die wirkliche veränderliche Pressung zwischen Wasser und Rad.

Es ist nämlich nach 1. dieses Paragraphen, wenn Q das per Sekunde durch die Turbine fließende Wasserquantum bezeichnet, der mittlere Wert der Pressung P in kg:

$$P = \frac{Q \cdot u_{1h}}{g},$$

wobei $u_{1h} = g\,e$ die wirkliche Beschleunigung des Wassers in einer Sekunde bezeichnet, während $g = 9{,}81$ die Beschleunigung durch die Schwere in einer Sekunde ist.

Es wird daher die Beschleunigung

$$u_{1h} = \frac{P\,g}{Q}.$$

Nun ist aber P bei jeder Turbine nichts anderes als der Umfangsdruck (am mittleren Umfang) des Laufrades, denn die Pressung P zwischen Schaufeln und Rad ist natürlich gegenseitig.

P ist somit der Druck, mit welchem das Wasser das Rad herumdreht, die Geschwindigkeit dieser Bewegung ist gegeben durch die Umfangsgeschwindigkeit v und es ist

$P \cdot v =$ dem Effekt der Turbine in mkg.

Der hydraulische Wirkungsgrad einer guten Fonval-Turbine ist aber

6 bis 8 Prozent größer als der Nutzeffekt der Turbine oder im Mittel gleich 0,82 des theoretischen Effektes Q H.

Es ist somit

$$P \cdot v = 0{,}82\, Q\, H$$

und

$$v = \frac{0{,}82 \cdot Q\, H}{P}.$$

Die Verbindung dieses letzteren Ausdruckes mit dem vorhin erhaltenen $u_{1h} = \frac{P \cdot g}{Q}$ ergiebt $v \cdot u_{1h} = \frac{0{,}82 \cdot Q\, H}{P} \cdot \frac{P \cdot g}{Q}$ oder $v\, u_{1h} = 0{,}82\, g\, H$.

Hieraus erhält man nun einen sehr einfachen Ausdruck, durch welchen die Konstruktion des Schaufelapparates für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten v bestimmt wird; denn es ist allgemein für alle Turbinen

$$u_{1h} = \frac{g \cdot H}{v} \cdot \text{hydraulischer Wirkungsgrad}$$

und speziell für Jonval-Turbinen nach unsern Konstruktionsverhältnissen

$$u_{1h} = \frac{0{,}82 \cdot g\, H}{v}.$$

Durch die Beschleunigung $u_{1h} = g\, e$ (Fig. 14 Tafel 11) ist die Konstruktion der Turbine für die verschiedenen Stellen des Raddurchmessers gegeben, und wie man sieht, ist diese Größe der Umfangsgeschwindigkeit (und somit auch dem Durchmesser) der betrachteten Stelle umgekehrt proportional.

Bei der vorliegend betrachteten Turbine, wo $\beta = 90°$ und das Wasser ohne horizontale Geschwindigkeit ins Laufrad eintritt, muß $u_{1h} = v$ sein, weil nur in diesem Falle w achsial wird.

Für diesen Fall wird somit die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = u_{1h} = \sqrt{0{,}82\, g\, H}.$$

Wird dagegen v größer, so wird u_{1h} kleiner und umgekehrt.

4. Druck und Beschleunigung des Wassers im Laufrad bei verschiedenen Werten von β.

Die obigen Ergebnisse sind unter der Voraussetzung erhalten worden, daß das Wasser ohne horizontale relative Geschwindigkeit in das Laufrad eintrete, und es fragt sich nun, ob die erhaltenen Resultate allgemeine Gültigkeit haben.

Betrachtet man nun zunächst den Fall Fig. 15 Tafel 11, in welchem β kleiner ist als 90° und daher das Wasser nicht in achsialer

Richtung, sondern in derjenigen a b = u stoßfrei relativ ins Laufrad eintritt.

Die relative Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt ist daher in horizontaler Richtung gemessen nicht gleich Null, sondern gleich d_2 b. Die Beschleunigung u_{1h}, welche das Wasser (in horizontaler Richtung gemessen) während dem Durchflusse durch das Rad erfährt, ist daher nicht mehr e f, sondern kleiner und zwar gleich e f weniger d_2 b = v — d_2 b.

Nennt man die horizontale Komponente d_2 b der relativen Eintrittsgeschwindigkeit $u_1 = u_h$, so wird

$$u_{1h} = v - u_h \text{ und } u_h = v - u_{1h}; \quad v = u_{1h} + u_h.$$

Durch diese horizontale Komponente u_h ist nun (bei gegebenem Wert von $u_v = w$) die genaue Konstruktion des Schaufelapparates und der Wert von β fixiert. Es ist überflüssig, besondere Ausdrücke hierfür aufzustellen.

Prüfen wir nun den Fall Fig. 16 Tafel 11, in welchem das Wasser mit einer negativen horizontalen Komponente b d_2 ins Laufrad eintritt, d. h. mit einer horizontalen Komponente, welche der Richtung der Beschleunigung im Laufrade entgegengesetzt ist. Die Beschleunigung u_{1h} im Laufrade muß daher hier größer sein, als die Umfangsgeschwindigkeit v und zwar = v + d_2 b.

Nennt man auch hier d_2 b = u_h, so ist für diesen Fall

$$u_{1h} = v + u_h; \quad u_h = u_{1h} - v; \quad v = u_{1h} - u_h.$$

Durch die negative horizontale Komponente $u_h = d_2$ b, mit welcher das Wasser hier relativ in das Rad eintreten muß, ist auch hier wieder die ganze Konstruktion des Schaufelapparates fixiert und läßt sich letzterer nunmehr ohne Anstand aufzeichnen.

5. Gesetz für die Aufzeichnung des Schaufelapparates nach der neueren Konstruktion.

Die oben gefundenen Ausdrücke enthalten das einfache Gesetz für die korrekte Schaufelkonstruktion der Jonval-Turbinen.

Die horizontale Beschleunigung des Wassers im Laufrade soll für die verschiedenen Stellen der Kanalbreite dem Durchmesser dieser Stellen umgekehrt proportional sein. Ist z. B. der innere Durchmesser des Laufrades gleich $\frac{2}{3}$ des äußeren Durchmessers, so soll die horizontale Beschleunigung am inneren Umfange des Rades $\frac{3}{2}$ derjenigen am äußeren Radumfange sein.

§ 58.

Aufzeichnung der neueren Schaufelung.

Die obenstehende Regel giebt ein einfaches Mittel an die Hand, den Schaufelapparat einer Jonval-Turbine aufzuzeichnen, bei welcher alle Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen vollständig ausgeglichen sind.

Ist z. B. Fig. 14 Tafel 11 der Schaufelapparat (die Abwickelung des Schaufelschnittes) am mittleren Umfange einer Turbine und ist $\measuredangle \beta = 90^0$, so ist nach dem vorigen Paragraphen die horizontale Beschleunigung gleich der Umfangsgeschwindigkeit, also $u_{1h} = v$. Ist nun Fig. 15 Tafel 11 der äußere Durchmesser des Laufrades um so viel größer, daß die Umfangsgeschwindigkeit $v = b\,c$ um den Betrag $b\,d_2$ größer als in Fig. 14, so wird die horizontale Beschleunigung u_{1h} um denselben Betrag $b\,d_2$ kleiner als in Fig. 14.

Es ist daher in Fig. 15 (am äußeren Radumfange) die Umfangsgeschwindigkeit um den doppelten Betrag von $b\,d_2$, d. h. um $2\,b\,d_2$ oder um u_h größer als die horizontale Beschleunigung.

Es muß daher das Wasser dem Laufrade so zugeführt werden (mit einer solchen relativen Eintrittsgeschwindigkeit), daß die horizontale Komponente der letzteren gleich ist $2\,b\,d_2$ oder $= u_h$.

Man zieht daher die Horizontale $a\,a$ (so daß u_2 in Fig. 14 und 15 gleich groß ist) und zieht die relative Geschwindigkeit und Richtung des Wassereintrittes $a\,b = u$, so daß $u_h = 2\,b\,d_2$, macht $b\,c = v$, und ist nun $a\,c = c$ die absolute Geschwindigkeit und Richtung des Wassereintrittes oder die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate und Winkel $a\,c\,b = \alpha$ der Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Leitradebene.

Am inneren Umfange Fig. 16 des Rades ist die Umfangsgeschwindigkeit v und $d_2\,b$ kleiner als am mittleren und daher die horizontale Beschleunigung u_{1h} um denselben Betrag größer als in Fig. 14.

Das Wasser muß daher hier mit einer negativen Komponente $u_h = 2\,d_2\,b$ an horizontaler Geschwindigkeit im Laufrad eintreten. Man zieht daher $a\,b = u$ so, daß $u_h = 2\,d_2\,b$ und es ist sodann $b\,c = c$ und $a\,c\,b$ der Winkel α der Leitschaufeln mit der unteren Radebene.

Es ist also

in Fig. 14 (am mittl. Radumfange) $u_h = 0$; $u_{1h} = v$;

in Fig. 15 (am äußer. Radumfange $u_h = 2\,(v_a - v)$; $u_h = v_a - u_{1h}$;
$u_{1h} = v_a - u_h$;
„ „ 16 „ inneren „ $u_h = 2\,(v - v_i)$; $u_h = u_{1h} - v_i$;
$u_{1h} = v_i + u_h$;

wobei v die Umfangsgeschwindigkeit am mittleren, v_a diejenige am äußeren und v_i diejenige am inneren Radumfange bezeichnet. Wie man aus diesem Beispiele ersieht, sind durch die gegebenen Regeln die sämtlichen Schaufelwinkel für jede Stelle des Radhalbmessers gegeben.

Es ist in den Figuren 14 bis 18 Tafel 11 vorausgesetzt, daß die vertikale Komponente u_v der relativen Eintrittsgeschwindigkeit $u = a\,b$ an allen Stellen des Radhalbmessers dieselbe sei und daß auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w gleich der genannten Komponente u_v sei. Es wird in diesem Falle das Wasser das Laufrad mit konstanter Geschwindigkeit (parallel der Achse gemessen) durchfließen und zwar würde diese Geschwindigkeit auch in jeder Entfernung von der Achse die nämliche sein.

Dies ist indessen keineswegs ein Erfordernis, sondern mehr eine natürliche Annahme.

Es kann sehr wohl u_v in den verschiedenen Entfernungen von der Achse einen etwas verschiedenen Wert erhalten und ebenso kann auch u_v etwas kleiner oder größer sein als w. Nur hat man im letzteren Falle (wo w nicht gleich u_v ist) darauf zu achten, daß die mit u_{1h} bezeichnete horizontale Beschleunigung diejenige im Laufrade ist, denn es hat diese Geschwindigkeit alsdann nicht mehr in beiden Rändern ein und denselben Wert, wie dies in den Figuren Tafel 11 angeschrieben ist.

Die Figuren 17 und 18 geben eine Zusammenstellung der drei Schaufelstellungen am mittleren, äußeren und inneren Umfange der oben betrachteten Turbine.

Wie aus Fig. 18 ersichtlich ist, schneiden sich sämtliche relative Eintrittsgeschwindigkeiten u in ein und demselben Punkte und zwar in einer Höhe $= \frac{1}{2}\,u_v$.

In Fig. 17 sind die Schaufelformen neben einander aufgezeichnet, welche den Winkelverhältnissen von Fig. 18 entsprechen. Wie aus einer näheren Betrachtung derselben hervorgeht, wird der Winkel α der Leitschaufeln beim Austritt am inneren Radumfange am kleinsten, am äußeren Radumfange am größten, also umgekehrt, wie dies bei der gewöhnlich üblichen Schaufelkonstruktion der Fall ist.

Da es nun zwar nicht eine Notwendigkeit, aber doch eine natürliche Annahme ist, die horizontale Schaufelprojektion f g Fig. 17 um so größer zu machen, je kleiner der Winkel α ist, so wird diese Projektion f g am

inneren Umfange größer als diejenige h i am äußeren Umfange und es können aus diesem Grunde die Schaufelkanten an den oberen und unteren Radebenen nicht mehr beide radial gerichtet sein.

Um den Forderungen der oben entwickelten Theorie entsprechen zu können, ist man daher genötigt, von dem bisher früher allgemein angewandten Bildungsgesetze der Turbinenschaufeln gänzlich abzugehen und die Schaufeln nach einer anderen Methode zu formen.

Ein bestimmtes Gesetz hierfür läßt sich nicht aufstellen, denn es ist an und für sich gänzlich gleichgültig, durch welche Kurve die beiden gegebenen Anfangs- und Endrichtungen der Schaufeln ineinander übergehen, sobald die bereits früher besprochenen Bedingungen eingehalten werden.

Beim Leitrade sind die Anfangswinkel aller Schaufeln (beim Eintritt) 90° (hier kann eine kleine Abweichung keinen Schaden bringen) und es läßt sich nun der Übergang dieses Winkels in denjenigen α für verschiedene Werte des letzteren durch eine kleinere oder größere Horizontalprojektion h i und f g erzielen. Man hat hier lediglich noch darauf zu achten, daß die Schaufelenden am Austritt einander parallel sind. Man hat es somit ganz in der Wahl, ob man f g am inneren Umfange größer machen wolle als h i am äußeren Umfange. Man erhält auch ganz gute Schaufelformen, wenn man überall (für jede Entfernung von der Achse) dieselbe Schaufelprojektion h i beibehält, also f g = h i macht; denn es werden dann die oberen und unteren Schaufelkanten des Leitrades einander parallel.

Ganz ebenso gleichgültig ist es, ob man die obere oder untere Schaufelkante des Leitrades radial stelle. Es braucht auch keine von beiden radial gestellt zu sein, obwohl bei Anwendung vertikaler Regulierschieber eine radiale Stellung der oberen Leitschaufelkanten für die Schieber am zweckmäßigsten ist.

Ebenso ist es für die Herstellung der Kernkasten gleichgültig, wie die Schaufelkanten gegenüber dem Radius stehen; der Gießer dagegen zieht eine radiale von zwei Schaufelkanten zweien nicht radialen vor, weil ihm dies einen sicheren Anhaltspunkt für das Einstellen der Kernen in die Form darbietet. Mit Hülfe einer Lehre sind übrigens auch Schaufeln mit zwei nicht radialen Schaufelkanten leicht richtig in die Form zu stellen, ebenso bei Gußschaufeln die dazu gehörigen Kerne.

Am Laufrade ist eine gleiche horizontale Schaufelprojektion für die verschiedenen Abstände von der Achse nicht mehr anwendbar, wie deutlich an Fig. 17 zu entnehmen ist.

Die Ablenkung des Wassers wird am inneren Umfange des Rades so bedeutend, daß für den Übergang aus β in γ die Kurve i eine be-

deutend kleinere Horizontalprojektion l m erfordert als diejenige o p der Kurve a am äußeren Radumfange ist.

Ein Gesetz wollen wir hier ebenfalls nicht aufstellen; das Gefühl muß hier maßgebend sein.

Wie man bei näherer Betrachtung der Sache leicht finden wird, kann die Erzeugende der so konstruierten Schaufelformen nicht mehr eine horizontale radial gerichtete Linie sein, welche sich in einer Schraubenlinie der Achse entlang bewegt (wie dies bei den bisher üblichen Schaufelformen der Fall war).

Jeder Horizontalschnitt durch die Schaufeln außer den beiden an der oberen und unteren Ebene des Laufrades ergiebt eine krumme Linie und es entsteht nun die Frage, wie der Tischler die Kernenform ausschneiden soll, damit die so sehr von einander verschiedenen Kurven des inneren und äußeren Radumfanges richtig ineinander übergehen.

Dies letztere ist nun dann der Fall, wenn jede der beiden Schaufelkurven am inneren und äußeren Umfange des Rades in eine gleich große Anzahl gleicher Teile eingeteilt wird und sodann von jedem Teilpunkte des äußeren Umfanges zu dem entsprechenden Teilpunkte des inneren Umfanges eine gerade Linie gezogen wird.

Diese geraden Linien durch alle Teilpunkte gezogen bestimmen die Schaufelfläche, welche sodann mittelst einer Laubsäge ohne alle Schwierigkeit herausgesägt werden kann.

§ 59.

Prüfung des Wassereintrittes und der Überdruckverhältnisse bei der neueren Schaufelkonstruktion.

Man kann die Frage aufwerfen, ob eine nicht radiale Stellung der Schaufeln am Austritt aus dem Leitrade nicht eine unrichtige Einströmung in das Laufrad zur Folge haben könne. Diese Frage ist in verneinendem Sinne zu beantworten.

Der Theorie nach findet der Eintritt des Wassers in das Laufrad einer Turbine dann richtig statt, wenn neben einem stoßfreien Eintritte jeder Wasserfaden in der Drehungsebene des getroffenen Punktes eintritt.

Nun ist das Wasser bei seinem Durchfluß durch das Laufrad von den beiden parallel der Achse laufenden Seitenkränzen der Turbine eingeschlossen und geführt, so daß ein einzelnes Wasserteilchen seine Entfernung von der Achse während des Durchflusses nicht verändert.

Es wird daher jedes einzelne Wasserteilchen, welches auch die Richtung der unteren Leitschaufelkante gegenüber dem Radius sei, normal zum Radius aus dem Leitrade austreten, also dessen Bewegungsrichtung (im Grundrisse betrachtet) mit der Oskulationsebene des getroffenen Laufradpunktes zusammenfallen.

Es ist die Bewegungsrichtung des Wassers in einer horizontalen Ebene betrachtet gänzlich unabhängig von der Form und Stellung der Leitschaufeln und wird diese Richtung ausschließlich durch die Seitenkränze der Turbine bedingt.

So lange daher die Seitenwände normal auf den Radius der betrachteten Stelle gerichtet, d. h., so lange diese Seitenwände kreisförmig sind, muß die Eintrittsrichtung des Wassers ins Laufrad (auf die Horizontalebene projiziert) mit der Bewegungsrichtung der letzteren zusammenfallen.

Eine andere wichtige Frage bleibt nun noch zu beantworten übrig, nämlich diejenige, ob der verschiedene Reaktionsgrad, d. h. der so verschiedene Überdruck am inneren und äußeren Umfange des Rades, nicht störend auf den regelmäßigen Durchfluß des Wassers durch die Turbine einwirken müsse.

Diese wichtige Frage ist mit wenigen Worten nicht zu erledigen.

Wie schon eine oberflächliche Betrachtung von Fig. 17 Tafel 11 zeigt und der Winkelverhältnisse dieser Figur hervorgeht, arbeitet in der Turbine Fig. 17 das Wasser am inneren Umfange des Rades beinahe mit reiner Aktion oder doch mit einem sehr geringen Reaktionsgrade, wogegen der Überdruck am äußeren Umfange umgekehrt ein sehr bedeutender ist.

Von allen übrigen Einflüssen abgesehen, ist also im Leitrad einer solchen Turbine ein Bestreben vorhanden, die Wasserteilchen vom äußeren Umfange des Rades, wo der Überdruck größer ist, gegen den inneren Radumfang zu drängen, wo dieser Überdruck kleiner ist. Ganz dasselbe ist im Laufrade einer solchen Turbine der Fall.

Es fragt sich nun, ob diese Tendenz zum Einwärtsdrängen der Wasserteilchen eine schädliche Wirkung ausüben könne.

Diese Frage muß verneint werden und zwar aus zweierlei Gründen.

Einerseits ist das Wasser in beiden Rädern sowohl innen als außen durch eine feste Wand begrenzt, welche jeden noch so großen Seitendruck aufnimmt und unschädlich macht, und andererseits wirkt die Centrifugalkraft im Laufrade dem obigen nach einwärts gerichteten Wasserdrucke entgegen.

Obwohl also der erwähnte Überdruck von außen nach innen schon an und für sich nicht schädlich wirken könnte, wird derselbe, wie eine einläßliche numerische Rechnung zeigt, durch die Centrifugalkraft gerade aufgehoben, so daß auch ohne Vorhandensein einer Seitenwand jedes Wasserteilchen in seiner ursprünglichen Distanz von der Achse (während der ganzen Dauer des Durchflusses) verbleiben würde.

Die Kraft P, mit welcher die Centrifugalkraft auf einen Körper in der Richtung des Radius nach auswärts wirkt, ist nämlich bei gleichen Umdrehungszahlen der Masse und dem Radius r und unter sonst gleichen Verhältnissen dem Quadrate der Umdrehungszahlen n proportional.

Nun ergiebt sich die Differenz des Überdruckes vom äußeren gegen den inneren Radumfang auf folgende Weise:

Sei c_i die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate am inneren Umfange,

c_a die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate am äußeren Umfange,

α_i der Schaufelwinkel α am inneren Umfange,

α_a der Schaufelwinkel α am äußeren Umfange,

z die Druckhöhe oder Wassersäule, welche der Überdruckdifferenz entspricht,

u_{1hi} die horizontale Beschleunigung des Wassers am inneren Umfange des Laufrades,

u_{1ha} die horizontale Beschleunigung des Wassers am äußeren Umfange des Laufrades,

v_a die Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Radumfange,

v_i die Umfangsgeschwindigkeit am innern Radumfange.

Wie eine nähere Betrachtung der Fig. 14 bis 16 zeigt, ist bei demselben Werte für w und u_v (d. h. sobald $w = u_v$, was annähernd immer der Fall ist) die horizontale Beschleunigung u_{1h} des Wassers im Laufrade.

$$r = c \cos \alpha;\ u_{1hi} = c_i \cos \alpha_i;\ u_{1ha} = c_a \cos \alpha_a.$$

Nun ist der Überdruck am innern Radumfange gleich

$$H - \frac{c_i^2}{2g}.$$

und derjenige am äußeren Radumfange gleich

$$H - \frac{c_a^2}{2g}.$$

Also die Differenz beider Überdrucke gleich

$$z = H - \frac{c_a^2}{2g} - \left(H - \frac{c_i^2}{2g}\right) = \frac{c_i^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g}.$$

Da nun $u_{1ha} = c_a \cos \alpha_a$ und $u_{1hi} = c_i \cos \alpha_i$ und die Winkel α mit c sich an den verschiedenen Umfängen derart ändern, daß $c \cos \alpha = u_v$ konstant ist, so ist die Überdruckdifferenz auch gleich

$$z = \frac{u_1{}^2{}_{hi}}{2g} - \frac{u_1{}^2{}_{ha}}{2g}.$$

Da nun sich aber nach den früheren Paragraphen der Wert von u_{1h} umgekehrt wie die Umfangsgeschwindigkeit v verhält, so ist auch

$$z = \frac{v_a{}^2}{2g} - \frac{v_i{}^2}{2g},$$

d. h. es ist die Höhe der Wassersäule, welche der Überdruckdifferenz entspricht, gleich der Differenz der Geschwindigkeitshöhen von v_a und v_i.

Mit diesem Druck z werden die Wasserteilchen vom äußersten Umfange des Rades gegen den inneren Umfang desselben gepreßt und würden diesem Drucke Folge leisten, wenn nicht einerseits der innere Kranz des Laufrades dies verhindern würde. Aber auch abgesehen von diesem letztern wird diese radial einwärts gerichtete Pressung bei einer Turbine mit der neuen Schaufelkonstruktion durch die Centrifugalkraft aufgehoben, so daß in dieser Hinsicht vollständiges Gleichgewicht stattfindet.

Es ist nämlich nach den Gesetzen der Mechanik die Beschleunigung U eines Wasserteilchen in radialer Richtung durch die Centrifugalkraft

$$U = \sqrt{v_a{}^2 - v_i{}^2}$$

und daher die dieser Beschleunigung entsprechende Wassersäule

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{v_a{}^2}{2g} - \frac{v_i{}^2}{2g}.$$

Diese radial auswärts wirkende Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ der Centrifugalkraft ist mithin genau gleich der vorhin gefundenen Druckhöhe, welche der Überdruckdifferenz entspricht, d. h. es ist

$$\frac{U}{2g} = z$$

oder es heben sich die beiden einander entgegengesetzt wirkenden Pressungsdifferenzen auf.

§ 60.

Korrektur der theoretischen Ergebnisse für die neuere Schaufelkonstruktion.

Die in den vorstehenden Paragraphen 56 bis 58 entwickelten Beziehungen zwischen den Überdruckverhältnissen an den verschiedenen Um-

fängen der Räder einer Jonval-Turbine sind insofern als vollkommen maßgebend zu betrachten, als dieselben das Gerippe für die Konstruktion des Schaufelapparates bilden.

Dieses Gerippe bedarf indessen, wie alle noch so vollkommenen theoretischen Ableitungen, einiger Korrekturen, die am besten versuchsweise nach Anleitung des § 54 vorgenommen werden.

Die erhaltenen theoretischen Resultate stützen sich auf die Voraussetzung, daß in der Formel

$$u_{1h}\, v = g \cdot H \cdot \text{hydraulischer Wirkungsgrad}$$

der Wert des hydraulischen Wirkungsgrades konstant, oder für alle die verschiedenen Überdruckverhältnisse gleich groß sei.

Dies ist nun allerdings nicht ganz der Fall.

Eine fernere Korrektur der theoretischen Resultate wird deshalb notwendig, weil der Wert des Koeffizienten, als welcher in obigem Fundamentalausdruck der hydraulische Wirkungsgrad figuriert, aus mehreren Faktoren besteht, deren Produkt zwar für ziemlich weit auseinanderliegende Reaktionsgrade annähernd gleich groß bleibt, während dagegen der Wert der einzelnen Faktoren sich ziemlich wesentlich verändert.

So sind z. B. bei kleinem Reaktionsgrade die Reibungswiderstände im Leitapparate groß und im Laufrade klein; dagegen aber bei hohem Reaktionsgrade im Leitapparate klein und im Laufrade groß.

Es folgt daraus, daß die wirklichen Dimensionen und die Überdruckverhältnisse deshalb etwas andere sein müssen als die obige Theorie ergiebt.

Eine einläßliche theoretische Behandlung dieses Gegenstandes, welcher ohnehin die vollste Aufmerksamkeit des Konstrukteurs in Anspruch nimmt, würde wiederum zu so weitschweifenden Ausdrücken führen, daß kein in der Praxis beschäftigter Mensch davon Gebrauch machen würde.

Es bleibt somit für die genaue richtige Konstruktion einer Turbine ohne Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen nur ein einziger praktischer Weg und zwar derjenige des versuchsweisen Verfahrens übrig, welchen der Verfasser bereits in § 54 eingeschlagen hat und welcher bei gehöriger Überlegung vollkommen sichere Resultate ergiebt und ziemlich rasch zum Ziele führt, sobald man die theoretischen Ergebnisse als Richtschnur oder als Gerippe beim Probieren benutzt.

Durch die Korrektur der theoretischen Resultate mit Hülfe des probeweisen Verfahrens nach § 54 wird die Regelmäßigkeit der Fig. 18 Tafel 11 (welche die Zusammenstellung der Resultate enthält) einigermaßen beeinträchtigt, wie Fig. 13 Tafel 11 zeigt.

Die Verschiebung findet nach der Seite des größeren Aktionsgrades hin statt und kann Tafel 11 als Fingerzeig dienen, nach welchen Grundsätzen das probeweise Verfahren vorzunehmen sei.

Es liegt in der Natur der Sache, daß die Konstruktion einer Turbine mit der neuen Beschaufelung besser von jedermann unterbleibt, welcher nicht einläßlich in den causalen Zusammenhang der Sache eingedrungen ist.

Die Girard-Turbinen.

§ 61.

Allgemeine Betrachtungen.

Die Girard-Turbinen sind Aktionsturbinen, es wirkt nämlich das Wasser ohne Reaktion nur mit reiner Aktion auf den Motor ein. Bei den Aktionsturbinen tritt das Wasser mit einer dem ganzen Gefälle H_0 (vom Oberwasserspiegel bis Unterkante Leitrad) entsprechenden Geschwindigkeit aus dem Leitrade. In den Laufradkanälen wird es nur aus seiner Richtung abgelenkt, weshalb es nur durch Aktion wirkt, nicht aber durch Reaktion, da bei dieser Turbinengattung das Wasser die Kanäle nicht ganz ausfüllen darf (Tafel 17 Fig. 4 u. 5), also eine Pressung unmöglich wird.

Man nennt die Aktionsturbinen mit achsialer Beaufschlagung nach dem ersten Erbauer Girard-Turbinen oder auch Turbinen mit freier Abweichung. Die Bezeichnung freie Abweichung (oder Ablenkung) rührt daher, daß der Wasserstrahl nur die konkave Seite der Schaufeln zu berühren braucht, so daß also die Kanalquerschnitte überall größer sind als der Querschnitt des Wasserstrahles an dieser Stelle.

Bei diesen Turbinen bleibt der Wirkungsgrad nahezu derselbe, ob sie voll oder nur teilweise beaufschlagt sind, deshalb sind sie gut regulierbar oder als Partialturbinen zu verwenden.

Die Girard-Turbine mit vertikaler oder horizontaler Achse verdrängte in neuerer Zeit die meisten anderen Turbinensysteme überall da, wo es sich um die Ausnützung veränderlicher Wassermengen und ziemlich konstanter Gefälle handelt, wo also wenig oder kein Steigen des Unterwasserspiegels stattfindet.

Man kann durch einfaches Öffnen oder Schließen eines Teiles der

Leitkanäle den Motor den verschiedenen Wasserständen eines variablen Wassers vollkommen anpassen, ohne daß der Wirkungsgrad kleiner wird, eine Eigenschaft, welche für die meisten Wasserkräfte von höchstem Werte ist.

Gerade wenn bei trockenem Sommerwetter oder bei anhaltender Kälte im Winter die zur Verfügung stehende Wassermenge eines Wasserlaufes am kleinsten ist und daher zur Gewinnung der nötigen Betriebskraft am sorgfältigsten ausgenutzt werden sollte, giebt eine Reaktionsturbine nur mangelhafte Resultate, während die Girard-Turbine nur mit $^1/_4$ bis $^1/_2$ Beaufschlagung sehr nahezu denselben Wirkungsgrad wie mit voller Beaufschlagung ergiebt.

Wir werden späterhin bei der Vergleichung der verschiedenen Turbinensysteme ausführlicher auf diesen Gegenstand zurückkommen und hier ohne weiteres zur Betrachtung dieser Turbinen übergehen.

§ 62.

Die Girard-Turbine mit vertikaler Achse.

Der Natur der Sache nach ist diese Girard-Turbine nichts anderes als ein spezieller Fall der Jonval-Turbine.

Sowie nämlich der Wert der Winkel α und β so gewählt wird, daß $2\alpha + \beta = 180^0$ ist, so wird (in Formel 120) der Wert

$$\frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta) \cos \alpha} = 2$$

und es geht der Ausdruck

$$\sqrt{\frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta) \cos \alpha} \cdot g H_0}$$

über in

$$c = \sqrt{2 g H_0} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 141)$$

Man ersieht also daraus, daß bei dem Werte $2\alpha + \beta = 180^0$ jede Jonval-Turbine in eine Druckturbine übergeht und umgekehrt ergiebt sich das Gesetz:

Bei jeder Druckturbine soll $2\alpha + \beta = 180^0$ sein, oder Winkel $\beta = 180^0 - 2\alpha$.

Die Umfangsgeschwindigkeit v einer solchen Turbine ist (nach Formel 116):

$$v = c \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta}$$

oder da für jede Druckturbine $c = \sqrt{2 g H_0}$

$$v = \sqrt{2 g H_0} \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} \quad \ldots\ldots \quad 142)$$

Aus $2\alpha + \beta = 180^0$ folgt

$$\alpha + \beta = 180^0 - \alpha,$$

also $$\sin(\alpha + \beta) = \sin\alpha,$$

somit $$v = \sqrt{2\,g\,H_0} \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots \quad 142a)$$

Hierbei ist zu merken, daß die Formel 142) für alle Fälle gilt, während die Formel 142a) nur dann richtig ist, wenn $2\alpha + \beta$ genau gleich 180^0 sind, was wegen den unausbleiblichen Korrekturen nicht immer möglich ist.

Ferner ist wegen $\sin\beta = \sin(180^0 - 2\alpha) = \sin 2\alpha$,

$$\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{\sin\alpha}{\sin 2\alpha} = \sim \frac{1}{2},$$

also $$v = \sim \tfrac{1}{2}\sqrt{2\,g\,H_0}.$$

Diese höchst einfachen Ausdrücke enthalten die ganze Theorie der Girard-Turbine oder Druckturbine, unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse, welche letzteren wie bei der Jonval-Turbine auch hier eine Korrektur der Werte c und v notwendig machen, welche im Nachstehenden näher betrachtet werden sollen.

Wie man sieht, ist die ganze Theorie der Girard-Turbine außerordentlich einfach und diese Einfachheit der theoretischen Beziehungen ermöglicht es manchem, eine ordentliche Girard-Turbine zu berechnen, dessen Kenntnisse für die Berechnung einer Jonval-Turbine noch lange nicht ausreichen.

Eine wesentliche Korrektur von α, β und v wird bei kleinen Gefällen noch durch den Umstand veranlaßt, daß das Wasser, indem es in freier Ablenkung (ohne beschleunigenden Überdruck) durch das Laufrad fließt, noch durch eine Höhe gleich derjenigen des Laufrades hinunterfällt, so daß die relative Durchflußgeschwindigkeit eine Beschleunigung erfährt, welche bei kleinen Gefällen (bei welchen die Radhöhe einen wesentlichen Bruchteil des Gefälles bildet) berücksichtigt werden muß und eine größere Umfangsgeschwindigkeit zur Folge hat.

Die Girard-Turbine darf nämlich in der Regel nicht ins Unterwasser eintauchen, weil dadurch die freie Ablenkung eine Störung erleiden würde. Der untere Rand des Laufrades wird aus diesem Grunde immer etwa 50 bis 60 mm über den normalen Unterwasserspiegel verlegt, und man nennt dies das Freihängen des Rades.

Es muß ferner ganz besonders hervorgehoben werden, daß der Wert von c nur durch denjenigen Bruchteil des totalen Gefälles bedingt wird, welcher nach Abzug der Höhe der unteren Leitradebene über dem Unterwasserspiegel übrig bleibt.

Es ist also die erzeugende Druckhöhe für c nicht gleich dem ganzen Gefälle H.

Wir wollen diese reduzierte Druckhöhe für c zum Unterschiede von dem Gefälle H mit H_0 bezeichnen und ist es also

$H_0 = H - (\text{Laufradhöhe} + \text{Freihängen} + \text{Spaltenhöhe})$ oder

$H_0 = H - (h_1 + H_f + H_{sp})$ . . . . . 143)

§ 63.

Korrektur der Ausflußgeschwindigkeit c.

Nach den vorhergehenden Paragraphen würde die Ausflußgeschwindigkeit $c = \sqrt{2 g H_0}$ sein, wenn die Reibungswiderstände vernachlässigt würden.

Außer den letzteren ist ferner noch die Verengung durch die Radschaufelkanten zu berücksichtigen; doch berührt diese letztere Verengung mehr die Dimension der Leitkanäle.

Hier soll nun die eigentliche wirkliche Geschwindigkeit c bestimmt werden.

Die Reibungswiderstände im Leitapparate sind so wie bei den Jonval-Turbinen zu bestimmen. Da bei den Druckturbinen c größer ist als bei den Jonval-Turbinen, so würden die Reibungswiderstände im Leitrade wesentlich größer ausfallen, namentlich weil bei diesen Turbinen die Schaufelteilung eben wegen des größeren Wertes von c kleiner gehalten wird.

Um diese Reibungswiderstände im Leitrade bei solchen Turbinen auf ein Minimum zu reduzieren, ist es allgemein üblich, die Leitschaufeln aus Eisen- oder Stahlblech anzufertigen, wobei man eine glattere Reibungsfläche erhält.

Infolge der größeren Schaufelzahl wird das Wasser auch besser geführt und es haben sorgfältige Beobachtungen ergeben, daß die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit nur um circa 4 bis 5 Prozente kleiner ist als die theoretische $\sqrt{2 g H_0}$, sobald der wirklich freie Ausflußquerschnitt nach Abzug der Verengung durch die Laufradschaufelkanten in Rechnung gebracht wird.

Man darf daher für blecherne Leitschaufeln als wirklichen Wert von c setzen

$$c = 0{,}96 \sqrt{2 g H_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 144)$$

Der Betrag an Leistung, welcher durch diese Reibungswiderstände im Leitrade absorbiert wird, ist daher gleich

$$1 - 0{,}96^2 = 1 - 0{,}921 = 0{,}079$$

oder rund 8 Prozent des theoretischen Effektes.

Man würde sich aber sehr täuschen, wenn man die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades der Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ entsprechend wählen wollte. Man hat hierbei vielmehr nach § 66 zu verfahren.

Die gefundene Ausflußgeschwindigkeit $c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ gilt übrigens auch nur für die stillschweigende Voraussetzung, daß die Kanäle nicht zu plötzlich gekrümmt und die Enden der Leitschaufeln einander vollkommen parallel seien, wie die zahlreichen Schaufelschnitte auf den Tafeln des Werkes dies deutlich zeigen. Es ist dies eine Bedingung eines guten Austrittes.

§ 64.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade.

Die relative Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt, ist diejenige Größe, welche bei den Girard-Turbinen in vielen Fällen unrichtig berechnet wird, daher bei vielen solchen Turbinen nicht alles aus dem Leitrade fließende Wasser durch das Laufrad zu fließen vermag. Es ist dies der größte Fehler, welcher bei einer Girard-Turbine vorkommen kann, indem die Vorteile der freien Abweichung durch denselben gänzlich illusorisch gemacht werden.

Die Radkanäle sollen bei jeder Druckturbine so weit gehalten werden, daß der Wasserstrahl sich frei entwickeln kann und jeder Überdruck gänzlich beseitigt ist. Dadurch ist es aber vor allem nötig zu wissen, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser die Laufradkanäle durchfließt.

Aus Formel 117) folgt:

$$u = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 145)$$

Aus $2\,\alpha + \beta = 180^0$ folgt:

$\beta = 180^0 - 2\,\alpha$, also ist

$$u = c \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin(180^0 - 2\,\alpha)} = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin 2\,\alpha} \quad \ldots \quad 145\,a)$$

somit $u = \sim \frac{1}{2}\,c.$

Formel 145) gilt für alle Fälle, während Formel 145a) nur dann richtig ist, wenn $2\,\alpha + \beta$ genau gleich 180^0 ist.

Es fragt sich nun, ob diese relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, während des Durchflusses durch die Radkanäle unverändert werde.

Einerseits wird die Durchflußgeschwindigkeit, welche theoretisch und bei nicht allzustark gekrümmten Radkanälen während des Durchflusses gleich groß bleiben müßte, durch die Reibungswiderstände etwas verzögert und andererseits fällt das Wasser während des Durchflusses durch das Laufrad noch durch die Höhe des Rades herunter und erhält hierdurch eine Beschleunigung, deren Größe bestimmt werden soll.

Wir haben es hier wieder ausschließlich mit der relativen Richtung und Geschwindigkeit des Wassers zu thun, und es wird die Sache sich auch hier gerade so verhalten, als ob das Laufrad stille stände und das Wasser sich mit seiner relativen Geschwindigkeit u durch das Rad bewegen würde.

Das im Laufrad einfließende Wasser beginnt seinen Eintritt mit der Geschwindigkeit u und ist bestrebt, mit dieser Geschwindigkeit längs der Schaufeln fortzufließen. Gleichzeitig wirkt auf das Wasser die Schwerkraft ein und beschleunigt seine Bewegung und zwar würde, wenn das Wasser frei in vertikaler Richtung die Radhöhe durchfallen könnte, die Druckhöhe, welche das Wasser aus den Leitkanälen herauszutreiben bestrebt, gerade um eine Höhe gleich derjenigen des Laufrades vermehrt werden. Dies ist auch dann noch der Fall, wenn das Wasser, statt frei herunterzufallen, auf einer schiefen Ebene oder einer beliebigen krummen Bahn durch eine Höhe gleich der Laufradhöhe heruntergleitet.

Es ist wohl zu bemerken, daß diese Druckhöhe nicht in Form von Überdruck, sondern von lebendiger Kraft vorhanden ist.

Die ursprüngliche Druckhöhe, welche das Wasser im Laufrade forttreibt, ist $\frac{u^2}{2g}$, und zu dieser fingierten Druckhöhe kommt noch die Radhöhe hinzu.

Nennt man die letztere h_1, so ist demnach die totale fingierte Druckhöhe für den Austritt aus dem Leitrade gleich

$$\frac{u^2}{2g} + h_1.$$

Ist daher u_1 die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Laufrade ausfließt, so ist

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + h_1 \quad \text{und} \quad u_1^2 = u^2 + 2g \cdot h_1,$$

somit

$$u_1 = \sqrt{u^2 + 2g h_1}.$$

Dieser Wert von u_1 erleidet nun durch die Reibung noch eine Verminderung.

Diese Reibung ist indessen aus dem Grunde nicht sehr groß, weil das Wasser überhaupt nur die konkave Fläche der Radschaufeln berührt, namentlich aber deshalb, weil die Durchflußgeschwindigkeit verhältnismäßig klein und zwar, wie wir oben gefunden haben, nur circa gleich $\frac{c}{2}$ ist. Man wird nicht weit fehlen, wenn man diesen Reibungsverlust halb so groß als denjenigen im Leitrade, nämlich 2 Prozent der Geschwindigkeit ansetzt. Hierzu kommt aber noch der Stoßverlust durch die Radschaufelkanten, welcher hier größer ist als bei der Jonval-Turbine und daher durch möglichst sorgfältiges Abschärfen der Schaufelkanten in der relativen Eintrittsrichtung auf ein Minimum reduziert werden muß. Unter Berücksichtigung des letzten Umstandes kann dieser Verlust zu $2\,^1/_2$ bis 4 Prozent der Druckhöhe angenommen werden.

Vier Prozente Verlust an Druckhöhe ergeben aber nur $1 - \sqrt{0{,}96} = 1 = 0{,}98 = 0{,}02$ oder 2 Prozente Verlust an Ausflußgeschwindigkeit.

Es ist somit der totale Geschwindigkeitsverlust durch die Reibung und die Eintrittstöße gleich $2 + 2 = 4$ Prozent.

Der wirkliche korrigierte Wert für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 lautet somit

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{u^2 + 2\,g\,h_1} \quad \ldots\ldots \quad 146)$$

Da nun $u = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$ ist, so geht dieser Ausdruck über in

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{\left(c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)^2 + 2\,g\,h_1} \quad \ldots\ldots \quad 146a)$$

oder wenn $2\,\alpha + \beta$ genau 180^0 betragen

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{\left(c\,\frac{\sin\alpha}{\sin 2\,\alpha}\right)^2 + 2\,g\,h_1} \quad \ldots \quad 146b)$$

Für mittlere Verhältnisse, nämlich für $\alpha = 20^0$, daher $\sin\alpha = 0{,}342$ und $\sin 2\,\alpha = 0{,}642$ ist

$$u = c\,\frac{0{,}342}{0{,}642} = 0{,}53\,c$$

und es wird sodann für solche Verhältnisse

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{(0{,}53\,c)^2 + 2\,g\,h_1} \quad \ldots\ldots \quad 146c)$$

Wenn man nun erwägt, daß eine Turbine immer ein kleines Häuschen im Werte repräsentiert, wird es sich wohl der Mühe lohnen, den Wert von u_1 nach der Formel

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{\left(c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)^2 + 2\,g\,h_1}$$

zu berechnen.

§ 65.

Der Austrittswinkel des Laufrades.

Dieser Winkel wird durch den erforderlichen Querschnitt der Radkanäle bestimmt, ist also hauptsächlich von der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 abhängig. Da diese letztere in den meisten Fällen nicht weit von $\frac{c}{2}$ abweicht, so würden somit die Kanäle des Laufrades an der Austrittsstelle die doppelte normale Weite der Leitkanäle am Austritt erhalten, wenn beide Räder dieselbe Breite hätten.

Diese große normale Weite hätte nun aber wiederum einen Austrittswinkel von der doppelten Größe des Winkels α im Gefolge. Es würden somit die Austrittsverluste infolge eines sehr großen Wertes der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w ganz bedeutend werden und zwar nahezu $2^2 = 4$ mal so groß, als wenn beide Winkel γ und α gleich gehalten werden könnten.

Um diese viel zu bedeutenden Verluste zu umgehen, wählt man den Winkel γ der Laufradschaufeln mit der unteren Radebene nicht größer, sondern gleich oder eher noch etwas kleiner als α und weitet die Radkanäle, wie aus den Querschnitten Tafel 17 Fig. 4 und 5 ersichtlich ist, nach unten so aus, daß die untere Breite 2,2 bis 3,5 größer als die obere ist. Man erhält dadurch ungeachtet des kleinen Austrittswinkels den genügenden Ausflußquerschnitt, welcher der Geschwindigkeit

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}\right)^2 + 2 g h_1}$$

entspricht.

Nennt man

Δ_1 die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades, und

s_1 die normale Weite der Kanäle des Laufrades am Austritt, und

b_3 die lichte radiale Breite der Laufradkanäle beim Austritt, so würde, wenn das Wasser die Kanäle ganz ausfüllen müßte, Δ_1 den Wert haben

$$\Delta_1 = \frac{Q}{u_1} \cdot s_1.$$

Wegen der freien Abweichung jedoch macht man:

$$\Delta_1 = C \cdot \frac{Q}{u} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 147)$$

wobei man zweckmäßig für größere Gefälle $C = \frac{3}{2}$ bis 2 und für kleinere Gefälle $C = \frac{5}{4}$ bis $\frac{3}{2}$ wählt.

Ferner ist

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{\text{Anzahl der Kanäle} \times \text{untere Breite der Kanäle}}$$

oder

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{i \cdot b_3} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 148)$$

Bei unseren Verhältnissen, welche seit Girards Vorgange allgemein adoptiert worden sind, wird die absolute Ausflußgeschwindigkeit w in der Regel im Mittel gleich $\frac{c}{4}$ bis $\frac{c}{5}$.

Es ist somit der Verlust an lebendiger Kraft gleich $\frac{1}{4^2}$ bis $\frac{1}{5^2} =$

$= \frac{1}{16}$ bis $\frac{1}{25}$

oder 6 bis 4 Prozente des theoretischen Effektes der Wasserkraft.

Dies würde der Fall sein bei einem mittleren Werte α von 20°, wie die Turbine Tafel 17 Fig. 4 z. B. einen solchen aufweist.

Diese Turbine wurde gebremst und es ergaben sich 78° Nutzeffekt.

§ 66.

Konstruktion der Girard-Turbinen mit vertikaler Achse.

In den vorhergehenden Paragraphen sind nun alle Beziehungen erörtert worden, welche bei der Konstruktion einer Girard-Turbine mit vertikaler Achse berücksichtigt werden müssen. Es ist jederzeit gegeben c und Δ (Austrittsquerschnitt des Leitrades).

Gewählt müssen werden nach Erfahrungsresultaten D, h, h_1, α, β, γ.

Mit diesen Daten muß sodann die Turbine berechnet und konstruiert werden.

Um für die Wahl der empiririschen Größen zuverlässige Regeln bringen zu können, wurden zahlreiche Turbinen aus den renommiertesten Werkstätten einer einläßlichen Vergleichung unterzogen und daraus die im folgenden Paragraphen angegebenen Regeln für den Bau der Girard-Turbinen abgeleitet.

Es muß zu denselben noch eine Bemerkung bezüglich des Wertes von Δ gemacht werden.

Es ist nämlich die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit $c = 0{,}92\sqrt{2gH_0}$, während in den nachfolgenden Regeln der Wert von Δ zu $\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gH_0}}$ angegeben ist, was einer Erklärung bedarf.

Der Wert von Δ ist niemals kleiner als angegeben zu wählen und zwar aus zweierlei Gründen.

Einerseits kann wegen der Verengung der Leitkanäle durch die Radschaufelkanten der Wert von Δ nicht nur nach dem Werte von c bestimmt werden, sondern es ist wegen dieser Verengung für ein gegebenes Q ein um circa 5 Prozent größerer Wert von Δ erforderlich, d. h. es ist

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}95 \cdot 0{,}96 \sqrt{2 g H_0}} = \frac{Q}{0{,}91 \sqrt{2 g H_0}}.$$

Dies ist derjenige wirkliche Wert von Δ, welcher nach vorgenommenen Vermessungen wirklich notwendig ist, wenn eine gegebene Wassermenge Q aus dem Leitrade ausfließen soll. Da es indessen immer sehr schwierig oder unmöglich ist, die Wassermenge bis auf einige Prozente genau zu messen, so thut der Konstrukteur wohl daran, die Turbine um einige Prozente größer auszuführen, als dies der Wassermenge Q entsprechen würde.

Es ist diese Vorsicht erfahrungsmäßig eine um so mehr begründete, als es nichts Unangenehmeres geben kann, als wenn eine Turbine ein vorhandenes Wasserquantum nicht konsumiert, während doch die Betriebskraft vorteilhaft verwertet werden könnte.

Eine Girard-Turbine wird jederzeit mit Regulierung angeordnet und daher ist es eine eigentliche Inkonsequenz, einen solchen Motor nur grade ganz knapp einem nominellen, ja niemals ganz genau bekannten Wasserquantum anpassen zu wollen.

Während also für ein gegebenes Q der wirklich notwendige Querschnitt unter Berücksichtigung der Verengung durch die Radschaufelkanten erfahrungsmäßig $\Delta = \frac{Q}{0{,}91 \sqrt{2 g H_0}}$ sein müßte, wählt man denselben sicherheitshalber zu

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85 \sqrt{2 g H_0}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 149)$$

also um circa 6 % größer als notwendig ist.

§ 67.

Praktische Regeln für die Konstruktion der Girard-Turbinen.

Es sei:

Q die Wassermenge per Sekunde in cbm.

H das totale Nutzgefälle = Höhendifferenz beider Wasserspiegel im Turbinenlokal in m.

H_0 die Druckhöhe, welche die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade erzeugt, d. h. das Gefälle bis zur unteren Ebene des Leitrades, in m.

c die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade in m per Sekunde.

v die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange in m per Sekunde.

D der mittlere Durchmesser der Turbine in m.

b_1 die lichte Breite (radiale Dimension) der Leitkanäle am Austritt.

b_2 „ „ „ „ „ „ Radkanäle „ Eintritt.

b_3 „ „ „ „ „ „ „ „ Austritt.

s die normale Weite der Leitkanäle am Austritt.

s_1 „ „ „ „ Radkanäle „ „ .

s_0 die Dicke der Wasserstrahlen an der Austrittstelle des Laufrades.

α der Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene
β „ „ „ Radschaufeln „ „ oberen „
γ „ „ „ „ „ „ unteren „
} Fig. 10 Tafel 7.

h die Höhe des Leitrades.

h_1 „ „ „ Laufrades.

t = Schaufelteilung am mittleren Radumfange.

i = Schaufelzahl.

n = Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute.

Auch bei diesen Turbinen können nicht alle Verhältnisse nach derselben Schablone behandelt werden; es sind vielmehr Abteilungen erforderlich, wenn die Regeln einen Sinn haben und brauchbar sein sollen.

I. Große Wassermengen und kleine Gefälle.

Wassermengen von 5 bis 15 cbm per Sekunde und Gefälle von $\frac{1}{2}$ bis 2 m.

Die nachstehenden Regeln sind gültig, sobald Δ größer wird als 0,7 bis 0,8 qm.

$$c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}, \qquad \Delta = \frac{Q}{0{,}89\,c} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_0}};$$

$D = 2{,}5\sqrt{\Delta}$ bis $3\sqrt{\Delta}$;

$b_1 = 0{,}11\,D$ bis $0{,}12\,D$, oder genau: $b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i}$;

$b_2 = 1{,}3\,b_1$ bis $1{,}5\,b_1$; wenn keine Seitenöffnungen angebracht werden, oder

$b_2 = b_1 + 15$ mm bis $b_1 + 25$ mm; wenn die Ventilation durch Seitenöffnung stattfindet;

$b_3 = 2{,}2$ bis $2{,}5\ b$.
$h_1 = 0{,}09\ D$ bis $0{,}1\ D$;
$h = \frac{2}{3}\ h_1$ bis $\frac{3}{4}\ h_1$;
$t = 0{,}045\ D$ bis $0{,}05\ D$, und zwar für beide Räder gleichgroß;
$\alpha = 24^0$ bis 30^0;
$\beta = 180^0 - 2\,\alpha$ oder $2\,\alpha + \beta = 180^0$;
$\gamma = 22^0$ bis 28^0;
$v = 0{,}54\sqrt{2\,g\,H_0}$ bis $0{,}6\sqrt{2\,g\,H_0}$ (soll innerhalb dieser Grenzen herauskommen);
$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma$;
$s_1 = t \cdot \sin\beta - \sigma_1$;
σ (Leitrad) = Blechschaufeln 7 bis 8 mm dick;
σ_1 (Laufrad) = Gußschaufeln 10 bis 13 mm dick;
$n = \frac{60 \cdot v}{D\,\pi}$.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

Wassermengen von 1 bis 5 cbm per Sekunde und Gefälle von $1\frac{1}{2}$ bis 8 m.

Die nachstehenden Regeln sind gültig, sobald Δ kleiner als 0,7 qm und größer als 0,15 qm wird.

$c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$, $\qquad \Delta = \frac{Q}{0{,}89\,c} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_0}}$;

$D = 3\sqrt{\Delta}$ bis $3{,}5\sqrt{\Delta}$;

$b_1 = 0{,}09\ D$ bis $0{,}11\ D$, oder genau $b_1 = \frac{\Delta}{s\,i}$;

$b_2 = 1{,}3\ b_1$ bis $1{,}5\ b_1$; wenn keine Seitenöffnungen angebracht werden oder
$b_2 = b_1 + 15$ mm bis $b_1 + 20$ mm; wenn die Ventilation durch Seitenöffnung stattfindet;
$b_3 = 2{,}5$ bis $3\ b$;
$h_1 = 0{,}09\ D$ bis $0{,}1\ D$;
$h = \frac{2}{3}\ h_1$ bis $\frac{3}{4}\ h_1$;
$t = 0{,}05\ D$ bis $0{,}055\ D$, und zwar für Leit- und Laufrad gleich groß.
$\alpha = 18^0$ bis 24^0;
$\beta = 180^0 - 2\,\alpha$; oder $2\,\alpha + \beta = 180^0$;
$\gamma = 16^0$ bis 22^0;
$v = 0{,}5\sqrt{2\,g\,H_0}$ bis $0{,}53\sqrt{2\,g\,H_0}$ (soll innerhalb dieser Grenzen herauskommen);

$s = t \sin \alpha - \sigma$;
$s_1 = t \sin \gamma - \sigma_1$;
σ (Leitrad) = Blechschaufeln 5 bis 6 mm dick;
σ_1 (Laufrad) = Gußschaufeln 8 bis 10 mm dick;
$n = \frac{60 \cdot v}{D \pi}$.

III. Kleine Wassermengen und große Gefälle.

Für Wassermengen kleiner als 1 bis $1\frac{1}{2}$ cbm und Gefälle von 8 bis 12 m.

Die nachstehenden Regeln sind zu benutzen, sobald Δ kleiner wird als 0,15 qm.

$c = 0{,}96 \sqrt{2 g H_0}$; $\quad \Delta = \frac{Q}{0{,}89\, c} = \frac{Q}{0{,}85 \sqrt{2 g H_0}}$;

$D = 3{,}5 \sqrt{\Delta}$ bis $4 \sqrt{\Delta}$;

$b_1 = 0{,}08\, D$ bis $0{,}09\, D$, oder genau $b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i}$;

Entweder
$b_2 = 1{,}5\, b_1$, wenn keine Seitenöffnungen zur Ventilation angebracht werden, oder
$b_2 = b_1 + 10$ mm, wenn behufs Ventilation Seitenöffnungen angebracht werden;
$b_3 = 2{,}7\, b_1$ bis $3{,}5\, b_1$;
$h_1 = 0{,}1\, D$ bis $0{,}12\, D$;
$h = \frac{2}{3} h_1$ bis $\frac{3}{4} h_1$;
$t = 0{,}055\, D$ bis $0{,}066\, D$, und zwar für Lauf- und Leitrad gleichgroß;
$\alpha = 15^0$ bis 18^0;
$\beta = 180^0 - 2\alpha$ oder $2\alpha + \beta = 180^0$;
$\gamma = 13^0$ bis 16^0;
$v = 0{,}47 \sqrt{2 g H_0}$ bis $0{,}5 \sqrt{2 g H_0}$ (soll innerhalb dieser Grenzen herauskommen);
$s = t \cdot \sin \alpha - \sigma$;
$s_1 = t \cdot \sin \gamma - \sigma_1$;
σ (Leitrad) = Blechschaufeln 3,5 bis 5 mm dick;
σ_1 (Laufrad) = Gußschaufeln 6 bis 8 mm dick;
$n = \frac{60 \cdot v}{D \pi}$.

§ 68.

Korrektur der theoretischen Ergebnisse und Konstruktion der Girard-Turbine mit vertikaler Achse.

Die gegebene Theorie sowie die vorstehenden Konstruktions-Regeln bedürfen bei ihrer Anwendung einer wesentlichen Korrektur, namentlich wo es sich um die Benutzung ganz großer und sehr kleiner Gefälle handelt.

Diese Theorie bildet in der That nur das Gerippe für den Bau eines solchen Motors und es gestaltet sich, wie die Folge zeigen wird, die vollkommene richtige Konstruktion einer Girard-Turbine keineswegs zu einer so einfachen Sache, als dies auf den ersten Blick erscheinen mag.

Die gegebene einfache Theorie ist nur bei der Vernachlässigung der Nebenhindernisse richtig, welch letztere in den Durchflußwiderständen sowie namentlich in der Reduktion der Druckhöhe um die Höhe des Laufrades bestehen.

Das Wasser fließt aus den Leitkanälen nur unter der reduzierten Druckhöhe H_0 aus, welche gleich ist der Höhe des Oberwasserspiegels über der untern Ebene des Leitrades.

Dafür wird das Wasser während seines Durchflusses durch das Laufrad beschleunigt, indem es dabei durch die Höhe des Rades herunterfällt, wobei die ursprüngliche relative Ausflußgeschwindigkeit an der Austrittsstelle um einen gewissen Betrag vermehrt wird, wie bereits erörtert ist.

Bei kleinen Gefällen repräsentiert nun die Höhe des Laufrades einen so wesentlichen Teil des Gefälles, und es erleidet das Wasser im Laufrade eine so bedeutende Beschleunigung, daß man nur dadurch einen richtigen stoßfreien Eintritt verbunden mit achsialem Austritt erhält, indem man von dem Winkelverhältnisse $2\alpha + \beta = 180^0$ abweicht, d. h. indem man den Winkel β kleiner und somit v größer wählt, als dies den gegebenen Regeln und der oben entwickelten Theorie entsprechen würde.

Umgekehrt verschwindet bei großen Gefällen der Einfluß der Radhöhe nebst der erwähnten Beschleunigung, die relative Ausgußgeschwindigkeit u_1 wird wegen der Reibungswiderstände u. s. w. kleiner als die relative Eintrittsgeschwindigkeit u, und man ist infolgedessen genötigt, ebenfalls etwas im entgegengesetzten Sinne, von der Regel $2\alpha + \beta = 180^0$ abzuweichen, um unter solchen Umständen einen richtigen Ein- und Austritt des Wassers zu erzielen.

Es wird aus diesem Grunde die Umfangsgeschwindigkeit bei großen Gefällen kleiner und bei kleinen Gefällen größer als $\frac{1}{2}\sqrt{2\,g\,H_0}$.

Ist in Fig. 7 Tafel 18, $c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ die wirkliche Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Leitkanäle verläßt und v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ist u die relative Richtung und Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser ins Laufrad eintritt und zwar behält das Wasser diese Geschwindigkeit während des Durchflusses durch das Rad bis zu seinem Austritte bei (wenn man von den Nebenhindernissen absieht), weil keinerlei Überdruck vorhanden ist, welcher die Bewegung beschleunigt (wie bei der Jonval-Turbine der Fall ist).

Nun soll das Wasser bei seinem Austritt aus dem Laufrade in der relativen Richtung u_1 ausfließen und es soll gleichzeitig v so groß sein, daß w vertikal gerichtet ist.

Da nun Winkel γ jederzeit ganz oder nahe gleich ist dem Winkel α, da ferner v aus der obern und untern Radebene gleich groß und (bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse) u_1 gleich u ist, so kann v nicht ebenfalls gleich u oder gleich u_1 sein, es ist vielmehr $v = u_1 \cdot \cos\gamma$.

Sobald aber v nicht gleich u_1 ist, kann $2\alpha + \beta$ nicht 180^0 sein.

Dies letztere könnte in der That nur dann der Fall sein, wenn $\gamma =$ Null und $u_1 = v$ wäre, was in Wirklichkeit niemals möglich ist.

Das Verhältnis $2\alpha + \beta = 180^0$ bildet somit nur das Gerippe einer Konstruktion mit ganz kleinen Winkeln α und γ und ist überhaupt nur dann richtig, wenn man von den Nebenhindernissen absieht, oder wenn (was nicht eintreten kann) die Nebenhindernisse die Abweichungen ausgleichen.

Es ist einleuchtend, daß u größer sein muß als v für größere Gefälle, bei welchen die Beschleunigung im Laufrade zurücktritt gegenüber der Verzögerung durch die Reibung und daß umgekehrt u kleiner sein muß als v bei den kleineren Gefällen, bei welchen die Beschleunigung im Laufrade die Verzögerung durch die Reibung überwiegt.

Bei mittleren Gefällen dagegen, wo es sich gerade treffen kann, daß der Überschuß der Beschleunigung im Laufrade über die Verzögerung durch die Reibung so groß wird, daß w vertikal ausfällt (oder daß $u_1 = \frac{v}{\cos\gamma}$), bleibt das Verhältnis $2\alpha + \beta = 180^0$ richtig.

In allen andern Fällen weicht der Wert von α und β von dem Verhältnisse $2\alpha + \beta = 180^0$ ab und es bedürfen auch die früher angegebenen Werte von u und u_1 einer kleinen Korrektur.

Es ist nämlich, sobald Winkel β einen anderen Wert erhält als $\beta = 180^0 - 2\alpha$,

u nicht mehr gleich $c\frac{\sin\alpha}{\sin 2\alpha}$,

sondern es wird genau

$$u = c\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$$

und die relative Geschwindigkeit u_1 wird:

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{u^2 + 2gh_1} = 0{,}96\sqrt{\left(c\cdot\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)^2 + 2gh_1},$$

nach welchen Formeln somit alle Girard-Turbinen mit vertikaler Achse zu berechnen sind.

Es ist ferner in allen diesen Fällen (wenn β größer oder kleiner als $180^0 - 2\alpha$) die Umfangsgeschwindigkeit

v nicht mehr gleich u,

sondern es ist

$$v = c\frac{\sin[180^0 - (\alpha+\beta)]}{\sin\beta} = c\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}.$$

Es ist daher eine jede Girard-Turbine mit vertikaler Achse nach den folgenden Regeln zu konstruieren:

§ 69.

Regel für die Berechnung und Korrektur der Girard-Turbinen mit vertikaler Achse.

Es ist jederzeit H und Q gegeben.

1) Man bestimmt zunächst die wirkliche Druckhöhe H_0 bis zur untern Ebene des Leitrades, indem man die Höhe des Laufrades vorläufig dem Gefühle nach bei kleinen Wassermengen zu 100 bis 150 mm, bei mittleren Wassermengen zu 150 bis 180 mm und bei großen Wassermengen zu 180 bis 250 mm annimmt und für das Freihängen eine entsprechende Höhe von 50 bis 100 mm festsetzt.

2) Man berechne hierauf die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gH_0}$, welche der effektiven Druckhöhe H_0 entspricht.

Bei der Bestimmung von H_0 und $\sqrt{2gH_0}$ ist das Totalgefälle selbstredend auch um die Widerstandshöhe zu vermindern, welche der Reibung des Wassers in der Zuleitung entspricht. Diese Widerstandshöhe ist nur bei Zuleitungen von mehr als 5 m Länge zu berücksichtigen.

3) Man bestimmt die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit c des Wassers aus den Kanälen

$$c = 0{,}96\sqrt{2gH_0}.$$

4) Berechne die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitapparates

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_0}}.$$

5) Bestimme den mittlern Durchmesser der Turbine nach der Formel $D = a\sqrt{\Delta}$ oder $D = a\sqrt{\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_0}}}$, indem man für a den in den Konstruktionsregeln des § 67 angegebenen Wert wählt.

6) Wähle die Winkel α und β nach § 67, wobei man indessen den Winkel β bei größeren Gefällen etwas größer, bei mittleren gleich und bei kleinen Gefällen etwas kleiner wählt als $180^0 - 2\,\alpha$.

7) Bestimme die Schaufeldicke des Leitrades und zwar für eisenblecherne Schaufeln bei kleinen Turbinen zu 3 bis $3\frac{1}{2}$ mm, bei mittleren zu $3\frac{1}{2}$ bis 5 mm und bei großen Turbinen zu 5 bis 7 mm; dagegen für gußeiserne Schaufeln bei kleinen Turbinen zu 5 bis 7 mm, bei mittleren zu 7 bis 8 mm und bei großen zu 8 bis 11 mm.

8) Wähle die Schaufelteilung t nach § 67 und berechne die Schaufelzahl.

9) Berechne die normale Weite s der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma.$$

10) Suche die lichte Breite b_1 der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i}.$$

11) Wähle die Höhe h des Leitrades und diejenige h_1 des Laufrades nach § 67.

12) Die Schaufelteilung t des Laufrades ist gleich derjenigen des Leitrades, ebenso ist auch die Schaufelzahl beider Räder gleichgroß.

13) Setze den Winkel γ der Radschaufeln mit der untern Radebene entweder gleich oder um 1^0 bis 2^0 kleiner als Winkel α.

14) Nehme die Schaufeldicke der Radschaufeln an der Austrittstelle sowohl bei schmiedeisernen als bei gußeisernen Schaufeln um 1 bis 2 mm dicker als diejenigen des Leitrades.

15) Bestimme die normale Weite s_1 der Radkanäle an der Austrittstelle zu

$$s_1 = t \cdot \sin\gamma - \sigma_1.$$

16) Die Geschwindigkeit v am mittleren Radumfange ist nun

$$v = c\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta}.$$ Siehe Fig. 4 Tafel 25.

17) Die Anzahl Umdrehungen in einer Minute wird

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}.$$

18) Man bestimme die obere Breite b_2 und die untere Breite b_3 der Radkanäle nach § 67.

Damit ist nun die Turbine vollständig berechnet.

Will man sich nun überzeugen, inwiefern die Turbine mit freier Abweichung arbeite und den freien Raum berechnen, welcher an der Austrittstelle zwischen Wasserstrahl und Turbinenschaufel übrig bleibt, so verfährt man wie folgt:

19) Man berechne die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, zu

$$u = c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

20) Berechne ferner die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser die Kanäle des Laufrades verläßt,

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2 g h_1}.$$

21) Die Dicke der Wasserstrahlen an der Austrittstelle des Laufrades senkrecht zur relativen Ausflußrichtung gerechnet) ergiebt sich nun zu

$$s_0 = \frac{Q}{i \cdot b_3 \cdot u_1}$$

und der freie Raum zwischen Wasserstrahl und Schaufel ist

$$s_1 - s_0 = s_1 - \frac{Q}{i \cdot b_3 u_1}.$$

Dieser freie Raum soll bei größeren Gefällen (großen Durchflußgeschwindigkeiten) größer und zwar $= \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2} s_1$, bei kleineren Gefällen dagegen kleiner und zwar $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3} s_1$ betragen.

Bei mittleren Verhältnissen darf derselbe zu $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{3{,}5} s_1$ angenommen werden.

Kontrolle der Konstruktion.

Um sich nun schließlich über die allgemeine Richtigkeit der Konstruktion noch ein Urteil zu verschaffen, hat man zu prüfen, ob sämmtliche Bedingungen des vorteilhaftesten Effektes erfüllt seien oder nicht.

Es muß das Wasser stoßfrei ins Laufrad eintreten, was bei der angegebenen Umfangsgeschwindigkeit v wirklich der Fall ist.

Es muß ferner das Wasser die Kanäle in nicht zu plötzlichen Krümmungen durchfließen und an keiner Stelle die Kanäle ganz aus-

füllen. Auch dieser Bedingung ist bei den im Werke angegebenen Schaufelformen Genüge geleistet. Es muß ferner das Wasser mit einer möglichst kleinen absoluten Geschwindigkeit w das Laufrad verlassen, was bei einem gegebenen Winkel γ dann der Fall ist, wenn w parallel der Achse (also vertikal) gerichtet ist; das heißt, wenn die nach der Formel $v = c \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$ berechnete Umfangsgeschwindigkeit v gleich ist dem Werte $u_1 \cdot \cos\gamma$. Eine kleine Differenz beider Werte ist übrigens ganz wohl zulässig.

Trägt man die Umfangsgeschwindigkeit $v = c\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$ auf der unteren Radebene Fig. 7 Tafel 18 auf und ebenso u_1 unter dem Winkel γ (natürlich in demselben Maßstabe), so ist w die absolute Richtung und Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt.

Ist nun w vertikal gerichtet (parallel der Achse) oder weicht es von der Vertikalen nicht mehr als 5° ab, so ist die Konstruktion als richtig zu betrachten.

Weicht dagegen die Richtung von w um mehr als 5° von der Vertikalen nach einwärts ab (Fig. 8 Tafel 18), so ist v gegenüber u_1 zu groß und es muß Winkel β etwas größer gewählt werden.

Weicht aber w um mehr als 5° von der Vertikalen nach auswärts (Fig. 9 Tafel 18) ab, so ist v gegenüber u_1 zu klein und es muß Winkel β etwas kleiner gewählt werden.

Durch einiges Probieren wird man sehr bald den richtigen, d. h. denjenigen Wert von β ausfindig machen, bei welchem w vertikale Richtung erhält. Eine so konstruierte Turbine erfüllt vollkommen alle Bedingungen eines guten Effektes.

Wie groß bei den angegebenen Regeln der Austrittsverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ausfällt, darüber werden die weiter unten folgenden Beispiele einläßlichen Aufschluß gewähren.

§ 70.

Billigere Turbinen für größere Wassermengen und kleinere Gefälle.

Die bisher gegebenen Regeln für die Konstruktion der Girard-Turbinen mit vertikaler Achse gelten für normale Verhältnisse, wo es sich um sorgfältige Ausnützung der Wasserkraft handelt. Man erhält dabei für größere Werte von Q bei kleinem H ziemlich bedeutende Dimensionen.

Wenn es sich dagegen bei solchen Verhältnissen weniger um eine sorgfältige Ausnützung der Wasserkraft, als vielmehr um einen möglichst

kleinen und billigen Motor handelt, so kann man wesentlich von den angegebenen Werten von D, α und β abweichen. Es kommen solche Fälle häufig vor, daß Wasser genug vorhanden ist, auf einen möglichst großen Wirkungsgrad also nicht gesehen zu werden braucht.

Wenn es sich ferner um die Ausnützung ganz bedeutender Wassermassen durch einen einzigen Motor handelt, so würde man nach den obigen Regeln zu große Dimensionen erhalten.

In solchen Fällen muß Winkel β kleiner, dagegen α, γ und v größer gewählt werden.

Man kann dabei, indem man das Grundverhältnis $2\alpha + \beta = 180^0$ als Gerippe der Konstruktion ungefähr beibehält, ziemlich weit gehen, und zwar so weit, bis man zu der sogenannten Konstruktion nach dem gleichseitigen Dreieck gelangt, bei welcher die Ausflußgeschwindigkeit c aus dem Leitrade, die Umfangsgeschwindigkeit v und die relative Eintrittsgeschwindigkeit u gleich groß sind und zusammen ein gleichseitiges Dreieck bilden. (Fig. 10 Tafel 18.)

Es ist in diesem äußersten Grenzfalle $\alpha = \beta = 60^0$.

Da v in diesem Falle nahe gleich $\sqrt{2\,g\,H_0}$ ist, so nennt man einen so konstruierten Motor auch Turbine des gleichseitigen Dreieckes.

Der Durchmesser wird bei den großen Werten von α und β, mithin großen Werten von s und s_1 im Verhältnis zu Δ klein (man sehe die so konstruierte Turbine (Tafel 17 Fig. 3 und Tafel 28 Fig. $1 \div 5$), und man erhält für die größten Q, wenn auch sehr bedeutende, doch immerhin ausführbare Dimensionen. Es fallen dabei infolge der größeren Umfangsgeschwindigkeit außer der Turbinenwelle auch die Transmissionen für eine gleich große zu übertragende Kraft leichter aus.

Die vorliegende Konstruktionsmethode wird in der Regel nur bei großen Wassermengen und kleinen Gefällen angewendet.

Da bei diesen letzteren die Radhöhe h_1 einen bedeutenden Teil des Gefälles ausmacht, so wird die relative Geschwindigkeit u, welche schon beim Eintritt sehr groß, und zwar nahe $= \sqrt{2\,g\,H_0}$ ist, im Laufrade durch den Fall durch die Höhe h_1 noch vermehrt, so daß die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 noch größer wird, als $\sqrt{2\,g\,H_0}$, so daß man ungeachtet des großen Wertes von γ einen guten (achsial gerichteten) Austritt des Wassers erzielen kann.

Zwischen diesen äußersten Grenzverhältnissen $\alpha = \beta = 60^0$ und den Angaben des § 67 kann man alle möglichen Werte von α wählen, je nachdem die angedeuteten Umstände es erfordern.

Vorschriften hierüber sind nicht gut zu machen, mit einigem Gefühle

und Nachdenken wird man bald das Richtige herausfinden und verweist der Verfasser auf die unten folgenden Beispiele über die Berechnung der Girard-Turbinen, wo auch Näheres über die Nutzleistung derart konstruierter Motoren zu finden ist.

Im allgemeinen kann man annehmen, daß eine nach dem gleichseitigen Dreieck konstruierte Girard-Turbine 8 bis 10 Prozent weniger leistet, als eine nach den Regeln des § 67 konstruierten Turbine.

Je kleiner der Winkel β und je größer α wird und je mehr infolgedessen sich u und w vermehren, um so mehr nimmt die Nutzleistung einer solchen Turbine ab.

§ 71.

Beispiele über die vollständige Berechnung der Girard-Turbinen.

1. Beispiel: Für ein konstantes Gefälle von 1,95 m und eine konstante Wassermenge von 2160 Liter per Sekunde ist eine Girard-Turbine zu konstruieren. Es soll hinsichtlich der zu wählenden Dimensionen nicht auf Billigkeit gesehen werden.

Wir nehmen vorläufig schätzungsweise:

$$h_1 + H_f + H_{sp} = 0{,}25 \text{ m},$$

also ist $H_o = H - (h_1 + H_f + H_{sp}) = 1{,}95 - 0{,}25 = 1{,}7$ m

und $$\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}77 \text{ m},$$

ferner ist $$c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_o} = 0{,}54 \text{ m}$$

und $$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_o}} = \frac{2{,}16}{0{,}85\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}700}} = 0{,}4408 \text{ qm}.$$

Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte ist somit kleiner als 0,7 qm und es ist daher die Turbine nach den gegebenen Regeln für mittlere Gefälle und Wassermengen zu berechnen.

Es wird der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3\sqrt{\Delta} \text{ bis } 3{,}5\sqrt{\Delta} = 1{,}98 \text{ m bis } 2{,}31 \text{ m},$$

wofür wir $$D = 2{,}2 \text{ m nehmen.}$$

Die Schaufelteilung wird

$$t = 0{,}05\,D \text{ bis } 0{,}055\,D = 0{,}11 \text{ m bis } 0{,}122 \text{ m},$$

für $t = 0{,}115$ folgt

$$i = \frac{D\,\pi}{t} = \frac{2{,}2 \cdot 3{,}14}{0{,}115} = \sim 60.$$

Die wirkliche Schaufelteilung ergiebt sich somit zu

$$t = \frac{2{,}2 \cdot 3{,}14}{60} = 0{,}1152 \text{ m}.$$

Für $\alpha = 22^0$ und $\sigma = 6$ mm (für das Leitrad) wird

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 115 \cdot \sin 22^0 - 6 = 37{,}3 \text{ mm},$$

$$b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i} = \frac{0{,}44}{0{,}373 \cdot 60} = \sim 0{,}19 \text{ m},$$

es ist daher $$\frac{b_1}{D} = \frac{1}{11{,}6},$$

also zulässig $\beta = 180^0 - 2\,\alpha = 136^0$,

ferner wählen wir

$\gamma = 20^0$ und i_1 (Laufrad) $= i$ (Leitrad),

dann ist $s_1 = t \cdot \sin\gamma - \sigma_1$ (für das Laufrad),

für $\sigma_1 = 8$ mm folgt

$$s_1 = 115 \cdot \sin 20^0 - 8 = 31{,}4 \text{ mm}.$$

Die Höhe des Laufrades ist $h_1 = 0{,}09\,D = \sim 200$ mm und

„ „ „ Leitrades „ $h = \frac{3}{4}\,h_1 = \frac{3}{4} \cdot 200 = 150$ mm.

Die Schaufelform beider Räder ist ähnlich derjenigen Fig. 5 Tafel 17 zu wählen.

Die obere lichte Breite der Radkanäle hängt nun davon ab, ob man den Radkanälen die nötige Luft durch Seitenöffnung oder von oben zuführen will (Fig. 2 u. 3 Tafel 24).

Im ersteren Falle wird $b_2 = b_1 + 15$ mm $= 190 + 15 = 205$ mm.

Im zweiten Falle dagegen wird $b_2 = 1{,}3\,b_1$ bis $1{,}5\,b_1 = 247$ bis 285 mm.

Wir nehmen $b_2 = 270$ mm.

Ferner können wir $b_3 = 2{,}5\,b_1$ bis $3\,b_1$ annehmen und nun untersuchen, ob der Austrittsquerschnitt des Laufrades auch eine der Geschwindigkeit u_1 entsprechende Größe hat, außerdem soll auf freie Abweichung Rücksicht genommen werden. Oder man kann auch das Verhältnis zwischen β_1 und der Wasserstrahlstärke beim Austritt aus dem Laufrad annehmen, z. B. $C = \frac{3}{2}$.

Zuerst berechnen wir u_1; dasselbe wird, so lange $\beta = 180^0 - 2\,\alpha$ (genau) ist:

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{\left(c\frac{\sin\alpha}{\sin 2\,\alpha}\right)^2 + 2\,g\,h_1}$$

$$= 0{,}96\sqrt{\left(0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0} \cdot \frac{\sin 22^0}{\sin 44^0}\right)^2 + 2\,g \cdot 0{,}2}$$

oder $$u_1 = 0{,}96\sqrt{\left(5{,}544\frac{0{,}3746}{0{,}6947}\right)^2 + 19{,}6 \cdot 0{,}2} = 3{,}58 \text{ mm}.$$

Die Summe der Querschnitte sämtlicher Wasserstrahlen beim Austritt aus dem Laufrade ist gleich

$$\frac{Q}{u_1} = \frac{2{,}16}{3{,}58} = 0{,}6 \text{ qm.}$$

So groß müßte also Δ_1 sein, wenn keine freie Abweichung stattfinden sollte (wie bei den Grenzturbinen).

Für $C = \frac{3}{2}$ wird

$$\Delta_1 = C \cdot \frac{Q}{u_1} = \tfrac{3}{2} \cdot 0{,}6 = 0{,}9 \text{ qm,}$$

also
$$b_3 = \frac{\Delta_1}{s_1 \cdot i} = \frac{0{,}9}{0{,}0314 \cdot 60} = 0{,}477 \text{ m,}$$

$$b_3 = \sim 480 \text{ mm.}$$

Es ist also $b_3 = 2{,}526\, b_1$, also statthaft.

Der Winkel β ist nach vorläufiger Annahme $180^0 - 2 \cdot 22^0 = 136^0$.

Nun ist für den stoßfreien Eintritt die Umfangsgeschwindigkeit (Fig. 4 Tafel 25)

$$v = c \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = 0{,}96 \cdot 5{,}77 \cdot \frac{\sin 22^0}{\sin 136^0} = 5{,}54 \cdot \frac{0{,}37}{0{,}69} = 2{,}99 \text{ m.}$$

Wenn nun die Konstruktion der Turbine vollkommen richtig sein soll, so muß die absolute Ausflußgeschwindigkeit w (Fig. 4 Tafel 25) vertikal zur unteren Radebene gerichtet sein.

Wählen wir irgend einen Geschwindigkeitsmaßstab und zeichnen wir das Geschwindigkeitsdreieck für den Austritt aus v, u_1 und w auf, so sehen wir, daß w um circa 17^0 von der Vertikalen abweicht. Es ist also (für das bisher angenommene $\beta = 136^0$) v zu klein. Würde jedoch w vertikal sein, so müßte $v = u_1 \cdot \cos \gamma$ sein, wodurch aber wieder u, also auch u_1 kleiner wird. Für die Geschwindigkeit $v = u_1 \cdot \cos \gamma$ ergiebt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck für den Eintritt ein Winkel $\beta = 130^0$.

Wir wählen daher für die weitere Rechnung einen Mittelwert zwischen 130^0 und 136^0, also versuchsweise $\beta = 133^0$, dann wird

$$u = c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 0{,}96 \sqrt{2\, g\, H_0} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 0{,}96 \sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}7} \frac{\sin 22^0}{\sin 133^0} =$$

$$= 5{,}54 \cdot \frac{0{,}375}{0{,}73} = 2{,}846 \text{ m,}$$

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2\, g\, h_1} = 3{,}32 \text{ m.}$$

Für stoßfreien Eintritt wird

$$v = c \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = 5{,}54 \frac{\sin 155^0}{\sin 133^0} = 3{,}21 \text{ m}$$

und für den senkrechten Austritt müßte sein

$$v = u_1 \cdot \cos \gamma = 3{,}32 \cdot \cos 20^0 = 3{,}12 \text{ m.}$$

Diese beiden Werte von v stimmen genügend überein. Als vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit können wir

$$v = \frac{3{,}21 + 3{,}12}{2} = 3{,}165 \text{ m wählen.}$$

Dann wird, wie wir graphisch leicht finden, w einen Winkel von circa 2° mit der Vertikalen einschließen.

Ferner ist

$$w = u_1 \cdot \sin\gamma = 3{,}32 \cdot 0{,}342 = 1{,}135 \text{ m.}$$

2. Beispiel: Für ein konstantes Gefälle und eine veränderliche Wassermenge ist eine Girard-Turbine zu konstruieren und zwar ist

$$H = 11 \text{ m und } Q = 600 \text{ bis } 1475 \text{ Liter per Sekunde.}$$

Wir nehmen vorläufig zur Bestimmung des Druckgefälles H_0 die Höhe des Laufrades zu 150 und das Freihängen zu 100 mm an. Es ist somit das Druckgefälle bei Vernachlässigung der Spaltenhöhe

$$H_0 = H - (150 + 100) = 10{,}75 \text{ m.}$$

Es ist $\sqrt{2\,g\,H_0} = \sqrt{19{,}6 \cdot 10{,}75} = 14{,}55$ m.

Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen ist

$$c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0} = 13{,}96 \text{ m.}$$

Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_0}} = \frac{1{,}475}{13{,}96} = 0{,}1197 \text{ qm.}$$

Da mithin Δ kleiner ist als 0,15 qm, so ist der Motor nach III § 67 zu berechnen.

Der mittlere Durchmesser D der Turbine soll wegen dem kleinen vorhandenen Turbinenlokale nicht größer als nötig angenommen werden und man wähle daher

$$D = 3{,}5\sqrt{\Delta} = 3{,}5\sqrt{0{,}1197} = 1{,}215 \text{ m abgerundet auf } 1250 \text{ mm.}$$

Winkel α und β. Da für den Durchmesser der kleinere Wert des § 67 angenommen wurde, darf α nicht zu klein gehalten werden.

Wir wählen $\alpha = 16°$.

Für $\beta = 180° - 2\,\alpha$ würde $\beta = 180° - 32° = 148°$; wir wählen den Wert um 1° größer, also $\beta = 149°$.

Schaufelteilung. Das von der Turbine zu benützende Wasser führt viele Unreinigkeiten, Äste und Laub mit sich und es ist daher der Besteller nicht für sehr eng gestellte Schaufeln eingenommen.

Wir wählen daher t größer als gewöhnlich und zwar $t = 0{,}08\,D = 0{,}08 \cdot 1250 = 100$ mm.

Die Schaufelzahl ist $i = \frac{D \cdot \pi}{t} = \frac{3927}{100} = 39{,}27$,

wofür man $i = 40$ wählt.

Die endgültige Schaufelteilung wird somit

$$t = \frac{3927}{40} = 98{,}2 \text{ mm}.$$

Dicke der Leitschaufeln. Das Leitrad soll eisenblechene Schaufeln von 5 mm Dicke erhalten.

Normale Weite s der Leitkanäle. Dieselbe wird $s = t \cdot \sin \alpha - \sigma = 98{,}2 \cdot 0{,}2756 - 5 = 22{,}5$ mm.

Die lichte Breite der Leitkanäle an der Austrittstelle wird

$$b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i} = \frac{0{,}1197}{0{,}0225 \cdot 40} = 0{,}133 \text{ m}.$$

Die Höhe des Leitrades $h = \frac{2}{3} h_1 = \frac{2}{3} \cdot 150 = 100$ mm.

Da indessen hier das Leitrad mit vertikalen Regulierschiebern nach Tafel 17 Fig. 4 und 5 versehen werden soll, welche in ihrer obersten Stellung noch eine gute Führung erhalten sollen, so verlängern wir hier die Leitschaufeln nach oben um ein geradliniges Stück von 25 mm und es wird somit die Höhe des Leitrades (der Leitkanäle)

$$h = 125 \text{ mm}.$$

Winkel γ der Radschaufeln mit der unteren Radebene.

Im vorliegenden Falle sollen die Radkanäle an der Austrittstelle des unreinen Wassers wegen auf ausdrücklichen Wunsch des Bestellers nicht enger, sondern etwas weiter sein als die Leitkanäle, damit eine Verstopfung des Laufrades weniger eintreten könne.

Wir wählen deshalb γ etwas größer als gewöhnlich und zwar $\gamma = 20^0$.

Die Dicke der gußeisernen Schaufeln des Laufrades am Austritt ist 8 mm und nun ergiebt sich die normale Weite s_1 der Radkanäle an der Austrittstelle zu

$$s_1 = t \sin \gamma - \sigma_1 = 98{,}2 \cdot 0{,}342 - 8 = 25{,}5 \text{ mm}.$$

Vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v. Es ist

$$v = c \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = 13{,}96 \cdot \frac{0{,}2588}{0{,}515} = 7{,}015 \text{ m} = 0{,}482 \sqrt{2 g H_0}.$$

Die vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 7{,}015}{3927} = 107 \text{ Umdrehungen in einer Minute}.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad ist

$$u = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 13{,}96 \frac{0{,}2756}{0{,}515} = 7{,}47 \text{ m}.$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade. Bei so großen Gefällen kann die Beschleunigung des Wassers vermöge des Falles durch die Radhöhe hinunter vernachlässigt werden und es ist daher in solchen Fällen $u_1 = 0{,}96\,u$,

also auch für unsere Turbine.

$$u_1 = 0{,}96 \cdot 7{,}47 \text{ m} = 7{,}17 \text{ m}.$$

Die Ventilation des Laufrades soll nicht durch im Kranze angebrachte Seitenöffnungen, sondern von oben nach Fig. 3 Tafel 24 bewerkstelligt werden, was auch in mancher Hinsicht besser ist.

Die obere lichte Breite der Laufradkanäle wird daher

$$b_2 = 1{,}5\, b_1 = 1{,}5 \cdot 133 = 199{,}5 \text{ oder rund } 200 \text{ mm}.$$

Die untere lichte Breite der Laufradkanäle nehmen wir an zu

$$b_3 = 3\, b_1 = 3 \cdot 133 = 399 \text{ oder rund } 400 \text{ mm}.$$

Die Dicke der Wasserstrahlen an der Austrittstelle des Laufrades ergiebt sich nun zu

$$\frac{Q}{u_1 \, i \, b_3} = \frac{1{,}475}{7{,}17 \cdot 40 \cdot 0{,}4} = 0{,}0128 \text{ m}.$$

Das Wasser füllt daher die Kanäle an dieser Stelle nur zur Hälfte aus.

Um nun zu sehen, inwiefern der Austritt des Wassers günstig ist, berechne man die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit an der unteren Radebene.

Dieselbe wäre gleich:

$$v = u_1 \cos\gamma = 7{,}17 \cdot 0{,}939 = 6{,}732 \text{ m} = 0{,}463 \sqrt{2\,g\,H_o},$$

was mit dem Werte 7,015 am oberen Radumfange genau genug übereinstimmt.

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w aus dem Laufrade ergiebt sich zu

$$w = u_1 \cdot \sin\gamma = 7{,}17 \cdot 0{,}342 = 2{,}452 \text{ m}.$$

Dies ist

$$\frac{w}{\sqrt{2\,g\,H_o}} = \frac{2{,}452}{14{,}55} = \frac{1}{5{,}9} \text{ oder rund} = \frac{1}{6}\sqrt{2\,g\,H_o},$$

und es ist somit der Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w gleich $\frac{1}{6^2} = \frac{1}{36}$ oder circa 3 Prozent der absoluten Wasserkraft.

Infolge der seitlichen Ausweichung des Radquerschnittes tritt ein großer Teil der Wasserstrahlen in schiefer Richtung aus dem Laufrade aus; daher die absolute Geschwindigkeit w etwas größer wird, so daß der wirkliche Austrittsverlust auf 4,5 bis 5 Prozent beziffert werden kann.

Die Nutzleistung der vorliegenden Turbine wird bei voller Beaufschlagung circa 75 bis 78 Prozent und bei halber Beaufschlagung ebensoviel betragen.

Dabei wird nochmals hervorgehoben, daß im vorliegenden Werke unter dem Gefälle das wirkliche reelle Gefälle, d. h. die Niveaudifferenz beider Wasserspiegel, unmittelbar am Motor gemessen, zu verstehen ist.

3. Beispiel. Für ein veränderliches Gefälle und eine veränderliche Wassermenge ist eine Girard-Turbine zu konstruieren (siehe Fig. 8 Tafel 25).

Im Sommer bei Hochwasserstand (welcher 4 bis 5 Monate dauert) ist die Wassermenge 1500 bis 1800 Liter und ausnahmsweise noch mehr; dabei ist das Gefälle 1180 mm. Im Winter bei Niederwasserstand ist das gewöhnliche Kleinwasser 500 Liter per Sekunde und das Gefälle 1480 mm.

In beiden Fällen liegt der Oberwasserspiegel auf derselben Höhe, d. h. er ist konstant.

Die Veränderlichkeit des Gefälles wird durch das veränderliche Niveau des Unterwasserspiegels hervorgerufen.

Die Turbine soll auf ein maximales Wasserquantum von 1500 Litern konstruiert werden, wobei das totale Gefälle von 1180 mm durch einen Kanal um 30 mm und durch einen Rechen um 50 mm, zusammen also um 80 mm vermindert und somit auf $H = 1{,}1$ m reduziert wird.

Bei Niederwasserstand ist aus demselben Grunde das nützliche Gefälle $1{,}48 \text{ m} - 0{,}08 \text{ m} = 1{,}4$ m.

Die Wasserkraft muß besonders im Winter bei Niederwasserstand sehr sorgfältig ausgenützt werden, doch soll die Turbine so wenig als möglich kosten und in der Größe so beschaffen sein, daß sie in einem 3 m breiten Wasserkasten gut angebracht werden kann.

Die Turbine soll für eine möglichst große Tourenzahl konstruiert werden.

Die Turbine soll also billig sein, bei Niederwasser möglichst vorteilhaft arbeiten und sich schnell drehen.

Billiger Preis und große Geschwindigkeit, sowie der Umstand, daß die Turbine bei kleinem Gefälle (bei Hochwasser) eingetaucht arbeiten muß und daß diese Eintauchung auch bei mittlerem Wasserstande stattfindet, weisen darauf hin, den Motor nach § 70 zu konstruieren; behufs sorgfältiger Ausnutzung des Wassers bei Klein- und Mittelwasser aber mit der Vergrößerung von α und v nicht zu weit zu gehen.

Die Größe der Turbine wird bedingt durch ein kleinstes $H = 1{,}1$ m und ein größtes zu benützendes Q von 1500 Litern.

Es ist $\sqrt{2\,g\,H} = \sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}1} = 4{,}645$ m.

Wir haben H statt H_0 genommen, weil die Turbine vollkommen in das Unterwasser eintaucht.

Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{1{,}5}{0{,}85 \cdot 4{,}645} = \frac{1{,}5}{3{,}944} = 0{,}3803 \text{ qm.}$$

Als mittleren Durchmesser wählen wir

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{0{,}3803} = 1{,}542 \text{ m};$$

wofür wir rund 1,5 m nehmen.

Winkel α und β. Wir wählen $\alpha = 30^0$ und $\beta = 180^0 - 2\,\alpha = 120^0$ und wollen nun zusehen, was die Turbine bei diesen Verhältnissen leisten wird.

Die Schaufelteilung sei $t = 95$ mm

und somit die Schaufelzahl

$$i = \frac{1500 \cdot 3{,}14}{95} = \sim 50 \text{ mm.}$$

Es ist daher die genaue Schaufelteilung

$$t = 94{,}24 \text{ mm.}$$

Die Schaufeln des Leitrades sollen aus Eisenblech von 5 mm Stärke angefertigt werden.

Die Höhe des Laufrades nehmen wir ziemlich groß und zwar zu 200 mm an.

Die normale Weite s der Leitkanäle ergiebt sich zu

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 94{,}24 \cdot 0{,}5 - 5 = 42{,}12 = \sim 42 \text{ mm.}$$

Die lichte Breite b_1 der Leitkanäle an der Austrittstelle wird

$$b_1 = \frac{\Delta}{s \cdot i} = \frac{0{,}38}{0{,}042 \cdot 50} = 0{,}181 \text{ m.}$$

c, u und u_1. Da die Turbine ganz ins Unterwasser eintaucht, nehmen wir den Widerstand gegen den Austritt aus den Leitkanälen etwas größer an und zwar nehmen wir für

$$c = 0{,}95\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}95 \cdot 4{,}645 = 4{,}41 \text{ m.}$$

Es wird nun die relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$u = c\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = 4{,}41\,\frac{0{,}5}{0{,}866} = 2{,}546 \text{ m.}$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird (da kein Fallen durch die Radhöhe stattfindet)

$$u_1 = 0{,}96\,u = 0{,}96 \cdot 2{,}546 = 2{,}444 \text{ m.}$$

Die Breiten b_2 und b_3 der Radkanäle am Ein- und Austritt müssen in Berücksichtigung des Umstandes, daß die Turbine im Wasser watet

und auch bei Mittelwasser noch teilweise eingetaucht arbeitet, so gewählt werden, daß der Wasserstrahl begrenzt ist, wobei keine Ventilation stattfinden kann.

Es wird daher

$b_2 = b_1 + 10 \text{ mm} = 181 + 10 = 191 \text{ mm}$ oder rund 190 mm.

Wir wählen keine zu große Ausweitung, indem wir nehmen

$b_3 = 2{,}2\, b_1 = 2{,}2 \cdot 181 = 398$ oder rund 400 mm.

Die normale Weite s_1 der Radkanäle wird nun

$$s_1 = \frac{Q}{u_1 \cdot i \cdot b_3} = \frac{1{,}500}{2{,}444 \cdot 50 \cdot 0{,}4} = 0{,}0307 \text{ m}$$ oder rund 31 mm.

Die Schaufeln des Laufrades (aus Gußeisen) erhalten unten eine Dicke von 8 mm.

Winkel γ an der unteren Radebene wird

$$s\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t} = \frac{31 + 8}{94{,}24} = 0{,}413,$$

welchem Werte ein Winkel $\gamma = 24^0\, 30'$ entspricht.

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w wird ganz oder doch nahe

$w = u_1 \cdot \sin\gamma = 2{,}444 \cdot 0{,}414 = 1{,}012 \text{ m} = 0{,}217 \sqrt{2\,g\,H}.$

Der Effektverlust durch w ist somit ohne Rücksicht auf die seitlich schiefe Richtung der äußeren Strahlen

$= 0{,}217^2 = 0{,}047$ oder 4,7 Prozent des absoluten Effektes.

Durch die schiefe Richtung der äußeren Wasserstrahlen beim Austritt aus den nach unten ausgeweiteten Radkanälen erhöht sich dieser Verlust auf circa 6 Prozent des absoluten Effektes. (Man sehe hierüber § 72.)

Dieser Austrittsverlust ist nicht sehr groß und es können bei übrigens guten Verhältnissen ohne Eintauchung immerhin 73 bis 75 Prozent und dagegen bei eingetauchter Turbine circa 67 bis 70 Prozent des theoretischen Effektes erreicht werden.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v am oberen Radumfang ist für 1,1 m Gefälle

$$v = c\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} = 4{,}41\,\frac{0{,}5}{0{,}866} = 2{,}546 \text{ m}$$ oder $v = 0{,}548 \sqrt{2\,g\,H}.$

Für die untere Radebene dagegen wäre die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$v = u_1 \cdot \cos\gamma = 2{,}444 \cdot 0{,}909 = 2{,}221 \text{ m}$ oder $v = 0{,}48 \sqrt{2\,g\,H}.$

Die letztere Umfangsgeschwindigkeit wäre somit gegenüber der oben erhaltenen von $0{,}548 \sqrt{2\,g\,H}$ zu klein und es müßte die Turbine geändert werden, wenn das Gefälle jederzeit nur 1,1 m betragen würde.

Wir haben dagegen hier, bevor wir eine Änderung der gefundenen Verhältnisse vornehmen, erst nachzusehen, wie die Sache sich bei dem größeren Gefälle verhält.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v bei dem größeren Gefälle von 1,4 m ergiebt sich wie folgt:

Es ist hier, da die untere Leitradebene 250 mm über dem Unterwasserspiegel liegt, das Druckgefälle

$$H_0 = 1{,}15 \text{ m} \quad \text{und} \quad \sqrt{2\,g\,H} = 4{,}75 \text{ m}.$$

Die Ausflußgeschwindigkeit ist $c = 0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ (weil keine Tauchung stattfindet) oder $c = 4{,}56$ m; ferner

$$u = c\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = 4{,}56\,\frac{0{,}5}{0{,}866} = 2{,}632 \text{ m}.$$

Hieraus ergiebt sich nun

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{u^2 + 2\,g\,h_1} = 0{,}96\sqrt{2{,}632^2 + 19{,}6 \cdot 0{,}2} = 3{,}16 \text{ m}.$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit an der oberen Radebene wird nun:

$$v = c\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = 4{,}56\,\frac{0{,}5}{0{,}866} = 2{,}632 \text{ m}.$$

und dagegen die vorteilhafteste Geschwindigkeit v an der unteren Radebene

$$v = u_1 \cdot \cos\gamma = 3{,}16 \cdot 0{,}909 = 2{,}8724 \text{ m}.$$

Die vorteilhafteste mittlere Umfangsgeschwindigkeit ergiebt sich nun durch Vergleichung der obigen Resultate.

Vorerst ersieht man, daß bei den unserer Berechnung zu Grunde gelegten Daten für das kleinere Gefälle der vorteilhafteste Wert von v an der unteren Radebene kleiner ist als derjenige an der oberen Radebene.

Umgekehrt ist bei dem größeren Gefälle das vorteilhafteste v an der unteren Radebene größer als dasjenige an der oberen Radebene.

Es ergiebt sich daraus, daß beide Werte von v (an der oberen und unteren Radebene) bei einem mittleren Wert des Gefälles ziemlich gut miteinander stimmen dürften, wovon wir uns indessen noch näher überzeugen wollen.

Es ist bei dem mittleren Gefälle von 1,25 m (wobei bereits Tauchung stattfindet) das Druckgefälle wie oben = 1,15 und daher auch $c = 4{,}56$ m und $u = 2{,}632$ m.

Da nun der Unterwasserspiegel bei dem vorliegenden Gefälle bis auf 100 mm unter die untere Leitradebene hinaufreicht, so fällt das Wasser im Laufrade noch durch eine Höhe von 100 mm herunter und es wird daher u_1 größer als u und zwar ist

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{2{,}632^2 + 19{,}6 \cdot 0{,}1} = 2{,}98 \text{ m}.$$

Es ergiebt sich nun die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für den oberen Radumfang zu

$$v = c\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = 4{,}56 \cdot \frac{0{,}5}{8{,}66} = 2{,}632 \text{ m},$$

dagegen wird das vorteilhafteste v für den unteren Radumfang

$$v = u_1 \cdot \cos\gamma = 2{,}98 \cdot 0{,}909 = 2{,}7 \text{ m},$$

demnach sehr nahezu gleich groß wie v am oberen Umfange.

Giebt man daher der Turbine die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{2{,}872 \cdot 2{,}221}{2} = 2{,}546 \text{ m}$$

(Mittel zwischen der größten und kleinsten gefundenen vorteilhaftesten Geschwindigkeit), so ist damit allen Anforderungen entsprochen, welche bezüglich der richtigen Wahl von v an eine Turbine gestellt werden können.

§ 72.

Über den Einfluß der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes der Girard-Turbinen.

Durch die seitliche Erweiterung (Verbreitung) des Radquerschnittes nach unten wird auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w etwas größer, weil die Richtung dieser Geschwindigkeit nicht mehr vertikal (parallel der Achse) gerichtet ist.

Es glauben daher viele, daß der Nutzen dieser seitlichen Ausweitung ein nur illusorischer sei, indem durch den schiefen Austritt wieder verloren gehe, was man durch die Verkleinerung des Austrittswinkels γ gewonnen habe.

Ohne uns hier über lange Erörterungen einzulassen, wollen wir im Vorstehenden den durch die seitliche Ausweitung verursachten Effektgewinn aufsuchen und die Ziffern hierüber sprechen lassen.

Unsere Aufgabe zerfällt in drei Teile: 1) haben wir nachzusehen, wieviel der Austrittswinkel γ bei Anwendung der seitlichen Ausweitung kleiner gehalten werden könne als ohne Anwendung dieser Ausweitung; 2) ist der Effektgewinn zu bestimmen, welcher aus dem kleineren Winkel γ resultiert; 3) ist der Effektverlust zu berechnen, welcher durch die seitliche Ausweitung direkt entsteht und von dem oben unter 2) erhaltenen Effektgewinn abzuziehen, wonach man über den Einfluß der seitlichen Ausweitung im Klaren ist.

Wir wollen die Rechnung gleich an der zuletzt behandelten Turbine

des vorigen Paragraphen durchführen, welcher Motor eine mäßige (2,2fache) seitliche Ausweitung des Laufradquerschnittes aufweist.

Die erwähnte Turbine für $H = 1{,}1$ m bis 1,4 m und $Q = 1500$ Liter max. hat folgende Dimensionen der Leit- und Radkanäle:

$$\alpha = 30^0,\ \gamma = 24^0\,30',\ b_1 = 181 \text{ m},\ b_2 = 187 \text{ mm},\ b_3 = 400 \text{ mm},$$
$$h_1 = 200 \text{ mm}.$$

Ohne die seitliche Ausweitung würde sein $b_3 = b_2 = 187$ mm und es würde (da u_1 bei kleinem Gefälle etwas kleiner ist als u, wogegen b_2 etwas größer ist als b_1, was sich hinsichtlich der nötigen s_1 aufhebt) sich ergeben:

$$s_1 = s \cdot \frac{c}{u_1} = \frac{42 \cdot 441}{2{,}444} = 75 \text{ mm}.$$

Da nun $s_1 + \sigma_1 = t \cdot \sin\gamma$ und $\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t}$; so wird

$$\sin\gamma = \frac{75 + 8}{94{,}24} = 0{,}88 \text{ und es ist dann } \gamma = 62^0.$$

Daraus ergiebt sich nun der Wert, welchen w ohne Anwendung der seitlichen Ausweitung erhalten mußte, zu

$$w = u_1 \sin\gamma = 2{,}444 \sin 62^0 = 2{,}444 \cdot 0{,}88 = 2{,}15 \text{ m}$$

oder

$$w = \frac{2{,}15}{4{,}645} = 0{,}463\sqrt{2\,g\,H}.$$

Der Effektverlust durch die absolute Geschwindigkeit w wäre somit $= 0{,}463^2 = 0{,}214$ oder volle 21,4 Prozent des absoluten Effektes.

Dagegen wurde bei Anwendung der seitlichen Ausweitung dieser Verlust (vermöge des kleinen Wertes von γ) zu 4,7 Prozent gefunden.

Es ergiebt somit die Ausweitung einen Effektgewinn durch ein kleineres w von $21{,}4 - 4{,}7 = 16{,}7$ Prozent des absoluten Effektes.

Nun haben wir noch den Effektverlust hiervon abzurechnen, welcher dadurch entsteht, daß bei Anwendung der seitlichen Ausweitung die Wasserstrahlen das Laufrad nicht alle in achsialer Richtung nach der Linie a b Fig. 9 Tafel 25, sondern auch teilweise in schiefer Richtung c d, e f u. s. w. verlassen.

Es ist daher der mittlere Wert von w nicht dem mittleren Wasserfaden a b entsprechend, sondern größer.

Um diese Vermehrung von w zu bestimmen, teilen wir die obere und untere Radbreite in eine gleiche Anzahl gleicher Teile ein und ziehen c d, e f u. s. w.

Messen wir nun die Längen der verschiedenen Linien a b, c d u. s. w. (in der Figur sind diese Längen in mm eingeschrieben), so drücken diese

Zahlen den relativen Wert von w an den verschiedenen Stellen des Querschnittes aus und es entspricht jedem von 2 Linien begrenzten Felde ein Wert von w, welcher gleich ist dem arithmetischen Mittel der den Begrenzungslinien entsprechenden Ziffern. Dieser Wert ist in Fig. 9 in jedem Felde eingeschrieben.

Addiert man die Ziffern sämtlicher Felder

$$38,\ 36\tfrac{1}{4},\ 34\tfrac{3}{4},\ 33\tfrac{3}{4},\ 33\tfrac{1}{4},$$

so erhält man die Ziffer 176 und dividiert man diese durch die Anzahl 5 der Felder, so ergiebt sich als wirklicher mittlerer Wert von w für den ganzen Querschnitt

$$w = \frac{176}{5} = 35{,}2.$$

Da der Wert von w für den mittleren Wasserfaden $a\,b = 33$ ist, so wird vermöge des seitlich schiefen Austrittes durch die Ausweitung der mittlere Wert von w vermehrt um

$$\frac{35{,}2}{33} = 1{,}066$$ oder um 6,6 Prozent des theoretischen Wertes.

Der Verlust durch den Wert von w für den mittleren Wasserfaden war aber nach obiger Rechnung = 4,7 Prozent des absoluten Effektes.

Die seitliche Ausweitung vermehrt diesen Verlust auf $1{,}066^2 \cdot 4{,}7 =$ $= 5{,}38$ Prozent des absoluten Effektes.

Durch den seitlichen schiefen Austritt bei Anwendung der Ausweitung entsteht daher nur ein Effektverlust von $5{,}38 - 4{,}7 = 0{,}68$ Prozent des absoluten Effektes.

Der schließliche Effektgewinn durch die seitliche Ausweitung ist daher gleich $16{,}7 - 0{,}68 =$ volle 16 Prozent des absoluten Effektes.

Man ersieht daraus den ungeheueren Vorteil der großen (zuerst von Girard in so durchgreifender Weise eingeführten) seitlichen Ausweitung des Laufradquerschnittes.

§ 73.

Die Grenze der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes.

Wir wollen diesen Gewinn nun auch für eine sehr starke Ausweitung, z. B. $b_3 = 4\,b_1$ bestimmen, um einen Anhaltspunkt zu haben, wie groß die Ausweitung überhaupt werden darf, ohne Nachteile im Gefolge zu haben, welche die Vorteile wieder aufheben.

Sei Fig. 10 Tafel 25 der Querschnitt des Laufrades und a b, c d, e f die Richtung und Größe der absoluten Geschwindigkeiten des Wasseraustrittes an den verschiedenen Stellen des Querschnittes. Es drücken wieder die mit dem Maßstabe gemessenen Längen der Linien a b, c d ꝛc. in mm die Größe der Geschwindigkeit w aus.

Die sich hieraus ergebenden mittleren Geschwindigkeiten eines zwischen 2 Linien liegenden Feldes sind in Fig. 10 eingeschrieben.

Addiert man diese mittleren Werte von w der einzelnen Felder und dividiert durch die Anzahl der Felder, so erhält man die Zahl 44,6 als mittleren Wert von w für den gesammten Querschnitt.

Der Wert von w für den mittleren Wasserfaden a b ist aber 34,5.

Durch die Ausweitung (und zwar die sehr starke 4fache) wird somit der Wert von w um das $\frac{44{,}6}{34{,}5} = 1{,}29$ fache vermehrt und da der Effektverlust mit dem Quadrat der Geschwindigkeit w zunimmt, wird dieser Effektverlust $1{,}29^2 = 1{,}664$ mal so groß, als er ohne die Ausweitung sein würde.

Nun wird aber eine so starke Ausweitung nur da angewendet, wo es sich darum handelt, sehr kleine Werte der Winkel α und γ zu erhalten.

Bei solchen Werten von α und γ (14^0 bis 16^0) wird aber der Effektverlust durch den auf den mittleren Wasserfaden a b bezogenen Wert von w sehr gering und zwar gleich 3 bis 4 Prozent des absoluten Effektes.

Durch die Ausweitung wird nun dieser Verlust auf das 1,66fache, d. h. auf $4\frac{1}{2}$ bis 5 Prozent des absoluten Effektes erhöht. Dieser Verlust ist indessen noch äußerst gering gegenüber dem Gewinn, welcher durch die Ausweitung vermöge des kleinen Winkels γ erzielt wird.

Bei der 4fachen Ausweitung würde nämlich bei der bereits eben betrachteten Turbine der Winkel $\gamma = 24^0\,30'$ auf 15^0 ($s_1 = 31$ mm auf $s_1 = 17$ mm) reduziert werden können, wobei w nur $\frac{2}{3}$ des oben erhaltenen Wertes und der Effektverlust (auf den mittleren Faden bezogen) nur $(\frac{2}{3})^2 = \frac{4}{9}$ des oben erhaltenen betragen würde.

Dieser Verlust wurde oben 4,7 Prozent des absoluten Effektes gefunden; er würde somit bei 4facher Ausweitung einerseits durch den kleineren Winkel γ vermindert auf $\frac{4}{9} \cdot 4{,}7 = 2{,}1$ Prozent des absoluten Effektes, dagegen aber durch den schieferen Austritt im Querschnitt wieder um das 1,66fache, d. h. auf $2{,}1 \cdot 1{,}66 = 3{,}48$ Prozent erhöht.

Es ist somit bei 4facher Ausweitung des Rades der wirkliche mittlere Verlust durch $w = 3{,}48$ Prozent und bei 2,2facher Ausweitung 5,38 Prozent des absoluten Effektes.

Durch die Vermehrung der Ausweitung von der 2,2fachen auf die 4fache wird somit nur ein Gewinn an Effekt erzielt von
$5{,}38 - 3{,}48 = 1{,}9$ Prozent.

Diese Gewinnzunahme ist also schon sehr klein und wenn man dabei bedenkt, daß durch die so bedeutende (4fache) Ausweitung die Reibungsfläche wesentlich vermehrt wird, so ist diese starke Vermehrung der Ausweitung ohne Nutzen. Dagegen ist, wie bereits oben gefunden, eine 2,2- bis 3fache schließlich auch $3\frac{1}{2}$fache Ausweitung von ganz bedeutendem Vorteil. Eine mehr als $3\frac{1}{2}$fache Ausweitung dagegen darf unter keinen Umständen angewendet werden, denn es nimmt über die 3 bis $3\frac{1}{2}$fache Ausweitung hinaus der Gewinn an Effekt wieder ab, wie man findet, sobald man die Vermehrung der Reibungswiderstände durch vergrößerte Fläche und vermehrtes w berücksichtigt.

Das Maximum an Effektgewinn durch die Ausweitung liegt bei einer $2\frac{1}{2}$- bis 3fachen Ausweitung.

Diese Ausweitung ist somit keineswegs willkürlich zu wählen; sie ist keine Nebensache, sondern ein Hauptkonstruktionselement für die Girard-Turbine, deren gute Wirkung ohne die Ausweitung unmöglich ist.

§ 74.

Über das Verhältnis der Schaufelzahlen im Leit- und Laufrad einer Girard-Turbine.

Es ist Fig. 4 Tafel 17 der Schaufelschnitt von Lauf- und Leitrad einer Girard-Turbine. Die normale Weite der Leitkanäle ist 32,5 mm. Durch den Querschnitt von dieser normalen Weite ist das Wasser bestrebt mit einer Geschwindigkeit von $0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ auszufließen und diese Geschwindigkeit kann nur dadurch vermindert werden, daß das Wasser durch ein Hindernis in seinem freien Ausfluß aufgehalten wird.

Ein solches Hindernis bilden nun (§ 25) die unter den Leitkanälen vorbeigehenden Schaufelkanten des Laufrades.

Die Wirkung dieser Schaufelkanten auf den Austritt des Wassers aus dem Leitrade kann man sich nun in verschiedener Weise vorstellen.

1) Man kann annehmen, daß durch die Schaufelkanten die wirkliche totale Weite $s = 32{,}5$ mm um die nach § 25 berechnete Verengung vermindert werde, wobei das Wasser durch den reduzierten Querschnitt der Leitkanäle mit der vollen Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ ausfließt.

Dies ist die Voraussetzung, auf welche wir bisher unsere Konstruktionsregeln gestützt haben, soweit sie sich auf die Dimensionen der Leitkanäle beziehen.

2) Man kann voraussetzen, daß durch den freien Querschnitt der

Leitkanäle von 32,5 mm normaler Weite das Wasser mit der vollen Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,H_0}$ austrete, sobald die normale Weite der Laufradkanäle am Eintritte groß genug ist, um das aus dem Leitrade fließende Wasser ungehindert durchzulassen.

In diesem Falle müßte die Summe der normalen Eintrittsquerschnitte des Laufrades multipliziert mit der relativen Eintrittsgeschwindigkeit u mindestens gleich sein der Summe der normalen Ausflußquerschnitte Δ des Leitrades multipliziert mit der Ausflußgeschwindigkeit c.

Welche von diesen beiden Voraussetzungen 1) und 2) die richtigere ist, ist bei der unmittelbaren Nähe der Laufradschaufelkanten an den Ausflußöffnungen des Leitrades in der That nicht leicht zu sagen, doch scheint die letztere Annahme insofern die richtigere zu sein, als den angestellten Versuchen nach die aus dem Leitrade fließende Wassermenge einer Turbine größer wird, wenn die Anzahl der Leitschaufeln größer ist als diejenige der Radschaufeln, was offenbar nur daher rühren kann, daß in diesem Falle die Summe der normalen Querschnitte am Eintritte in das Laufrad größer ist, als wenn die Schaufelzahl des Laufrades größer wäre. Es ist daher durchaus nicht gleichgültig, ob das Leitrad mehr oder weniger und ob es dickere oder dünnere Schaufeln erhalte als das Laufrad.

Ist die Schaufelzahl beider Räder gleich groß und erhält das Leitrad eisenblechene Schaufeln von 4 bis 6 mm Dicke, das Laufrad dagegen gußeiserne Schaufeln von 7 bis 9 mm Dicke an der oberen Radebene, so ist die Projektion der Leitschaufeldicke auf die Spalte unter dem Winkel γ jederzeit sehr nahe gleich der Projektion der Radschaufeldicke auf die Spalte unter dem Winkel β. Es entspricht in diesem Falle die normale Weite der Laufradkanäle an der Eintrittstelle genau derjenigen der Leitkanäle an der Austrittstelle; es ist daher erstere groß genug.

Wenn dagegen das Laufrad eine größere Schaufelzahl erhält als das Leitrad, so ist die normale Weite der Radkanäle an der Eintrittstelle zu klein gegenüber derjenigen der Leitkanäle am Austritte. Eine solche Turbine ist daher fehlerhaft konstruiert und kann das aus dem Leitrade fließende Wasser nicht durchlassen; es fließt vielmehr ein Teil des Wassers durch die Spalte aus. Dies ist ein bei Girard-Turbinen häufig vorkommender Fehler, welcher sorgfältig vermieden werden soll.

Man kann daher sehr wohl die Anzahl der Leitkanäle größer wählen als diejenige der Radkanäle, weil dabei der Durchflußquerschnitt der Radkanäle am Eintritte größer wird als derjenige der Leitkanäle.

Dies letztere ist aber eine Bedingung zur Realisierung der freien Abweichung. Der Wasserstrahl soll auch am Eintritte in die Radkanäle etwas freien Spielraum haben, nicht nur beim Austritte aus den Radkanälen.

Am vorteilhaftesten wird eine Turbine arbeiten, wenn die Leitschaufeln an der Austrittstelle dünn sind, so daß die einzelnen ausfließenden Wasserstrahlen zusammen einen möglichst kontinuierlichen Strahl bilden; wenn ferner die auf der Spaltenebene gemessene horizontale Weite der Radkanäle etwas größer ist als die in derselben Ebene gemessene horizontale Weite der Leitkanäle. Unter allen Umständen aber beachte man die folgende Regel:

Die Anzahl der Laufradkanäle oder der Radschaufeln darf unter keinen Umständen größer sein als diejenige der Leitkanäle oder der Leitschaufeln.

Zur Vermeidung oder doch zur Verminderung der Wasserstöße verursacht durch die Radschaufelkanten, sowie zur Verminderung der Ausflußverengung der Leitkanäle wird es angezeigt sein, die Laufradschaufeln an der oberen Radebene nach Fig. 1 Tafel 25 in der Richtung des relativen Wassereintrittes möglichst zuzuschärfen. Dagegen hat man durch eng gestellte Rechen dafür Sorge zu tragen, daß keine größeren Gegenstände, Holzstücke, Äste und dergleichen in die Turbine gelangen können, weil die so stark zugeschärften Schaufeln sonst sehr leicht ausgebrochen werden.

Es mag noch besonders betont werden, daß die Zuschärfung nicht in der absoluten Richtung, in welcher das Wasser aus den Leitkanälen ausfließt, sondern in der relativen Richtung u, in welcher das Wasser in die Radkanäle eintritt, vorgenommen werden muß.

§ 75.

Über die Schaufelform der Girard-Turbinen.

Noch weit mehr als bei der Jonval-Turbine ist hier darauf zu achten, daß jede plötzliche Krümmung der Kanäle vermieden werde, weil das Wasser ohne irgend welchen Überdruck frei abweichend der konkaven Schaufelfläche entlang gleiten und mit einer relativen Geschwindigkeit das Laufrad verlassen soll, welche möglichst wenig von der relativen Eintrittsgeschwindigkeit abweicht.

Es giebt Turbinenbauer, welche glauben, daß es genüge, wenn das Wasser mit möglichst kleiner absoluter Geschwindigkeit das Laufrad verlasse.

Die möglichst kleine absolute Geschwindigkeit ist freilich eine unerläßliche Bedingung eines guten Effektes, allein es ist dabei vorausgesetzt, daß diese kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit durch die Ablenkung allein und nicht durch die Nebenhindernisse hervorgebracht werde.

Aus diesem Grunde müssen die Schaufeln möglichst glatt und dürfen die Kanäle nirgends plötzlich gekrümmt sein.

In dieser Hinsicht sind die Schaufelformen der Turbinen auf Tafel 17 Fig. 4 u. 5 als Muster zu empfehlen.

Bei Anwendung der Schaufelformen nach Fig. 4 hat man sich indessen vor einem groben Fehler zu hüten, daß man nämlich, siehe Fig. 2 Tafel 25, bei nicht auf eine längere Strecke parallelen Schaufelenden als wirkliche normale Weite der Radkanäle am Austritte nicht etwa den Abstand a b, sondern denjenigen c d betrachtet.

Dieser letzte Abstand e d ist die wirkliche freie normale Ausflußweite. Durch Nichtbeachtung dieses wichtigen Punktes ist schon manche sonst gute Turbine vollständig verdorben worden, und zwar weniger, weil das Wasser nicht ungehindert aus dem Laufrade ausfließen konnte, sondern weil die Schaufel c a in ihrer Fortbewegung gegen den ausfließenden Wasserstrahl schlagen und denselben in der in Fig. 5 Tafel 25 angegebenen Weise ablenken muß, wodurch ein Teil der an das Rad abgegebenen Kraft wieder verloren geht.

Es wird dabei freilich auch eine Anstauung des Wassers im Laufrade, somit Überdruck erzeugt, wobei eine bedeutende Wassermenge durch den Spalt und die Ventilierungskanäle abfließt.

Am sichersten geht man jederzeit, wenn man die unteren Enden der Schaufeln eine Strecke weit parallel macht, wie Tafel 17 Fig. 4 zeigt, wobei man den kürzesten Abstand der verlängerten Parallelen als normale Weite annimmt.

In jedem anderen Falle wird die wirkliche normale Weite dadurch gefunden, daß man jederzeit parallele Tangenten an das letzte Schaufelelement zieht und nach Fig. 2 Tafel 25 den kürzesten Abstand dieser Tangenten als normale Weite nimmt.

Im übrigen ist es überflüssig, sich über die verschiedenen gesetzmäßig gebildeten Schaufelformen auszulassen. Es ist ziemlich gleichgültig, ob das Wasser durch einen gesetzmäßig gebildeten oder durch einen krummen Kanal fließen muß, sobald die Krümmung nur so sanft als möglich ist oder der Strahl sich an allen Stellen ungehindert entwickeln kann. Letzteres ist dann der Fall, wenn der Querschnitt der Laufradkanäle an allen Stellen der Radhöhe größer ist als der Querschnitt des Strahles, wonach

man (nach den Beispielen des § 67) die Ausweitung des Radquerschnittes nach unten zu wählen hat. Um übrigens auch den Anforderungen der Schule gerecht zu werden, soll späterhin auch die gesetzmäßige Entwickelung der Schaufelform aus dem absoluten Wasserwege behandelt werden.

§ 76.

Der Einfluß der seitlichen Ausweitung des Laufrades.

Nach den Erörterungen der vorhergehenden Paragraphen ist eine $2\frac{1}{2}$- bis 3fache Ausweitung des Leitrades am vorteilhaftesten, indem bei einer größeren Ausweitung die größeren Reibungswiderstände den Gewinn an Effekt durch kleinere absolute Geschwindigkeit w mehr als aufwiegen.

Dies ist indessen nur unter der Voraussetzung richtig, daß das Wasser bei seinem Durchflusse durch das Laufrad die verschiedenen Richtungen a b, c d, e f (Fig. 10 Tafel 25) in der Weise durchfließe, daß es in derselben Zeit von a nach b, von c nach d und von e nach f gelangt. Dies ist aber nur dann möglich, wenn die relative Geschwindigkeit des Wassers z. B. auf dem Wege e f größer ist als auf demjenigen a b.

Die Frage ist nun die, ob dieses wirklich der Fall sei und wodurch die Beschleunigung des Wassers gegen die Radkränze entstehe, da im Innern des Laufrades ja doch kein Überdruck vorhanden sein soll.

Würde das Wasser die Richtung e f nur mit derselben Geschwindigkeit durchfließen, mit welcher es a b durchfließt, so würde die Ausweitung des Rades gar kein vermehrtes w zur Folge haben.

Wenn man die Art und Weise betrachtet, wie die Wasserstrahlen in das Laufrad eintreten, und den Druck auf die Schaufeln berücksichtigt, welchen das Wasser bei seiner Ablenkung ausübt, so wird man leicht finden, daß dieser Druck das Wasser seitwärts auseinandertreiben muß.

Der Druck pflanzt sich in den zusammengepreßten Wasserstrahlen nach beiden Seiten fort und es geht der Strahl, so lange er durch nichts verhindert wird, fächerförmig auseinander und wird somit auch der seitlichen Ausweitung des Rades folgen, so lange dieselbe nicht allzu plötzlich, d. h. nicht allzu groß ist.

Dieser Vorgang entzieht sich der Berechnung; doch ist es Thatsache, daß das Wasser bei einer nicht mehr als 3fachen Ausweitung des Rades bei einer Radhöhe $h_1 = b_2$ (Fig. 10) der Ausweitung wirklich folgt.

Vermöge seiner Pressung auf die Schaufeln in horizontaler Richtung hat der Wasserstrahl das Bestreben, sich seitwärts auszubreiten, so lange

diese Pressung fortdauert. Während der Ausbreitung ist indessen auch der Druck des Wassers auf die Schaufeln kleiner, als er ohne diese Ausbreitung sein würde, dagegen ist der vom Wasser durchlaufene Weg gegen den äußeren und inneren Radumfang hin größer als er ohne Ausweitung sein würde, wenn auch nicht in demselben Maße.

Der bei e ins Laufrad eintretende Wasserfaden durchfließt vermöge seiner relativen Eintrittsgeschwindigkeit u in derselben Zeit die Höhe des Laufrades wie der bei a eintretende Wasserstrahl.

Durch den Druck des Wassers in horizontaler Richtung gegen die Schaufelfläche wird aber ein bei e eintretendes Wasserteilchen gleichzeitig um einen Abstand m n in horizontaler Richtung fortgestoßen, so daß es den Weg e f in derselben Zeit durchfließt, in welcher der mittlere Faden den Weg a b läuft.

Es ist natürlich, daß der Wasserstrahl das Bestreben hat, in jedem Abstande von der Mittellinie a b die nämliche Dicke beizubehalten. So lange indessen die seitliche Ausweichung des Wassers stattfindet, tritt ein Beharrungszustand nicht ein und es ist die Dicke des Strahles an der Austrittstelle in der Mitte a b des Querschnittes größer als bei f und am inneren Radumfange.

Der ganze Hergang ist sehr zusammengesetzter Art und es ist nach den obigen Bemerkungen leicht erklärlich, daß es zur Realisierung der freien Abweichung mit geformtem Strahle keineswegs genügt, den Querschnitt am Austritte des Laufrades der ganzen durch das Rad fließenden Wassermenge entsprechend zu wählen, und daß man überhaupt bei jeder Girard-Turbine eine Anstauung des Wassers im Laufrade nur dadurch verhindern kann, daß man den freien Spielraum zwischen Wasserstrahl und konvexer Schaufelhöhe groß genug wählt.

Es giebt außer den oben nur flüchtig berührten Störungen noch eine große Anzahl Abweichungen und Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers, welche man bei oberflächlicher Betrachtung nicht so leicht überblickt und welche die möglichst vollkommene Konstruktion eines solchen Motors zu einer so schwierigen Sache machen, daß die Entwickelung dieser Motoren noch bei weitem nicht etwa schon ihr Ende erreicht hat.

Wir werden in den folgenden Paragraphen einige der wichtigsten dieser Abweichungen betrachten und die Mittel aufsuchen, welche zu deren Beseitigung oder Verminderung dienen.

§ 77.

Die Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Girard-Turbinen.

Ähnlich wie bei der Jonval-Turbine ist bei der bisher allgemein üblichen Schaufelkonstruktion nur am mittleren Umfange des Rades eine vollkommene Übereinstimmung zwischen den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Turbine vorhanden, während am äußeren und inneren Umfange des Rades Abweichungen stattfinden, die im Nachstehenden betrachtet werden sollen.

Die Abweichungen wachsen vom mittleren Radumfange nach innen und außen gegen die Radkränze zu und sind wesentlich anderer Art als bei der Jonval-Turbine, weil das Wasser an allen Stellen der Radbreite mit ein und derselben Geschwindigkeit aus den Leitkanälen austritt, ob an dieser Stelle eine Abweichung der oben erwähnten Art stattfinde oder nicht.

Wenn das aus dem Leitrade tretende Wasser am inneren und äußeren Radumfange auch nur mit ziemlich starkem Stoße in das Laufrad eintreten kann, so wird bei einer halbwegs richtig konstruierten Turbine dieser Stoß doch nicht so stark ausfallen, daß die Durchflußgeschwindigkeit sich in dem Maße vermindert als nötig ist, um den Durchfluß unmöglich zu machen, resp. das Wasser im Laufrade förmlich anzustauen.

Es giebt zwar viele so fehlerhaft konstruierte Turbinen, welche infolge zu kleiner Öffnungen am Laufradaustritt das Wasser wirklich anstauen, wodurch im Laufrade Überdruck entsteht und somit die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen vermindert wird. (Voriger Paragraph.)

Allein diese von vorn herein fehlerhaft angelegten Turbinen wollen wir außer Betracht lassen und unsere Aufmerksamkeit nur richtig angelegten Motoren schenken, bei welchen das Prinzip der freien Abweichung gehörig durchgeführt und der nötige theoretische Spielraum zwischen Wasserstrahl und konvexer Schaufelfläche groß genug ist. (Man vergleiche auch den vorhergehenden Paragraphen.)

In diesem Falle wird eine Verminderung der relativen Durchflußgeschwindigkeit infolge des nicht stoßfrei stattfindenden Wassereintrittes in das Laufrad nicht so groß werden können, daß die Kanäle vom Wasser ganz ausgefüllt werden und die Wirkung durch freie Abweichung gestört wird.

Aus diesem Grunde wird bei einer richtig konstruierten Girard-

Turbine, ungeachtet der Winkeldifferenzen am inneren und äußeren Radumfange, das Wasser an sämtlichen Stellen der Radbreite mit ein und derselben Geschwindigkeit ausfließen (was eben bei der Jonval-Turbine nicht der Fall war.)

§ 78.

Art und Größe der Winkeldifferenzen.

Wir legen unseren Betrachtungen eine Turbine von 1,1 m mittlerem Durchmesser, 100 mm Breite der Leitkanäle, 100 mm Breite der Radkanäle am Eintritte und 320 mm Breite der Radkanäle am Austritte zu Grunde. Fig. 17 Tafel 25 zeigt den Querschnitt, Fig. 18 Tafel 25 den Schaufelschnitt der Turbine, welche für eine ganz normale Anlage mit 9,66 m Gefälle und 900 Liter Wasser per Sekunde konstruiert worden ist.

Die Breite b_1 ist mit 100 mm für den mittleren Durchmesser $D = 1{,}1$ m eine mäßige und die zu betrachtenden Differenzen werden daher auch mäßige Werte haben.

Die Fig. 13 u. 14 Tafel 25 stellen nun die fraglichen Differenzen dar und zwar für den innersten und äußersten Radumfang im Vergleiche zu den Winkeln am mittleren Umfange. Der Winkel α Fig. 13 Tafel 25 der Leitschaufeln ist am inneren Umfange des Rades um circa $1\frac{1}{2}^0$ größer als am mittleren Umfange; umgekehrt ist Winkel α am äußeren Umfange um nahe $1\frac{1}{2}^0$ kleiner als am mittleren Umfange.

Die Umfangsgeschwindigkeit v ist am mittleren Umfange $= 0{,}48\sqrt{2\,g\,H_o}$; am inneren Umfange $= 0{,}436\sqrt{2\,g\,H_o}$ und am äußeren Umfange $= 0{,}523\sqrt{2\,g\,H_o}$.

Trägt man diese Werte nach Fig. 13 auf und zieht die relativen Eintrittsrichtungen i z, welche denselben entsprechen, so ergiebt es sich (unter Berücksichtigung eines konstanten Wertes von c), daß alle diese den verschiedenen Radumfängen entsprechenden relativen Eintrittsrichtungen unter sich parallel sind, daß somit die Richtung des relativen Eintrittes ein und dieselbe bleibt.

Es ist die relative Eintrittsrichtung ungeachtet der Winkeldifferenzen an allen Stellen des Radumfanges ein und dieselbe. Dagegen ist die Größe der relativen Eintrittsgeschwindigkeit u am inneren Radumfange wesentlich größer und diejenige am äußeren Radumfange wesentlich kleiner als am mittleren Radumfange.

Beim Laufrade (Fig. 13 untere Hälfte) ist der Winkel β am inneren Radumfange kleiner, am äußeren dagegen größer als am mittleren Umfange

und es folgt nun daraus, daß, wenn am mittleren Umfange das Wasser stoßfrei eintritt (relative Eintrittsrichtung mit Winkel β zusammenfällt), dies am inneren und äußeren Umfange nicht mehr der Fall sein kann.

Es wird somit das Wasser an allen Stellen der Radbreite außer am mittleren Radumfange mit Stoß in das Laufrad eintreten und zwar nimmt die Größe dieses Stoßes mit der Winkeldifferenz vom mittleren Radumfange gegen den inneren und äußeren Radumfang stetig zu und wird um so größer, je größer die relative Breite $\frac{b_1}{D}$ der Turbinenkanäle im Verhältnis zum mittleren Durchmesser der Turbine ist.

Bei mittleren Konstruktionsverhältnissen ist die Differenz der Winkel β am inneren und äußeren gegenüber dem mittleren Radumfange eine so geringe, daß sie bezüglich der praktischen Ausführung beinahe als innerhalb der Fehlergrenze betrachtet werden kann. Der Effektverlust, welcher durch den nicht ganz stoßfreien Eintritt (veranlaßt durch die Winkeldifferenzen) verursacht wird, ist daher sehr geringfügig und darf mit Fug und Recht vernachlässigt werden.

In Bezug auf den Eintritt des Wassers resp. dessen Übertritt vom Leit- ins Laufrad kann daher der Einfluß der Winkeldifferenzen bei einer Girard-Turbine gänzlich vernachlässigt werden, so lange die Breite b_1 der Kanäle nicht mehr als 0,09 bis 0,11 des mittleren Durchmessers beträgt.

Aus diesem (sowie aus einem sich später noch ergebenden Grunde) hat der Verfasser den in § 67 gegebenen Konstruktionsregeln keine größere Breite b_1 der Kanäle zu Grunde gelegt, während bei den Jonval-Turbinen diese Breite in Übereinstimmung mit der Praxis wesentlich größer gewählt worden ist.

Wir haben nun noch den Durchfluß des Wassers durch das Laufrad und dessen Ausfluß aus dem Rade zu verfolgen.

Die Abwickelung der Schaufelform ist am äußeren Umfange des Rades wesentlich länger, dagegen am inneren Umfange wesentlich kürzer als am mittleren Umfange. Umgekehrt ist die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser längs der Radschaufeln entlang fließt, am inneren Umfange wesentlich größer und am äußeren Umfange wesentlich kleiner als am mittleren Umfange.

Es ergiebt sich daraus das eigentümliche Faktum, daß der längere relative Wasserweg des äußeren Radumfanges mit einer kleineren Geschwindigkeit durchlaufen wird als der kürzere relative Wasserweg und daß infolgedessen 2 Wasserteilchen, die am inneren und äußeren Radumfange in demselben Momente ins Laufrad eintreten, dasselbe keineswegs auch

gleichzeitig wieder verlassen können. Das Wasser läuft am inneren Umfange des Rades vor und bleibt am äußeren Umfange zurück gegenüber demjenigen am mittleren Umfange.

Es folgt daraus, daß das Wasser die Laufradhöhe an den verschiedenen Stellen der Radbreite nicht in gleichen Zeiten durchfließt und daß somit auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers an den verschiedenen Stellen ungleich groß sein wird. Der in das Laufrad eintretende Wasserstrahl wird daher ganz eigentümlicher Weise auseinandergezogen. Es findet eine gegenseitige Verschiebung und Aneinander-Reibung sämtlicher Wasserteilchen statt, was unbedingt von schädlichem Einflusse sein muß.

Der Austritt aus dem Laufrade ist aus Fig. 14 Tafel 25 ersichtlich. Am mittleren Umfange ist die absolute Austrittsrichtung vertikal. Am inneren Umfange dagegen wird die Richtung von w schief nach auswärts gerichtet wegen des geringeren Wertes von v und der größeren relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1.

Da hier auch gleichzeitig Winkel γ größer ist als am mittleren Radumfange, so fällt der Wert von w sehr bedeutend aus, was einen wesentlichen Effektverlust im Gefolge hat.

Am äußeren Radumfange wird w wegen des größeren Wertes von v und der kleinen Geschwindigkeit u_1 schief einwärts gerichtet. Da indessen hier Winkel γ kleiner ist, so fällt der Wert von w ungeachtet der schiefen Richtung wenigstens doch nicht größer aus als derjenige am mittleren Umfange.

Der Einfluß der Winkeldifferenzen in Hinsicht auf den Austritt des Wassers ist aus Fig. 14 sehr deutlich ersichtlich.

Die absoluten Geschwindigkeiten w am inneren, mittleren und äußeren Umfange kreuzen sich an verschiedenen Stellen und es ist w am inneren Umfange um mehr als die Hälfte größer als am äußeren Umfange und nahezu um die Hälfte größer als am mittleren Umfange. Der Effektverlust durch w ist daher für das am inneren Umfange ausfließende Wasser circa $1{,}5^2 = 2{,}25$ mal größer als für das am mittleren und äußeren Umfange ausfließende Wasser.

§ 79.

Numerische Werte der Effektverluste durch die Winkeldifferenzen.

Im Nachfolgenden sollen nun die wirklichen Werte der Effektverluste aufgesucht werden, welche infolge der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen bei einer Girard-Turbine entstehen und zwar wollen wir unseren

Betrachtungen wiederum die normal konstruierte Turbine mit mäßiger Kranzbreite Fig. 13 bis 18 Tafel 25 zu Grunde legen.

Wie aus Fig. 13 zu entnehmen ist, beträgt die Differenz des Winkels β am inneren und äußeren Umfange des Rades circa 8^0. Der Einfluß dieser Differenz resp. der dadurch verursachte Stoßverlust ist gleich groß, wie derjenige, welcher bei gleichbleibendem Winkel β durch eine Differenz von 8^0 des Winkes r entsteht, welchen die relative Richtung i z mit der unteren Leitradebene bildet. Denn ob es die relative Richtung des Wassereintrittes oder die Anfangsrichtung der Radschaufel ist, welche von der stoßfreien Richtung (richtigen Neigung) abweicht, kommt offenbar auf dasselbe heraus.

Wie man leicht durch Konstruktion findet, wird eine Differenz von 8^0 des Winkels r Fig. 1 eine Veränderung der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit um $\frac{1}{3{,}3}$ verursachen.

Da indessen die Differenz der Winkel β vom mittleren Werte aus nach jeder Seite hin (gegen den inneren und äußeren Radumfang zu) nur 4^0 beträgt, so würde die Umfangsgeschwindigkeit auch nur um $\frac{1}{3{,}3} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{6{,}6}$ verändert werden müssen, um stoßfreien Eintritt an den äußersten Punkten der Kranzbreite zu erhalten.

Eine solche Differenz von 15 Prozent in der Umdrehungszahl (Abweichung von der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit) verursacht den angestellten Bremsversuchen nach eine Abnahme des Wirkungsgrades um $3\frac{1}{2}$ bis 4 Prozent.

Da nun am mittleren Radumfange stoßfreier Eintritt stattfindet, die Winkeldifferenz nur am äußersten und innersten Radumfange so groß ist und von der Mitte nach außen und innen stetig zunimmt, so beträgt die mittlere Winkeldifferenz nach jeder Seite hin nur 2^0 und es wird der mittlere auf die ganze Breite der Radkanäle bezogene Effektverlust auch nur $\frac{3{,}5}{2}$ bis $\frac{4}{2} = 1\frac{3}{4}$ bis 2 Prozent des theoretischen Effektes der Wasserkraft.

Dies ist indessen erst der eine der verschiedenen durch die Winkeldifferenzen verursachten Effektverluste und wir haben nun zunächst noch denjenigen Verlust zu bestimmen, welcher durch Vergrößerung der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w entsteht.

In Fig. 14 Tafel 25 sind die der vorliegenden Turbine (Fig. 13 bis 18) entsprechenden Werte von v, w und u_1 richtig aufgetragen für den mittleren,

innersten und äußersten Radumfang. Es ist dabei u_1 um circa 2 Prozent kleiner angenommen worden als die relative Geschwindigkeit u Fig. 13.

Wie aus der Figur ersichtlich ist, tritt das Wasser am mittleren Radumfange richtig aus, nämlich vertikal auf die untere Radebene und es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit $w = r \cdot s$ mit dem Maßstabe gemessen 15 mm oder in Wirklichkeit $= 0{,}15 \sqrt{2 g H_0}$.

Der Effektverlust der Turbine würde daher, wenn keine Winkeldifferenzen vorhanden wären und somit w am inneren und äußeren Radumfange denselben Wert hätte, wie am mittleren Radumfange, ausgedrückt durch

$$\frac{(0{,}15 \sqrt{2 g H_0})^2}{(\sqrt{2 g H_0})^2} = \frac{0{,}15^2}{1} = 0{,}0225$$

oder 2,25 Prozent des theoretischen Effektes der Wasserkraft. (Der Wert von w ist bei der vorliegenden Turbine sehr gering wegen des sehr kleinen Austrittswinkels γ, welcher nur 17° beträgt.)

Wegen der Winkeldifferenz ist dagegen w am mittleren Umfange des Rades nur ebenfalls $0{,}15 \sqrt{2 g H_0}$; am inneren Umfange dagegen $0{,}225 \sqrt{2 g H_0}$ und am äußeren Umfange $0{,}13 \sqrt{2 g H_0}$.

Der mittlere Wert von w ist daher für die äußere Hälfte der Radbreite

$$w = \frac{0{,}13 + 0{,}15}{2} = 0{,}14 \sqrt{2 g H_0}$$

und für die innere Radbreite

$$w = \frac{0{,}15 + 0{,}225}{2} = 0{,}187 \sqrt{2 g H_0}.$$

Der mittlere Wert von w auf die ganze Radbreite bezogen ist somit

$$w = \frac{0{,}14 + 0{,}187}{2} = 0{,}1635 \sqrt{2 g H_0}$$

und der Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit gleich

$$0{,}1635^2 = 0{,}0265 \text{ oder } 2{,}6 \text{ Prozent}$$

des theoretischen Effektes der Wasserkraft.

Der Mehrverlust beim Austritt, welcher durch die Winkeldifferenzen verursacht wird, ist hier daher sehr gering, nämlich nur 0,4 Prozent des theoretischen Effektes, kann indessen in den meisten Fällen (weil α und γ in der Regel etwas größer sind) zu circa 1 Prozent des theoretischen Effektes angenommen werden.

Die Winkeldifferenzen verursachen also bei der vorliegenden Turbine einen Effektverlust von circa 2 Prozent am Eintritt und $\frac{1}{2}$ Prozent am Austritt des Laufrades; zusammen also circa $2\frac{1}{2}$ Prozent des theoretischen Effektes.

Je größer die Winkel α und γ einer Girard-Turbine sind, um so größer fallen diese Effektverluste aus und es können für relativ größere Radbreiten $\frac{b_1}{D}$ diese Verluste bis auf 4 und 6 Prozent des theoretischen Effektes steigen.

Dies ist immerhin ein Verlust, welcher bei dem gegenwärtigen Stande des Turbinenbaues sehr wohl zu berücksichtigen ist.

Die oben durchgeführte Berechnungsweise ist immerhin nur als eine rohe Annäherung an die Wirklichkeit zu betrachten. Es können außer den erwähnten beiden Verlusten am Ein- und Austritt des Laufrades noch fernere Verluste entstehen durch die Störungen, welche die verschiedenen Werte der relativen Durchflußgeschwindigkeiten an den verschiedenen Stellen der Radbreite auf die reine Aktionswirkung des Wassers ausüben.

Die relative Geschwindigkeit u ist (wie man deutlich aus Fig. 13 Tafel 25 ersieht) am äußeren Radumfange doch schon wesentlich kleiner und zwar um 47 : 56 derjenigen am inneren Radumfange und diese Differenz von circa $\frac{1}{6}$ im Ganzen $\frac{1}{12}$ von dem mittleren Werte abweichend ist immerhin schon eine ziemlich wesentliche, welche bei der Bestimmung von s_1 am inneren und äußeren Radumfange berücksichtigt werden sollte.

Diese Störungen in der Wirkungsweise durch reine Aktion (oder freie Ablenkung), welche durch die oben erörterten, sowie die im nachfolgenden Paragraphen zu betrachtenden Ursachen entstehen, verhindern den richtigen Durchfluß des Wassers durch das Rad, bilden Überdruck im Laufrade durch Anstauung des Wassers und lassen es erklärlich erscheinen, daß bei den meisten als reine Aktionsturbinen gebauten Motoren trotz all' und alledem das Wasser mit großer Gewalt aus der Spalte tritt, während den Voraussetzungen noch umgekehrt mit Gewalt Luft durch die Spalte von außen nach innen stattfinden sollte.

In dieser Hinsicht ist, wo die Schaufeln nach der früher allgemein üblichen Weise als Schraubenflächen konstruiert, vor allzu großer Ausweitung des Radquerschnittes und vor der Wahl zu kleiner Winkel γ zu warnen.

Wir haben nun zu untersuchen, ob es Mittel und Wege giebt, den schädlichen Einfluß der Winkeldifferenzen bei einer Girard-Turbine zu beseitigen oder ob es möglich sei, die Winkeldifferenzen selbst ganz oder teilweise, wie bei den Jonval-Turbinen, zum Verschwinden zu bringen.

§ 80.

Unmöglichkeit der Beseitigung der Winkeldifferenzen einer Girard-Turbine.

Es ist die Idee sehr naheliegend, daß bei einer Girard-Turbine so gut wie bei der Jonval-Turbine die Winkeldifferenzen durch gehörige Wahl der horizontalen Beschleunigung für die verschiedenen Stellen des Radhalbmessers sollten beseitigt werden können. Nichtsdestoweniger ist diese Beseitigung bei der Girard-Turbine gänzlich unmöglich, wie sich aus den nachstehenden Betrachtungen ergeben wird.

Diesen Betrachtungen schicken wir noch einmal die Bemerkung voraus, daß wir unter einer Girard-Turbine eine reine Aktionsturbine (mit freier Ablenkung) und nicht blos eine vorwiegend mit Aktion arbeitende Turbine verstehen. Wir haben es also hier mit reinen Strahlturbinen zu thun, bei welchen ein Überdruck im Laufrade nicht vorhanden sein soll und bei welchen somit das Wasser an jeder Stelle der Leitkanäle (am mittleren, inneren und äußeren Umfang) mit ein und derselben Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H_0}$ (von den Nebenhindernissen abgesehen) ausfließt.

Suchen wir nun probeweise, durch entsprechende Wahl der Winkel α und β Übereinstimmung in die Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse zu bringen.

Es ist zunächst am inneren Radumfange Fig. 13 Tafel 25 die relative Eintrittsgeschwindigkeit u des Wassers in das Laufrad größer als am mittleren und äußeren Radumfange und zwar wegen des größeren Winkels a und der kleineren Umfangsgeschwindigkeit v.

Die letztere Geschwindigkeit ist gegeben und kann nicht geändert werden. Aus dem geometrischen Zusammenhange zwischen c, v und β geht hervor, daß der Wert von u nur durch Verminderung des Winkels α kleiner erzielt werden konnte, jedoch in so geringem Maße, daß auch diese Größenänderung außer Betracht fällt. Es ist daher unmöglich, die gegenüber v zu große relative Geschwindigkeit u zu ändern. Die Differenz in dem Werte von u (und infolgedessen von u_1) bleibt somit unter allen Umständen vorhanden und kann nicht beseitigt werden. Anders verhält es sich dagegen mit dem Werte des Winkels β an den verschiedenen Stellen der Radbreite.

Es ist an und für sich keinerlei Hindernis vorhanden, den Winkel β an allen Stellen gleich groß zu machen, wie die zu einander parallelen

(somit gleichgerichteten) relativen Eintrittsrichtungen dies für den stoßfreien Eintritt erheischen.

Wie wir gefunden haben, findet am Eintritt vermöge der Abweichungen der Winkel β der größte Effektverlust statt und es scheint daher dieselbe einfach dadurch beseitigt werden zu können, daß man dem Winkel β in jeder Distanz von der Turbinenachse denselben Wert giebt.

Bei einläßlicher Prüfung der Sache wird man indessen finden, daß dies nicht angeht. Es müßte nämlich in diesem Falle auch der Winkel α des Leitrades an allen Stellen der Radbreite einen gleich großen Wert erhalten, weil sonst die normalen Weiten der Leitkanäle am Austritt nicht mehr im Einklange stehen mit den normalen Weiten der Laufradkanäle am Eintritt.

Bei oberflächlicher Betrachtung der Sache fällt diese Forderung nicht leicht auf; versucht man indessen, eine Turbine zu konstruieren und zeichnet man die Schaufelschnitte auf, so wird man sich sogleich davon überzeugen, daß die Gleichstellung der Winkel α eine unbedingte Forderung ist, sobald β überall gleich groß gehalten wird.

Sowie nun aber der Winkel α an allen Stellen der Radbreite denselben Wert erhält (Fig. 15 Tafel 25), so fallen für die verschiedenen Werte von v (d. h. für die verschiedenen Stellen der Radbreite) die relativen Richtungen u nicht mehr parallel zu einander aus.

Die Richtungen von u bilden vielmehr verschiedene Winkel r mit der oberen Laufradebene und würden daher für einen stoßfreien Eintritt wiederum verschiedene Werte von β erfordern. Man sieht daraus, daß eine Berichtigung einer Differenz an der einen Stelle wiederum einen Fehler an einer anderen Stelle nach sich zieht und daß, was man auch immer probieren mag, der Stoß beim Eintritt vermöge der Winkeldifferenzen schlechterdings nicht umgangen werden kann.

Eine Verschiedenheit des Winkels r bei überall gleichem Werte von β verursacht nämlich (bei gleicher Differenz der Winkel) einen genau ebenso großen Effektverlust, wie eine Verschiedenheit des Winkels β bei überall gleichem Winkel r.

Prüft man nun schließlich auch die Differenzen an der unteren Laufradebene, so entsteht hier der Verlust durch einen zu großen Wert von u_1 am inneren und durch einen zu kleinen Wert von u_1 am äußeren Radumfange, gegenüber den gegebenen unveränderlichen Werten von v.

Diese Differenzen sind ebenfalls nicht zu entfernen, denn die einzige veränderliche Dimension ist der Winkel γ und es wird durch Änderung dieses Letzteren die relative Geschwindigkeit u_1 nur höchst unwesentlich

verändert, abgesehen davon, daß eine nennenswerte Verkleinerung von γ überhaupt nicht möglich ist, indem man diesen Winkel ohnedies so klein als thunlich wählt.

In Zusammenfassung der vorhergehenden Erörterungen und der Resultate vieler konstruktiver Versuche gelangt man zu dem unangenehmen Resultate, daß bei einer Girard-Turbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse die Effektverluste durch die Winkeldifferenzen weder am Eintritt, noch am Austritt des Laufrades beseitigt werden können und daß sich hierdurch die Girard-Turbine unvorteilhaft von der Jonval-Turbine unterscheidet.

Es soll dieses negative Ergebnis indessen nicht dazu führen, der Jonval-Turbine den Vorzug zu geben; wohl aber hat man darauf zu achten, die relative Breite $\frac{b_1}{D}$ bei einer Girard-Turbine möglichst klein zu halten, damit die genannten Differenzen, sowie die durch die letzteren verursachten Effektverluste so klein als möglich ausfallen.

Je kleiner die Breite b_1 der Kanäle im Verhältnisse zum Durchmesser D der Turbine ist, um so geringer fallen die oben sowie auch die in den folgenden Paragraphen zu betrachtenden Differenzen aus und um so günstiger fällt unter sonst gleichen Umständen die Leistung der Turbine, doch leider um so höher deren Preis aus.

§ 81.

Über den Einfluß der Zentrifugalkraft bei einer Girard-Turbine.

Wenn wir einen Stein a Fig. 19 Tafel 25 mit einer Schleuder im Kreise herumdrehen, und denselben plötzlich fliegen lassen, so bewegt er sich in einer geraden Richtung a c fort, welche senkrecht auf dem Radius r der Schleuder steht. In dem Punkte a, an welchem der Stein losgelassen wird, ist eben die Bewegung nach der Linie a c gerichtet und sowie derselbe nicht mehr durch die Schnur der Schleuder gehindert wird, bewegt er sich nach dem Gesetze der Trägheit weiter in dieser Richtung fort.

Diese Richtung verfolgend wird sich der Stein allerdings auch immer weiter von dem Zentrum b der Schleuder entfernen, allein es ist dies nur eine sekundäre Erscheinung. Die Kraft nun, mit welcher sich der Stein vom Zentrum der Schleuder zu entfernen sucht, d. h. der Zug, welchen der im Kreise herum bewegte Stein auf die Schnur der Schleuder ausübt, nennt man die Zentrifugalkraft, welche indessen, wie man sieht,

keineswegs eine besondere Kraft, sondern eine einfache Erscheinung einer relativen Bewegung ist, welche nach dem Gesetze der Trägheit erfolgt.

Die Trägheit besteht aber bekanntlich darin, daß ein in Bewegung befindlicher Körper die Richtung und Geschwindigkeit seiner Bewegung solange nicht ändert, als nicht von außen Kräfte auf ihn einwirken, welche ihn zu einer Änderung in seiner Bewegung zwingen.

Nun wird das im Laufrad einer Jonval-Turbine befindliche Wasser an jeder Bewegung des Rades teilnehmen müssen, weil die Kanäle bei einer solchen Turbine geschlossene Gefäße bilden, welche ganz mit Wasser angefüllt sind.

Es wird somit das im Laufrade befindliche Wasser mit im Kreise herumgeführt, es wird jedes Teilchen einen Kreis oder einen Teil eines solchen beschreiben, je nach der Zeitdauer, während welcher es sich in dem sich drehenden Rade befindet.

Bei einer Jonval-Turbine wird daher das Wasser durch die Zentrifugalkraft gegen den äußeren Umfang des Rades gepreßt (wenn nicht, wie bei der neuen Konstruktion der Fall ist, diese Pressung durch einen entgegengesetzten Druck aufgehoben wird).

Die Zentrifugalkraft wirkt also bei einer Jonval-Turbine wirklich auf das im Laufrade befindliche Wasser ein und es strebt vermöge dieser Einwirkung das Wasser sich vom Zentrum der Turbine zu entfernen.

Anders liegt dagegen die Sache bei einer Girard-Turbine. Da nämlich hier das Wasser die Kanäle nicht ganz ausfüllen soll, so kommt es mit der konvexen Seite der Schaufelflächen gar nicht in Berührung, kann also durch diese Schaufelflächen gar nicht im Kreise herumgeführt werden; sondern es fließt jedes Wasserteilchen unbekümmert um die Kreisbewegung des Rades in derjenigen Richtung durch das Rad hindurch (so lange es darin nicht gehindert wird), in welcher es aus dem Leitrade heraustritt.

Sei z. B. c d Fig. 4 Tafel 24 die obere Schaufelkante des Laufrades einer Girard-Turbine und gleichzeitig die untere Leitradkante. Es fließt somit (im Grundriß betrachtet) das Wasser in der Richtung d o und c p aus dem Leitrade aus und wird somit nach dem Beharrungsvermögen bestrebt sein, im Innern des Laufrades in den Richtungen d o und c p fortzuschreiten.

Es bewegt sich daher ein am inneren Umfange des Rades eintretendes Wasserteilchen von d nach a; ein am mittleren Umfange eintretendes Wasserteilchen bewegt sich in der Richtung a b und ein am äußeren Umfange eintretendes Teilchen von c nach p.

Man sieht daraus, daß auch bei einer Girard-Turbine (mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse) jedes in das Rad eintretende Wasserteilchen das Bestreben hat, sich weiter und weiter von der Achse zu entfernen, obwohl die Zentrifugalkraft insofern allerdings nicht auf das Wasser einwirkt, als ob letztere die horizontale Geschwindigkeit in den Richtungen d a, a b, c p, vermöge welcher dieses Abstreben vom Zentrum stattfindet, bei seinem Eintritte in das Laufrad bereits besitzt.

Ob es aber das Rad ist, welches dem Wasser die Bewegung in der Richtung c p erteilt, oder ob das Wasser diese Bewegungsrichtung bei seinem Eintritte besessen hat, dies thut dem daraus entstehenden Resultate keinen Eintrag, und es verhält sich daher qualitativ bei einer solchen Girard-Turbine die Sache gerade so, als ob die Zentrifugalkraft auf das Wasser einwirken würde; quantitativ dagegen hängt das zentrifugale Bestreben einer Girard-Turbine nicht von der Umfangsgeschwindigkeit ab, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt.

Der Unterschied in Bezug auf das zentrifugale Bestreben bei einer Jonval-Turbine gegenüber demjenigen bei einer Girard-Turbine besteht daher darin, daß bei der ersten dieses Bestreben durch die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedingt wird, während dies bei der Girard-Turbine nicht der Fall ist.

Wie leicht ersichtlich, ist es nicht das Wasser, welches sich aus seiner ursprünglichen Bewegungsebene, z. B. c p entfernt, sondern es ist vielmehr das Rad, welches sich in seiner Kreisbewegung von der Bewegungsebene des Wassers entfernt; denn es bewegt sich z. B. der Punkt c des Rades nach e, während das bei c eintretende Wasserteilchen von c nach p hin geht.

§ 82.

Über die Größe des zentrifugalen Bestrebens des Wassers bei der Girard-Turbine.

Bei der Girard-Turbine ist das Bestreben des Wassers, sich von der Achse des Rades zu entfernen, unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit des Rades und wird bedingt durch die horizontale Komponente der absoluten Ausflußgeschwindigkeit c (oder besser durch die Projektion von c auf die untere Ebene des Leitrades).

Je kleiner der Winkel α ist, um so größer ist die Projektion von c auf die Spaltebene und um so größer wird unter sonst gleichen Umständen die Fliehkraft des Wassers (das Hinausdrängen nach dem äußeren Radumfange) sein.

Außerdem ist das Bestreben abhängig vom Halbmesser des Rades und von der Schaufelform, wie man nach einiger Überlegung bald finden wird.

Je kleiner bei derselben Form und Größe der Radschaufeln der Halbmesser des Rades ist, um so größer wird in Fig. 4 Tafel 24 der Abstand p e und f o, und um so größer das Bestreben des Wassers von der Achse zu fliehen.

Dieses Bestreben oder der Abstand p e, i b, f o wird ferner um so bedeutender, je länger unter sonst gleichen Umständen die Linie c p, wobei c die Eintrittstelle und p die Austrittstelle des Wassers aus dem Laufrade ist.

Die Länge c p ist mithin gleich der Projektion des absoluten Wasserweges auf die obere und untere Ebene des Rades. Je größer somit diese Erstreckung des absoluten Wasserweges ist, um so mehr drängt sich das Wasser nach dem äußeren Radumfange.

Diese Erstreckung c p Fig. 20 Tafel 25 (und Fig. 4 Tafel 24) des absoluten Wasserweges ist aber um so größer, je kleiner die Erstreckung i h der Laufradschaufeln ist.

Alle diese verschiedenen Einflüsse auf das zentrifugale Bestreben des Wassers ihrem inneren Wesen nach zusammengefaßt, ergiebt es sich schließlich, daß dieses Bestreben um so größer ist, je größer die Projektion c p des absoluten Wasserweges (nicht der Erstreckung der Schaufelform) im Verhältnis zum Radius des Rades oder mit anderen Worten, je größer der Winkel ist, welchen die radialen Linien c d und p o bei ihrer Verlängerung bilden.

Berücksichtigt man nun, daß bei einer Girard-Turbine das Laufrad im Querschnitt nach unten ausgeweitet ist, so liegt auf der Hand, daß das Wasser dem vorhandenen zentrifugalen Bestreben Folge leistet und sich gegen den äußeren Radumfang hindrängt.

Um nun den numerischen Betrag zu finden, um welchen der Wasserstrahl sich am äußeren Radumfange nach außen drängt, hat man nur Fig. 20 Tafel 25 den absoluten Wasserweg i m u p am äußeren Radumfange zu konstruieren, und die auf die Radebene projizierte Erstreckung p c dieses Wasserweges im Grundriß Fig. 4 Tafel 24 von der Eintrittstelle c aus in der Richtung c p und zwar senkrecht auf c d aufzutragen, so ist der Abstand p e die Weite, um welche sich ein am äußeren Umfange eintretender Wasserfaden während der ganzen Dauer des Durchflusses durch das Rad vom äußeren Umfange nach außen zu entfernen strebt.

Da sich indessen vermöge der Ausweitung des Rades die am äußeren Umfange befindlichen Wasserfäden ohnedies nach außen hin bewegen (sich vom Zentrum des Rades entfernen) müssen, während am inneren Umfange das Entgegengesetzte stattfindet, so wird der ganze Durchfluß des Wassers durch das Rad insofern eine Störung erleiden, daß das Wasser der inneren Ausweitung nicht so leicht folgt, während umgekehrt die äußere Ausweitung wesentlich stärker sein darf, wie Fig. 21 Tafel 25 andeutet, in welcher a b größer ist als c b.

Eine weitere Verfolgung der Sache läßt auch erkennen, daß das Hinausdrängen nach dem äußeren Radumfange namentlich während der Zeit stattfindet, in welcher das Wasser die obere Hälfte des Laufrades durchfließt.

So bewegt sich z. B. von der Eintrittstelle e des Schaufelschnittes auf Tafel 17 Fig. 3 das Wasser auf seinem absoluten Wege von e nach q_2 in der nämlichen Zeit, in welcher sich der Punkt q des unteren Radumfanges nach q_2 bewegt.

Die horizontale Erstreckung des absoluten Wasserweges $e\,q_2$ ist aber kaum halb so groß als dieselbe Erstreckung $q\,q_2$ des vom Punkte q in derselben Zeit durchlaufenen Weges.

Nun ist aber die absolute Geschwindigkeit des Wassers am Anfange seines absoluten Wasserweges $e\,f_2\,g_2\,h_2\,q_2$ sehr groß, dagegen am Ende dieses Weges verhältnismäßig klein (3 bis 5mal kleiner als am Anfange), und während daher irgend ein Punkt am Radumfange einen Weg gleich der horizontalen Erstreckung des absoluten Weges $e\,q_2$ zurücklegt, hat das Wasser bereits mehrmals die obere Hälfte der Radhöhe durchlaufen.

Auf der halben Radhöhe angelangt, hat aber das Wasser auf seinem absoluten Wege schon den größten Teil der horizontalen Erstreckung dieses Weges durchlaufen, wofür allerdings die Turbine (Tafel 17 Fig. 3) nicht gut als Beispiel dienen kann.

Der Schaufelschnitt Tafel 17 Fig. 4, welcher einer normalen Turbine angehört, läßt dies indessen deutlich erkennen, wie auch der Schaufelschnitt Tafel 17 Fig. 5.

In der oberen Hälfte der Radhöhe und zwar besonders gegen die obere Radebene zu, findet das Hinausdrängen des Wassers gegen den äußeren Radumfang zu in wesentlich höherem Grade statt, als in der unteren Hälfte der Radhöhe.

Es soll deshalb die Ausweitung des Radquerschnittes unmittelbar an der oberen Radebene beginnen.

Es giebt nun verschiedene Mittel, den störenden Einfluß des Auswärtsstrebens des Wassers bei einer solchen Turbine aufzuheben. Bevor indessen auf diese Mittel eingetreten wird, muß noch eine anderweitige Störung näher betrachtet werden, welche bei einer Girard-Turbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse durch die Ausweitung des Laufradquerschnittes nach unten hin hervorgerufen wird.

§ 83.

Weiterer Effektverlust, verursacht durch die Winkeldifferenzen im Verein mit der Ausweitung des Laufrades.

Es sind in den vorhergehenden Paragraphen die verschiedenen Störungen, verursacht durch die Winkeldifferenzen, die Ausweitung des Laufrades nach unten, sowie durch das zentrifugale Bestreben des Wassers beim Durchfluß durch das Laufrad erörtert worden. Es ist indessen bis jetzt noch keinerlei Erwähnung gethan worden über eine Summierung der betrachteten Störungen durch die beiden vorerwähnten Ursachen.

In § 79 wurde der angenäherte numerische Mehrwert des Effektverlustes berechnet, welcher eine Folge des vermehrten Wertes von w durch die Winkeldifferenzen ist. Bei dieser Berechnung ist indessen der Vermehrung und Verminderung der Umfangsgeschwindigkeiten am äußeren und inneren Radumfange infolge der Ausweitung des Radquerschnittes nach unten hin noch keine Rechnung getragen worden, was nun geschehen soll.

Die Fig. 17 und 18 Tafel 25 zeigen den Querschnitt des Laufrades und die Schaufelform der Turbine, die allen unseren vorhergehenden Betrachtungen zu Grunde gelegt ist, und auf die wir auch jetzt wieder unsere numerischen Rechnungen beziehen wollen.

Es ist die Breite der Radkanäle an der oberen Radebene 100 mm, an der unteren Radebene dagegen 320 mm, d. h. wir haben eine 3,2fache Ausweitung, was als die äußerste erlaubte Grenze betrachtet werden kann.

Der mittlere Durchmesser der Turbine ist 1,1 m, der innere Durchmesser an der unteren Radebene ist 0,78 m und der äußere Durchmesser ebendaselbst 1,42 m.

Infolge dieser starken Ausweitung ist die Umfangsgeschwindigkeit v am inneren Radumfange (an der unteren Radebene) kleiner und am äußeren Radumfange größer, als dieselbe in § 79 angenommen wurde, indem dort die Ausweitung nicht mehr berücksichtigt worden ist.

Die Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange ist $v = 0{,}48\sqrt{2\,g\,H_o}$, somit die am inneren Umfange $v_i = \frac{0{,}780}{1{,}1} \cdot 0{,}48\sqrt{2\,g\,H_o}$ $= 0{,}34\sqrt{2\,g\,H_o}$ und die am äußeren Umfange $v = \frac{1{,}420}{1{,}1} \cdot 0{,}48\sqrt{2\,g\,H_o}$ $= 0{,}62\sqrt{2\,g\,H_o}$.

Diese Geschwindigkeiten sind in Fig. 22 Tafel 25 nebst den richtigen Winkelverhältnissen aufgetragen und wenn man nun die aus Fig. 13 Tafel 25 erhaltenen relativen Geschwindigkeiten in Fig. 22 vom Punkte z aus aufträgt, und die den verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten z a, z b, z c entsprechenden Punkten a b c mit den Endpunkten der relativen Geschwindigkeiten u_1 verbindet, so stellen die Linien a f, b e, c d die Werte der absoluten Ausflußgeschwindigkeiten w am inneren, mittleren und äußeren Radumfange dar.

Wie man sieht, sind die Abweichungen der Richtungen a f und c d von der mittleren vertikalen b e so bedeutend und erstere Linie so viel größer als letztere, daß hieraus ein namhafter Effektverlust entstehen muß, den wir nun bestimmen wollen.

Es ist

$b\,e = 0{,}15\sqrt{2\,g\,H_o}$; $c\,d = 0{,}2\sqrt{2\,g\,H_o}$ und $a\,f = 0{,}27\sqrt{2\,g\,H_o}$.

Wären keine Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen vorhanden, so würde w an allen Stellen des Raddurchmessers ein- und denselben Wert haben, wie in der Mitte der Radbreite, d. h. es würde sein $a\,f = c\,d = w = 0{,}15\sqrt{2\,g\,H_o}$ und es würde der Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w, $0{,}15^2 = 0{,}0225$ oder 2,25 Prozent des absoluten Effektes.

Bei unserer vorliegenden Turbine wird nun infolge der Winkeldifferenzen und der Radausweitung der Wert von w für die äußere Hälfte der Radbreite $w = \frac{0{,}15 + 20}{2} = 0{,}175\sqrt{2\,g\,H_o}$ und der Wert von w für die innere Hälfte der Radbreite

$$w = \frac{0{,}15 + 0{,}27}{2} = 0{,}21\sqrt{2\,g\,H_o}.$$

Der wirkliche mittlere Wert von w für die ganze Radbreite ist daher $w = \frac{0{,}175 + 0{,}21}{2} = 0{,}192\sqrt{2\,g\,H_o}$ und der wirkliche Effektverlust nahe $= 0{,}192^2 = 0{,}0368$ oder 3,68 Prozent des absoluten Effektes.

Während in § 79 der Mehrverlust durch w infolge der Winkeldifferenzen am Austritt nur zu 0,4 Prozent gefunden wurde, beträgt derselbe nach der obenstehenden Rechnung in Wirklichkeit 1,4 Prozent des theoretischen Effektes.

§ 84.

Neuere Konstruktion der Girard-Turbinen.

In § 80 wurde darauf hingewiesen, daß es unmöglich ist, die bei einer Girard-Turbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse vorhandenen Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen gänzlich zu beseitigen. Jedoch lassen sich diese Differenzen immerhin vermindern. Ebenso kann das in § 78 erwähnte Mißverhältnis vollkommen beseitigt werden und schließlich das in § 82 hervorgehobene äußerst schädlich wirkende zentrifugale Bestreben des Wassers im Laufrade einer solchen Turbine gänzlich aufgehoben werden.

Es ist hierzu eine von der bisher allgemein üblichen Konstruktion der Radschaufeln wesentlich abweichende Konstruktion des Schaufelapparates erforderlich, welche im Nachstehenden erörtert werden soll.

Es mag vorausgeschickt werden, daß diese neuere Konstruktionsmethode nicht nur etwa eine theoretische Spekulation ist, sondern von vielen Konstrukteuren seit längerer Zeit angewendet wird und mit dem besten Erfolge realisiert worden ist und wird.

Wir haben in § 82 gefunden, daß das zentrifugale Bestreben ausgedrückt wird durch die radiale Distanz p e, Fig. 4 Tafel 24, um welche ein Punkt des Radumfanges auf eine Länge gleich der horizontalen (oder vielmehr in der Radebene liegenden) Erstreckung des absoluten Wasserweges, nach einwärts abweicht.

In der That ist aber bei Anwendung von Schaufeln als Schraubenflächen mit radial gerichteter Erzeugungslinie (die gewöhnliche früher allgemein übliche Form der Schaufeln) das zentrifugale Bestreben noch größer als p e.

Dieses Bestreben würde gleich p e sein, wenn außer den bisher erwähnten keine weiteren Ursachen dasselbe vermehren würden, d. h. wenn das Wasser beständig normal auf die Schaufelfläche pressen würde, was indessen nicht der Fall ist.

Denkt man sich (Fig. 4 Tafel 24) ein am inneren Radumfange bei d eintretendes Wasserteilchen, welches das Laufrad durchfließt, so müßten die verschiedenen Stellen der Schaufelfläche, welchen dieses Wasserteilchen auf seinem absoluten Wege begegnet, jederzeit senkrecht auf der Richtung d o dieses absoluten Wasserweges sein.

Dies ist nun nicht der Fall, denn wenn das betrachtete Wasserteilchen bei o aus dem Laufrade austritt, steht die Schaufelfläche e f nicht recht-

winklig auf d o, sondern schief und zwar in der Weise, daß das Wasserteilchen auf diese schiefe Fläche pressend nach auswärts abgelenkt wird.

Verfolgt man die Stellung der Schaufelflächen gegenüber der absoluten Durchflußrichtung d o = c p des Wassers, so findet man, daß einzig an der Eintrittstelle das erste Schaufelelement rechtwinklig auf der Eintrittsrichtung (im Grundrisse betrachtet) steht, daß dagegen in allen übrigen Stellen der Schaufelkurve die Fläche der Schaufel (im Grundrisse) schief gegen diese Eintrittsrichtung d o = c p steht und zwar nimmt die Schiefe gegen die Austrittstelle hin mehr und mehr zu.

Ist nämlich Fig 3 Tafel 25 a b die Eintrittstelle oder eine obere Schaufelkante des Laufrades, h i die untere Schaufelkante, also a h die Projektion des relativen Wasserweges (der Schaufelform) auf die Projektion des absoluten Wasserweges auf die Radebene, so bewegt sich der Punkt h des Rades (man sehe auch Fig. 6 Tafel 25) nach m, während ein bei a eintretendes Wasserteilchen den absoluten Wasserweg a m durchläuft. Das bei a in das Laufrad eintretende Wasserteilchen und der Punkt h der Schaufel langen daher im demselben Momente im Punkte m an.

Nun ist m z Fig. 3 die Eintrittsrichtung des Wassers und Winkel z m c müßte = 90° sein, oder die untere Schaufelkante m n müßte rechtwinklig auf z m stehen, wenn das Wasser auf seinem Wege keine größere Ablenkung nach außen erleiden müßte, als dieselbe in § 82 gefunden worden ist.

Man wird nun bei näherer Verfolgung der Sache bald finden

1) daß das Wasser (nach § 82) um den Betrag a z Fig. 3 relativ nach auswärts fließt, auch wenn es beständig auf senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung stehende Schaufelfläche stößt;

2) daß die untere Schaufelkante der Schaufel a b m n nicht radial nach m n, sondern vielmehr senkrecht auf z m, d. h. parallel zur oberen Schaufelkante a b oder nach der Linie f g gerichtet sein muß, wenn das Wasser auf seinem absoluten Wege jederzeit senkrecht auf die Schaufelfläche pressen soll (im Grundrisse betrachtet);

3) daß ungeachtet dieser parallelen Lage der oberen und unteren Schaufelkanten a b und f g das Wasser immer noch um den in § 82 gefundenen Betrag a z relativ nach außen gedrängt wird;

4) daß somit die parallele Stellung beider Schaufelkanten zur Beseitigung des ganzen zentrifugalen Bestrebens des Wassers im Laufrade nicht genügt, die beiden Schaufelkanten vielmehr noch nach (Fig. 12 Tafel 25) um einen gewissen Betrag nach einwärts geneigt werden müssen.

5) daß die Abweichung der unteren Schaufelkante d e Fig 12 von der radialen r e gegeben ist durch den Betrag a z Fig. 3, um welchen das Wasser nach einwärts abgelenkt werden soll.

Wenn also bei einer Girard-Turbine mit achsialem Wasserdurchflusse (bei welcher das Wasser parallel der Achse ins Leitrad eintritt) die Schaufelkonstruktion richtig sein soll, so darf keine Seitenpressung des Wassers (weder nach innen noch nach außen) vorhanden sein. Damit dies jedoch nicht stattfinde, dürfen die Schaufeln nicht radial gestellt, d. h. keine Schraubenflächen sein.

Die obere Schaufelkante muß parallel sein der unteren, jedoch nicht nach Fig. 11 (Tafel 25), in welcher die untere Kante h i der Schaufel radial liegt, sondern nach Fig. 12 derselben Tafel, d. h. so, daß auch die untere Kante d e der Schaufel nach einwärts vom Radius r e abweicht, und zwar ist der Betrag dieser Abweichung annähernd auf nachstehende Weise zu bestimmen.

Die Einwärtslenkung des Wassers während des Durchlaufens des absoluten Wasserweges a m Fig. 3 und 6 (Tafel 25) soll gleich sein dem Abstande a z Fig. 3.

Die Form a m Fig. 6 des absoluten Wasserweges hat auf die Größe dieser Einwärtslenkung a z Fig. 3 keinerlei Einfluß, wohl aber die Länge x der Projektion von a m auf die Radebene.

Je größer diese Projektion (oder die horizontale Erstreckung) des absoluten Wasserweges im Verhältnisse des Radhalbmessers ist, um so größer wird auch die erforderliche Einlenkung a z oder deren Winkel i m z (Fig. 3).

Man wird nun nach einiger Überlegung finden, daß man in Fig. 12 die erforderliche Ablenkung annähernd dadurch erhält, daß man den Winkel r e f, welchen die untere Schaufelkante d e mit dem Radius bildet, gleich macht dem Winkel a m z in Fig. 3.

Dabei ist vorausgesetzt, daß die obere Schaufelkante a b parallel gemacht werde der unteren Schaufelkante d e.

In einer so konstruierten Turbine wird kein zentrifugales Bestreben des Wassers mehr vorhanden sein.

Gänzlich fehlerhaft würde es sein, die Schaufelkanten nach I Fig. 5 Tafel 25 zu stellen, denn bei dieser Anordnung würde das Wasser, statt einwärts abgelenkt zu werden, noch mehr nach außen gedrängt.

Man kann einer Girard-Turbine (mit parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung) bei der Konstruktion des Schaufelapparates noch so großen Spielraum zwischen Wasserstrahl und konvexer Fläche der Laufradschaufeln

geben, immer zeigt die Beobachtung, daß das Wasser aus der Spalte einer solchen Turbine mit großer Gewalt austritt und daß die ganze Art des Wasserdurchflusses weit davon entfernt ist, das zu sein, was man unter „freier Ablenkung" versteht.

§ 85.

Aufzeichnen der neueren Schaufelung.

Daß die ganze Berechnung der Girard-Turbine durch die Anwendung der neuen Schaufelkonstruktion in keiner Weise beeinflußt wird, braucht nicht besonders hervorgehoben zu werden.

Bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates wird wie folgt verfahren:

Man trägt vorerst die Schaufelteilung im Grundrisse auf den mittleren Durchmesser des Laufrades ab, zieht durch die erhaltenen Punkte radiale Linien a b und m n, Fig. 3 Tafel 25; hierauf zieht man m z senkrecht auf a b, wodurch man die nötige Ablenkung a z erhält.

Man zieht ferner i m senkrecht auf m n und erhält dadurch den Ablenkungswinkel i m z. Den letzteren Winkel trägt man als Winkel r e f Fig. 12 auf w, erhält dadurch die Lage e f der unteren Schaufelkante d e, welcher man die obere Schaufelkante a b parallel stellt.

Die Schaufelform ist dabei an allen Stellen des Radhalbmessers genau dieselbe. Die Schaufelflächen sind nicht mehr windschief und daher sehr leicht anzufertigen.

Der relative Wasserweg ist also an allen Punkten gleich und sind die in § 78 erwähnten Differenzen wesentlich vermindert.

Das zentrifugale Bestreben des Wassers im Laufrade ist gänzlich beseitigt.

Es ist indessen ganz besonders darauf aufmerksam zu machen, daß bei einem mit der neuen Schaufelkonstruktion versehenen Laufrade nicht ein wie gewöhnlich (nach der alten Methode) mit schraubenförmigen Schaufeln versehenes Leitrad angewendet werden darf, denn es würde hierdurch eine neue Abweichung entstehen. Der Schaufelschnitt, d. h. die Schaufelform selbst wird bei der neuen Konstruktion die nämliche wie diejenige am mittleren Radumfange bei der alten Konstruktion.

Der Grund, warum auch das Leitrad bei der Anwendung der neuen Konstruktion geändert werden muß, liegt darin, daß bei der neuen Konstruktion die normale Weite der Kanäle nicht mehr (wie bei der alten Konstruktion) in den verschiedenen Abständen vom Zentrum ganz oder nahezu gleich groß wird.

Diese normale Weite wird vielmehr dem Halbmesser der betrachteten Stelle proportional. Sie ist also am äußeren Radumfange kleiner als am mittleren Umfange des Rades. Es muß somit notwendigerweise auch am Leitrade die normale Weite der Kanäle dem Radius der betrachteten Stellen proportional gemacht werden, wenn die normalen Weiten oder die Durchflußquerschnitte des Lauf- und Leitrades einander entsprechen sollen, was unter allen Umständen der Fall sein muß.

Es müssen daher die unteren und oberen Schaufelkanten des Leitrades einander ebenfalls parallel sein. Es ist dabei gleichgültig, welche der beiden Schaufelkanten (die obere oder die untere) radial gestellt sei oder auch keine von beiden; man kann diese Stellung wählen wie man will.

Die in Frage kommende Ausflußrichtung aus dem Leitrade wird durch die seitlichen Wandungen bedingt, d. h. es ist diese Richtung unabhängig von der Stellung der Schaufelkanten. Die Parallelstellung der letzteren ist nur zu dem Zwecke nötig, um Übereinstimmung zwischen den Ausflußquerschnitten des Lauf- und Leitrades an den verschiedenen Stellen der Radhalbmesser zu erhalten, und es schadet daher gar nichts, wenn man beim Leitrade die untere Schaufelkante nach auswärts schief stellt.

Um die Stöße der eintretenden Wasserstrahlen an den Schaufelkanten des Laufrades zu verteilen, giebt der Verfasser den unteren Kanten der Leitschaufeln (von oben gesehen) die entgegengesetzte schiefe Stellung, so daß sich die Kanten in der Spalte scherenartig schneiden.

Partial-Turbinen.

§ 86.

Allgemeines über Partial-Turbinen.

Man baut die Partial-Turbinen in allen möglichen Variationen und zwar sowohl mit horizontaler und vertikaler Achse, mit achsialer und radialer (und zwar innerer und äußerer) Beaufschlagung. Sie sind Aktions-Turbinen, bei welchen das Wasser nur auf einem Teil des Umfanges zutritt.

Wir wollen uns vorläufig nur mit Partial-Turbinen mit achsialer Beaufschlagung, auch Partial-Girard-Turbinen genannt, näher befassen.

Die Partial-Turbinen finden in der Regel für kleinere Wassermengen und große Gefälle dann Anwendung, wenn der Durchmesser der Turbinen

bei voller Beaufschlagung kleiner als 800 bis 1000 mm wird. Dieselben sind anwendbar für $Q = 0{,}0005$ bis 1 cbm und Gefälle bis zu 200 m. Hierbei mache man $\alpha = 13^0$ bis 20^0, $\gamma = 12^0$ bis 18^0 und $\beta = 180^0 - 2\alpha$. Hierbei wird dann $v = 0{,}42\sqrt{2gH_0}$ bis $0{,}47\sqrt{2gH_0}$.

Die Umdrehungszahl per Minute ist $n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}$, jedoch muß $n < 350$ bleiben. Kommt es größer heraus, so müßte man den Durchmesser der Turbine vergrößern.

Für den Durchmesser und die Breite der Leitkanäle empfehlen sich je nach der Größe des Gefälles folgende Werte:

Für $H =$ 8 bis 12 m wird $D = 7\sqrt{A}$ bis $8\sqrt{A}$ und $b = 0{,}05$ D b. 0,067 D,
„ $H = 12$ „ 25 „ „ $D = 8\sqrt{A}$ „ $12\sqrt{A}$ „ $b = 0{,}045$ D b. 0,055 D,
„ $H = 25$ „ 60 „ „ $D = 12\sqrt{A}$ „ $18\sqrt{A}$ „ $b = 0{,}04$ D „ 0,045 D,
„ $H = 60$ „ 100 „ „ $D = 18\sqrt{A}$ „ $20\sqrt{A}$ „ $b = 0{,}033$ D „ 0,04 D,
„ $H = 100$ „ 200 „ „ $D = 20\sqrt{A}$ „ $25\sqrt{A}$ „ $b = 0{,}025$ D „ 0,033 D.

Die Höhe des Laufrades mache man $h_1 = 0{,}08$ D bis 0,12 D und die Höhe des Leitrades $h = \frac{2}{3} h_1$.

Die Schaufelteilung kann zu $t = 35$ mm bis 60 mm genommen werden und zwar darum so klein, weil wegen den großen Durchflußgeschwindigkeiten (infolge des meist großen Gefälles) ein Verstopfen der Kanäle weniger leicht stattfindet.

Für das Laufrad sind Seitenöffnungen für Ventilation nicht zu empfehlen und man macht zweckmäßig

$$b_1 = 1{,}5\,b \text{ bis } 1{,}8\,b$$
$$\text{und } b_2 = 3{,}5\,b \text{ „ } 4\,b.$$

Der Leitapparat erhält gewöhnlich Blechschaufeln von 2 bis 4 mm Stärke, das Laufrad kann auch Blechschaufeln erhalten oder Gußschaufeln von 3 bis 5 mm Stärke.

Die Beaufschlagung darf im Maximum auf $\frac{1}{2}$ und im Minimum auf $\frac{1}{4}\frac{1}{0}$ des Umfanges stattfinden.

Partial-Turbinen, bei welchen das Gefälle kleiner als 8 m ist, können nach den in der Tabelle für Girard-Turbinen unter III (§ 67) angegebenen Dimensionen ausgeführt werden.

Tafel 23 Fig. 6 zeigt eine Girard-Partial-Turbine mit vertikaler Achse. Die Beaufschlagung findet auf zwei diametral gegenüber liegenden Quadranten des Umfanges statt, von welchen jeder mit einem besonderen Kreisschieber reguliert wird. Es können übrigens auch beide Quadranten durch einen einzigen Schieber reguliert werden.

Im Übrigen ist diese Turbine wie eine gewöhnliche Voll-Turbine mit geschlossenem Wasserkasten angeordnet. Die Zuführung des Wassers findet durch eine Rohrleitung statt.

Die Figuren 3 und 4 Tafel 35 stellen eine Partial-Turbine mit horizontaler Achse dar. Dieselbe hat innere radiale Beaufschlagung und können wir uns darum erst später damit eingehender befassen. Diese Anordnung wird namentlich dort gern angewendet, wo die Kraft von der Turbinenwelle aus durch einen Riemen weiter übertragen wird, oder wo eine nicht hoch über dem Unterwasserspiegel befindliche Transmission direkt von der Turbinenwelle aus mittelst Riemen oder Rädern in Bewegung gesetzt werden soll.

Daran reihen sich die Konstruktionen Fig. 4, 6, 7 und 8 Tafel 26.

Fig. 5 Tafel 26 und Fig. 3 und 4 Tafel 27 zeigen Konstruktionen mit horizontalen Kreisschiebern, bei welchen die Transmissionen etwas mehr in der Höhe liegen.

Tafel 18 zeigt eine Partial-Turbine mit innerer radialer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten. Dieselbe hat einen vertikalen Kreisschieber und wird bei kleinen Wassermengen auf einer Seite, und bei größeren dagegen auf zwei einander gegenüber liegenden Stellen des inneren Umfanges beaufschlagt.

Fig. 1 Tafel 45 zeigt die Anordnung von Partial-Turbinen für ganz kleine Wassermengen und sehr hohen Gefällen. Dieser Motor hat einen einzigen Leitkanal mit radialem Schieber, welcher die Verengung oder Erweiterung des Kanales gestattet und die Turbine innerhalb der denkbar feinsten Abstufungen vollkommen korrekt reguliert.

Daran reihen sich die Turbinen nach Fig. 2 Tafel 26 und Fig. 5 und 6 Tafel 27 an.

Hier sind mehrere Leitkanäle (bis auf $\frac{1}{4}$ Umfang gehend) vorhanden, welche durch einen Kreisschieber geöffnet oder geschlossen werden können.

§ 87.

Beispiele über die Berechnung der Girard-Partial-Turbinen.

1. Beispiel. Es ist eine Partial-Turbine für $Q = 0{,}23$ cbm und $H = 9{,}7$ m zu berechnen. Der Druckhöhenverlust in der Zuleitung bis zu den Leitschaufeln ist hier schon in Abrechnung gebracht.

Für $h_1 + H_f + H_{sp} = 0{,}2$ m wird

$$H_0 = 9{,}7 - 0{,}2 = 9{,}5 \text{ m, also}$$

$$c = 0{,}96 \sqrt{2\,g\,H_0} = 13{,}105 \text{ m,}$$

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H_o}} = \frac{0{,}23}{11{,}6} = \sim 0{,}02 \text{ qm},$$

$$D = 7\sqrt{\Delta} = 7\sqrt{0{,}02} = 7 \cdot 0{,}14 = \sim 1 \text{ m},$$

$$\alpha = 18^0,\ \beta = 180^0 - 2\,\alpha = 144^0.$$

Wegen des nicht so großen Gefälles nehmen wir $t = 60$ mm, also wird $i = \frac{D\,\pi}{t} = 52{,}3 = \sim 52$, somit ist die genaue Teilung

$$t = 60{,}38 \text{ mm}.$$

Nehmen wir die Schaufelstärken

$\sigma = 3$ mm, $\sigma_1 = 5$ mm, so wird

$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 60{,}38 \cdot 0{,}309 - 3 = 15{,}7$ mm,

$b = 0{,}05\,D$ bis $0{,}067\,D = 50$ bis 67 mm,

wofür wir $b = 60$ mm wählen.

Ist i_0 die Anzahl der auszuführenden Leitkanäle, so folgt

$$i_0 = \frac{\Delta}{b \cdot s} = \frac{0{,}02}{0{,}06 \cdot 0{,}157} = 21{,}27,$$

wofür wir $i_0 = 22$ nehmen.

Die Laufradhöhe machen wir

$$h_1 = 0{,}12\,D = 125 \text{ mm},$$

also wird die Leitradhöhe

$$h = \tfrac{2}{3}\,h_1 = \sim 85 \text{ mm}.$$

Aus $h_1 + H_f + H_{sp} = 0{,}2$ m folgt nun für $H_{sp} = 0{,}0015\,D = 1{,}5$ mm,

$H_f = 200 - 125 - 1{,}5 = 73{,}5$ mm, welchen Wert wir beibehalten können.

Die Größe der Beaufschlagung ist

$$\frac{i_0}{i} = \frac{22}{52} = \frac{11}{26}.$$

Wir werden das Wasser an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen des Rades durch je 11 Kanäle eintreten lassen.

Wählen wir $\gamma = 16^0$, so wird die normale Weite der Laufradkanäle

$$s_1 = t \cdot \sin\gamma - \sigma_1 = 60{,}38 \cdot 0{,}276 - 5 = 11{,}7 \text{ mm}.$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für die obere Radebene (am mittleren Radumfange) beträgt

$$v = c \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} = c \cdot \frac{\sin 162^0}{\sin 144^0} = 13{,}105 \cdot \frac{0{,}309}{0{,}588} = 6{,}86 \text{ m}.$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit an der unteren Radebene ist $v = u_1 \cdot \cos\gamma$, wir müssen also zuerst u_1 bestimmen.

Zu diesem Zwecke berechnen wir zuerst

$$u = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 13{,}105 \cdot \frac{0{,}309}{0{,}588} = 6{,}86 \text{ m},$$

somit ist

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2 g h_1} = 0{,}96 \sqrt{6{,}86^2 + 29{,}8 \cdot 0{,}125} = 6{,}76 \text{ m},$$

daher ergiebt sich die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für die untere Laufradebene zu

$$v = u_1 \cdot \cos \gamma = 6{,}75 \cdot \cos 16^0 = 6{,}75 \cdot 0{,}961 = 6{,}5 \text{ m},$$

es ist also die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{6{,}86 + 6{,}5}{2} = 6{,}68 \text{ m}.$$

Für diesen Wert von v finden wir, daß w mit der Vertikalen einen Winkel von circa $4\frac{1}{2}^0$ einschließt und die Richtung von u nur ungefähr $\frac{1}{2}^0$ von der Anfangsrichtung der Schaufeln abweicht, was also zulässig ist.

Wäre man aber damit noch nicht zufrieden, so findet man leicht auf graphischem Wege (durch Aufzeichnen des Geschwindigkeitsdreieckes), daß $\beta = 144^0$ zu klein ist, jedoch kleiner als 145^0 sein muß. Man kann dann für die genauere Rechnung $\beta = 144\frac{1}{2}^0$ annehmen.

2. Beispiel. Für ein Gefälle von 140,25 m und eine Wassermenge von 250 Litern per Sekunde ist eine Partial-Turbine zu berechnen. Bei dem Gefälle von 140,25 m sind die Gefällsverluste in der Leitung schon berücksichtigt. Die Wasserkraft soll sorgfältig ausgenützt werden?

Nehmen wir vorläufig $H_o = H - 0{,}25 \text{ m} = 140 \text{ m}$ an, so ist

$$\sqrt{2 g H_o} = 52{,}3 \text{ m}.$$

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate ist

$$c = 0{,}95 \sqrt{2 g H_o} = 49{,}68 \text{ m}.$$

Wir haben hier 0,95 anstatt 0,96 genommen, weil der Leitapparat gegossen wird.

Der normale Austrittsquerschnitt des Leitrades beträgt

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85 \sqrt{2 g H_o}} = \frac{0{,}25}{0{,}85 \cdot 52{,}3} = 0{,}0057 \text{ qm}.$$

Nach den Angaben des § 86 wählen wir den mittleren Durchmesser der Turbine

$$D = 24 \sqrt{\Delta} = 24 \sqrt{0{,}0057} = 1{,}824 \text{ m},$$

wofür wir $D = 1800$ mm nehmen.

Für $\sphericalangle \alpha = 21^0$ ergäbe sich $\beta = 180^0 - 2\alpha = 138^0$, aber wegen des hohen Gefälles ist es zweckmäßig β größer zu nehmen und zwar nehmen wir $\beta = 142^0$.

Für eine Schaufelteilung von $t = 55$ mm für das Laufrad ergiebt sich eine Schaufelzahl

$$i_1 = \frac{D\,\pi}{t} = \frac{180^0 \cdot 3{,}14}{55} = 103;$$

runden wir dies auf $i_1 = 100$ ab, so ergiebt sich die auszuführende Schaufelteilung zu $t = 56{,}54$ mm.

Die Schaufelteilung des Leitrades nehmen wir etwas größer an und zwar 67 mm. Das Wasser ist nämlich unrein und dürfen die Leitkanäle des leichten Verstopfens halber nicht allzu enge gemacht werden.

Weil der Leitapparat gegossen wird, machen wir die Stärke der Schaufeln an der Austrittstelle 8 mm.

Es ist also

$$s + \sigma = t \cdot \sin \alpha,$$

$$s = t \cdot \sin \alpha - \sigma = 67 \cdot \sin 21^0 - 8 = 16 \text{ mm}.$$

Die Breite der Leitradkanäle wählen wir vorläufig zu $b = \frac{D}{40} = 45$ mm, wofür wir indessen rund 50 mm nehmen.

Die Anzahl der Leitkanäle wird nun

$$i = \frac{\mathcal{A}}{s \cdot b} = \frac{0{,}0057}{0{,}016 \cdot 0{,}05} = 7{,}1 = \sim 7,$$

es ist somit die wirkliche Breite der Kanäle

$$b = \frac{\mathcal{A}}{s \cdot i} = \frac{0{,}0057}{0{,}016 \cdot 7} = \sim 51 \text{ mm}.$$

Nach § 86 wird die Höhe des Laufrades $h_1 = 0{,}08\,D = 0{,}08 \cdot 1800 = 150$ mm und die Höhe der Leitradkanäle $h = 100$ mm.

Für den oben angenommenen Wert von $H_o = 140$ m ergiebt sich nun für $h_1 = 150$ mm und einer Spaltenhöhe von $H_{sp} = \sim 3$ mm ein Freihängen von $H_f = 97$ mm, somit war H_o gut gewählt.

Nehmen wir $\gamma = 19^0\,30'$ und die Stärke der Laufradschaufeln 7 mm, so ist

$$s_1 = t \cdot \sin \gamma - \sigma_1 = 56{,}54 \cdot 0{,}3338 - 7 = \sim 12 \text{ mm}.$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit an der oberen Radebene ist

$$v = c \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = 23{,}54 \text{ m} = 0{,}45 \sqrt{2\,g\,H_o}.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad beträgt

$$u = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 28{,}91 \text{ m}$$

und die relative Ausflußgeschwindigkeit

$$u_1 = 0{,}96\,u = 0{,}96 \cdot 28{,}91 = 27{,}75 \text{ m},$$

wir konnten hier ohne weiteres $u_1 = 0{,}96\,u$ setzen, indem man die Laufradhöhe im Vergleich zum Gefälle vernachlässigen kann.

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v für die untere Radebene wird

$$v = u_1 \cdot \cos\gamma = 27{,}75 \cdot 0{,}94 = 26{,}08 \text{ m} = 0{,}5\sqrt{2\,g\,H_o}.$$

Dieser Wert ist also um circa 10 Prozent größer als der oben gefundene $v = 0{,}45\sqrt{2\,g\,H_o}$. Man hat also dem Rade entweder die mittlere Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}475\sqrt{2\,g\,H_o}$ zu geben oder wenn man diese Differenz ganz beseitigen will, hat man den Winkel β etwas kleiner und zwar $\beta = 140^0$ statt 142^0 zu wählen und die Berechnung der Turbine zu wiederholen. Es wird sodann v etwas größer, dagegen u und u_1 etwas kleiner als oben gefunden, wobei man einen achsial gerichteten Austritt bei stoßfreiem Eintritte erhält. Es wird indessen die Turbine bei der oben angegebenen mittleren Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}475\sqrt{2\,g\,H_o}$ schon vollständig befriedigend arbeiten.

Es ist also

$$v = \frac{23{,}54 + 26{,}08}{2} = 24{,}81 \text{ m}$$

und die Anzahl der Umdrehungen der Turbine

$$n = \frac{60 \cdot 24{,}81}{1{,}8 \cdot 3{,}14} = 263 \text{ per Minute.}$$

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ist sehr nahe

$$w = u_1 \sin\gamma = 27{,}16 \cdot 0{,}3338 = 9{,}066 \text{ m} = 0{,}713\sqrt{2\,g\,H_o}.$$

Der Effektverlust durch w ergiebt sich mithin zu

$$0{,}173^2 = 0{,}0299 \text{ oder rund 3 Prozent}$$

des absoluten Effektes der Wasserkraft.

Grenz-Turbinen.

§ 88.

Allgemeines über Grenz-Turbinen.

Hierher rechnet man, wie bereits erwähnt, Reaktions-Turbinen mit äußerst geringer Reaktion, wenn also $2\alpha + \beta$ nahezu gleich 180^0 z. B. gleich 170^0 bis 175^0 ist. Streng genommen sind aber Grenz-Turbinen solche Aktions-Turbinen, bei welchen die Laufradzellen von den Wasserstrahlen ganz ausgefüllt werden, ohne daß jedoch Reaktion stattfindet.

Man nennt sie deshalb Turbinen mit geformtem Wasserstrahl. Da diese Turbinen ohne Reaktion arbeiten (oder nur mit äußerst geringer), so sind sie gut regulierbar. Da ferner keine freie Ablenkung stattfindet, können sie bei Stauwasser ganz gut ins Unterwasser eintauchen.

Man erhält eine Grenz-Turbine, wenn der Austrittsquerschnitt des Laufrades vom Wasser ganz ausgefüllt ist. Da jedoch bei $\beta < 90^0$ die Kanäle gegen unten zuerst weiter werden, ehe sie sich wieder verengen, so bleibt in der Ausbauchung ein lufterfüllter Raum, welcher sich, sobald der Austrittsquerschnitt um ein geringes zu klein ist, so daß etwas Reaktion entsteht, mit Wasser füllt. Aber auch wenn keine Reaktion stattfindet, füllt sich dieser Raum mit Wasser, sobald die Turbine, wie dies bei Stauwasser eintritt, im Unterwasser arbeitet. Um dies zu vermeiden, haben Hänel und Rittinger zuerst die sogenannten Rückschaufeln nach Fig. 1 Tafel 17 und Fig. 7 Tafel 24 eingeführt. Diese Schaufeln sind so gewählt, daß der Querschnitt des Wasserstrahles an jeder Stelle gleich ist dem Querschnitt der Kanäle. An Stelle von Rückschaufeln wendet man jetzt lieber ausgebauchte Schaufeln, wie sie in Fig. 6 und 8 Tafel 24 ersichtlich sind, an.

Bei Grenz-Turbinen mit $\beta \gtrless 90^0$, wie in Fig. 3 Tafel 17, ist natürlich eine Verdickung der Schaufel nicht notwendig.

Wenn β nur wenig größer als 90^0 ist, so kann man es an Stelle der geringen Ausbauchung der Schaufeln, durch entsprechende seitliche Einschnürung des Laufradkranzes dahin bringen, daß die Kanäle und Wasserstrahlen überall den gleichen Querschnitt erhalten, wie dies in Fig. 9 und 9a Tafel 24 ersichtlich ist.

Die Krümmung der Rückschaufel resp. der konkaven Seite der Schaufel kann man z. B. so bestimmen, indem man die Form des Kranzquerschnittes wählt und dann für die Radbreite in verschiedenen Höhen die zugehörige normale Kanalweite berechnet. Oder man wird noch besser umgekehrt verfahren, indem man die hintere Kurve der Schaufelform derart annimmt, daß sich die normale Weite der Kanäle stetig nach unten zu verengt.

Nun mißt man in verschiedenen Höhen die normale Kanalweite s_x (Fig. 8 Tafel 24) und berechnet dann die erforderliche Breite b_x an diesen Stellen.

Die durch eine solche Rechnung erhaltenen Kurven sind nicht immer sofort zu gebrauchen. Namentlich erhält man beim letzteren Verfahren, wenn man die hintere Schaufelkurve annimmt und die Kranzform sucht, für b_1 einen etwas kleineren Wert als für b. Aus praktischen, schon erläuterten Gründen muß jedoch b_1 etwas größer (5 bis 10 mm genügen)

als b werden, wodurch eine kleine Erweiterung am oberen Theile des Laufradkranzes notwendig wird.

Unter der Annahme, daß u sich während des Durchflusses durch das Laufrad gleichförmig ändert und schließlich beim Austritte aus dem Rade den Wert u_1 erreicht, können wir die Werte der relativen Geschwindigkeit an verschiedenen Stellen des Laufrades leicht graphisch bestimmen, indem wir ein Trapez aufzeichnen, dessen parallele Seiten durch u und u_1 dargestellt werden. Teilt man nun die Länge der Schaufelkurve (konkave Seite) in eine bestimmte Zahl gleicher Teile und die Höhe des Trapezes in dieselbe Zahl gleicher Teile, so geben die durch die Teilpunkte der Höhe zu u und u_1 gezogenen Parallelen die relativen Geschwindigkeiten an den entsprechenden Stellen der Schaufelkurve. In vielen Fällen ist der Unterschied zwischen u und u_1 verschwindend, so daß man dann auf die Aenderung der relativen Durchflußgeschwindigkeit keine Rücksicht zu nehmen braucht.

Durch Rechnung läßt sich die relative Geschwindigkeit u_x für irgend eine Stelle, wieder unter Annahme, daß sich die Geschwindigkeit gleichförmig ändert, durch folgende Formel finden:

$$u_x = u + \frac{x}{n}(u_1 - u),$$

worin x die Länge der Schaufelkurve von oben bis zur betreffenden Stelle und n die ganze Länge der Schaufelkurve bedeutet.

Grenz-Turbinen werden in der Regel so eingebaut, daß das Laufrad den normalen Unterwasserspiegel berührt.

§ 89.

Beispiel über die Berechnung einer Grenz-Turbine.

Es soll für ein veränderliches Gefälle von 0,9 bis 1,2 m mit konstantem Oberwasserspiegel und eine Wassermenge von 2500 Litern im Minimum eine möglichst billige Turbine gebaut werden.

Die Verhältnisse liegen so, daß das bei dem hohen Gefälle von 1,2 m vorhandene Kleinwasser von 2500 Litern möglichst sorgfältig ausgenützt werden soll. Bei mittlerem und hohem Wasserstande dagegen, wo das Gefälle klein ist, kann die Turbine Wasser nach Belieben konsumieren, um jederzeit eine gleich große Betriebskraft entwickeln zu können.

Aufstellung der Turbine. Die Turbine muß so aufgestellt werden, daß die untere Ebene des Laufrades beim Niederwasserstande noch etwas freihängt, und es soll die Turbine in diesem Falle, wenn immer möglich, einen Wirkungsgrad von 73 bis 75 Prozent entwickeln.

Die Größe der Turbine wird bedingt durch das kleinste H und das größte Q.

Nehmen wir an, daß die Turbine bei $H = 1{,}2$ m noch um 70 mm freihänge und somit bei $H = 0{,}9$ m um $300 - 70 = 230$ mm in das Unterwasser eintauche und sodann eine Leistung von nicht über 65 Prozent des theoretischen Effektes entwickele.

Nun beträgt die Leistung bei größtem H von 1,2 m und kleinstem Q von 2500 Litern bei 75 Prozent Wirkungsgrad (ob die Turbine das leistet, werden wir später finden)

$$N_n = 0{,}75 \frac{2500 \cdot 1{,}2}{75} = 30 \text{ HP.}$$

Die Turbine muß daher, um dieselbe Kraft zu entwickeln, bei $H = 0{,}9$ m und bei nur 65 Prozent Wirkungsgrad eine Wassermenge konsumieren von

$$\frac{75}{65} \cdot \frac{1{,}2}{0{,}9} \cdot 2500 = 3850 \text{ Liter per Sekunde.}$$

Das Druckgefälle H_0 ist bei 180 mm Laufradhöhe und 230 mm Eintauchung gleich dem totalen Gefälle H, also gleich 0,9 m.

Es ist somit

$$\sqrt{2\,g\,H_0} = 4{,}202 \text{ m.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit c wird wegen der Eintauchung etwas kleiner als gewöhnlich. Wir nehmen

$$c = 0{,}95 \sqrt{2\,g\,H_0} = 0{,}95 \cdot 4{,}202 = 3{,}992 \text{ m.}$$

Die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85 \sqrt{2\,g\,H_0}} = \frac{3{,}850}{0{,}85 \cdot 4{,}202} = 1{,}080 \text{ qm,}$$

(es ist zu bemerken, daß ungeachtet des etwas kleineren Wertes von c die Summe Δ nicht größer als gewöhnlich zu sein braucht, weil die Zugabe für Δ nach § 66 groß genug ist, um diese Differenz nicht berücksichtigen zu müssen).

Der mittlere Durchmesser D der Turbine wird wegen der geforderten Billigkeit kleiner als nach den normalen Verhältnissen § 67, 1. und zwar wählen wir

$$D = 1{,}8 \sqrt{\Delta} = 1{,}8 \sqrt{1{,}08} = 1{,}872 \text{ m,}$$

oder rund 1875 mm.

Wir wählen $\alpha = 45^0$ und $\beta = 180 - 2\,\alpha = 180 - 90 = 90^0$.

Das Leitrad erhält gußeiserne Schaufeln von 9 mm Dicke an der Austrittstelle.

Die Schaufelteilung wählen wir

$$t = 125 \text{ mm.}$$

Der mittlere Radumfang ist 5,890 m und somit die Schaufelzahl

$$i = \frac{D \cdot \pi}{t} = \frac{5890}{125} = 47.$$

Wir wählen hierfür 44 Schaufeln und es wird sonach die endgültige Schaufelteilung

$$t = \frac{5890}{44} = 134 \text{ mm.}$$

Die normale Weite s der Leitkanäle ergiebt sich nun zu

$s = t \cdot \sin \alpha - \sigma = 134 \cdot 0{,}707 - 9 = 85{,}7$ mm oder rund 86 mm.

Die lichte Breite b der Leitkanäle an der Austrittstelle wird $b = \frac{A}{s \cdot i} = \frac{1{,}08}{0{,}086 \cdot 44} = 0{,}2857$ m oder rund 286 mm.

Die Höhe des Laufrades $h_1 = 0{,}1\ D = 187{,}5$ mm, wofür wir wählen $h_1 = 180$ mm.

Die Höhe des Leitrades wird

$$h = \tfrac{2}{3} h_1 = \tfrac{2}{3} \cdot 180 = 10 \text{ mm.}$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ins Laufrad ergiebt sich zu

$$u = c \frac{\sin \alpha}{\sin s} = 3{,}992 \frac{\sin 45^0}{\sin 90^0} = 3{,}992 \frac{0{,}707}{1} = 2{,}822 \text{ m.}$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade wird

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2\,g\,h_1} = 0{,}96 \sqrt{2{,}822^2 + 19{,}6 \cdot 0{,}18} = 3{,}249 \text{ m.}$$

Die normale Weite s_1 der Laufradkanäle am Austritte wird im vorliegenden Falle, wo das Wasser die Kanäle gerade noch ganz ausfüllen oder in begrenztem Strahle durchfließen soll und wo wir den Radkanälen eine doppelte Ausweitung geben wollen, so daß $b_2 = 2\,b = 2 \cdot 286 = 572$ mm ist,

$$s_1 = \frac{Q}{b_2 \cdot u_1\, i} = \frac{3{,}850}{0{,}572 \cdot 3{,}25 \cdot 44} = 0{,}047 \text{ m.}$$

Zur Bestimmung des Winkels γ hat man zu erwägen, daß die normale Weite s_1 + der Schaufeldicke σ_1 gleich ist dem Werte $t \cdot \sin \gamma$; das heißt

$$t \cdot \sin \gamma = s_1 + \sigma_1,$$

daher

$$\sin \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t}.$$

Die Schaufeldicke sei hier wegen der großen Breite b_2 gleich 11 mm und die Schaufelteilung $t = 134$ mm, wie beim Leitrade und es wird nun

$$\sin \gamma = \frac{47 + 11}{134} = 0{,}4328.$$

Diesem Sinus entspricht der Winkel $\gamma = 25\frac{1}{2}^0$.

Die Umfangsgeschwindigkeit am oberen Radumfange wird für den stoßfreien Eintritt

$$v = c\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = 3{,}992\frac{\sin 45^0}{\sin 90^0} = 3{,}992\frac{0{,}707}{1} = 2{,}822 \text{ m} =$$
$$= 0{,}671\sqrt{2\,g\,H_0}.$$

Dagegen wird die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für den unteren Radumfang bei achsialem Austritte

$$v = u_1 \cos\gamma = 3{,}249 \cdot \cos 25\tfrac{1}{2}^0 = 2{,}93 \text{ m}$$

oder gleich $0{,}697\sqrt{2\,g\,H_0}$.

Diese beiden Werte von v stimmen so annähernd überein, daß die Konstruktion als vollkommen befriedigend betrachtet werden kann und zwar wählt man für v den mittleren Wert

$$v = \frac{2{,}822 + 2{,}93}{2} = 2{,}876 \text{ m} = 0{,}684\sqrt{2\,g\,H_0}.$$

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ergiebt sich sehr nahe zu

$$w = u_1 \sin\gamma\ 3{,}249 \sin 25\tfrac{1}{2}^0 = 3{,}249 \cdot 0{,}4305 = 1{,}397 \text{ m} =$$
$$= 0{,}332\sqrt{2\,g\,H_0}.$$

Der Effektverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ist $0{,}332^2 = 0{,}1102$ der absoluten Wasserkraft, welcher Werth sich wegen der Vermehrung von w durch die Ausweitung nach unten und hier schiefen Austritt des Wassers nach beiden Seiten auf 13 Prozent erhöht.

Die Nutzleistung der Turbine ergiebt sich nun, wenn man sämtliche Verluste zusammenstellt.

Es ist nun der Reibungsverlust bei der vorliegenden Turbine wegen des kleinen Winkels $\beta = 90^0$, kleiner dagegen aber wegen der großen Durchflußgeschwindigkeit u bis u_1, sowie wegen den ganz ausgefüllten Laufradkanälen (wobei auch die konvexe Seite der Schaufeln etwas Reibungsfläche ist), nicht viel kleiner als bei einer Jonval-Turbine.

Wir können daher die Summe sämtlicher Gefällverluste durch Stoß an den Schaufelkanten und Reibung in den Kanälen zu circa 10 Prozent annehmen.

Der Verlust durch Lager- und Zapfenreibung ist circa 3 Prozent und es ergiebt sich somit ein totaler Effektverlust von

Hydraulische Widerstände .	10	Prozent,
Lager- und Zapfenreibung .	3	„ ,
Verlust durch w	13	„ ,
Totaler Verlust	26	Prozent,

so daß demnach die Turbine über dem Unterwasser laufend eine Leistung von circa 74 Prozent entwickeln kann. Dabei ist indessen vorausgesetzt, daß die gußeisernen Schaufeln möglichst rein gegossen und daß ganz besonders die oberen Schaufelkanten beider Räder in der Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit (auf 2 bis 3 mm Kante) zugeschärft seien, durch welche Vorsichtsmaßregel die hydraulischen Widerstände des Durchflusses wesentlich vermindert werden können.

Wird dies außer Acht gelassen, so fallen bei einer Aktions-Turbine infolge der großen relativen Geschwindigkeit u die Kantenstöße sehr bedeutend aus.

Durch die Eintauchung des Laufrades ins Unterwasser wird die Nutzleistung der Turbine herabgezogen und zwar wird der Wirkungsgrad erfahrungsgemäß auf 68 bis 70 Prozent herabsinken. Sicherheitshalber haben wir unserer Rechnung nur 65 Prozent zu Grunde gelegt.

Die später folgenden Tabellen über Bremsversuche werden dies nachweisen.

Radial-Turbinen.

§ 90.

Theorie und Konstruktion der Reaktions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung.

Es kommt namentlich bei kleinen Gefällen und großen Wasserquantitäten häufig vor, daß wegen schwieriger oder unmöglicher Grundbauten es an der nötigen Tiefe zwischen Oberwasserspiegel und Sohle der Turbinenkammer fehlt, um bei einer achsial beaufschlagten Turbine den nötigen Raum für das Wasser über dem Leitrade und unter dem Laufrade zu haben.

Bekanntlich darf die Tiefe des Wasserstandes über der oberen Leitradebene bei Benutzung großer Wassermassen nicht kleiner sein als 1 m, da schon bei dieser Tiefe leicht Wirbel entstehen, die sich manchmal bis auf das Leitrad herunter erstrecken und die gute Wirkung des Wassers in hohem Grade stören. Ebenso muß bei größeren Wassermassen die Tiefe der Sohle der Kammer sich mindestens 1 m unter der unteren Laufradebene befinden. Die Höhe von Lauf- und Leitrad zusammen beträgt im Mittel ungefähr $^1/_2$ m, so daß mithin bei einer solchen Anlage (bei Wasser-

mengen über 3000 Liter pro Sekunde) zwischen Sohle der Kammer und Oberwasserspiegel mindestens ein Raum von $2^1/_2$ bis $3^1/_2$ m Tiefe vorhanden sein muß.

Wo dies wegen schwieriger Fundamentbauten nicht erreichbar ist, läßt sich durch Anwendung einer außen beaufschlagten Radialturbine diese Höhe um 0,5 bis 0,8 m reduzieren, was in manchen Fällen schon ausschlaggebend bei der Wahl des Turbinensystems ist.

Ein Vorteil bei den radial beaufschlagten Turbinen besteht darin, daß bei denselben keine Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen vorhanden sind und die Wirkungsweise des Wassers daher weit regelmäßiger ist.

Legt man sich die Frage vor, wodurch sich eine radial beaufschlagte Turbine (Fourneyron mit innerer und Francis mit äußerer Beaufschlagung) von einer Jonval-Turbine ihrem inneren Wesen nach unterscheidet, so besteht der einzige Unterschied darin, daß bei der Jonval-Turbine die Zentrifugalkraft das im Laufrade befindliche Wasser zwar gegen den äußeren Begrenzungskranz hindrückt, ohne jedoch einen Einfluß auf die Durchflußgeschwindigkeit auszuüben, d. h. die Sache verhält sich bei der Jonval-Turbine gerade so, als ob überhaupt keine Zentrifugalkraft auf das Wasser einwirken würde.

Anders liegt jedoch die Sache bei den radial beaufschlagten Turbinen, welche mit Reaktion arbeiten.

In diesem Falle, wo das die Radkanäle ganz ausfüllende Wasser entweder am inneren oder äußeren Umfange in das Laufrad eintritt, wird dasselbe während seines Durchflusses durch das Laufrad im ersteren Falle (bei innerem Eintritt) in seiner Bewegung beschleunigt und im zweiten Falle (bei äußerem Eintritt) verzögert und es fallen somit unter sonst gleichen Umständen die Dimensionen der Kanäle u. s. w. anders aus, als dies ohne die Einwirkung der Zentrifugalkraft der Fall wäre, und umgekehrt wird bei gleich großen Kanälen des Laufrades die nötige Weite der Leitkanäle eine andere werden. Um diese nötigen Änderungen numerisch festzustellen, muß zunächst die Wirkung der Zentrifugalkraft näher bestimmt werden.

Wirkung der Zentrifugalkraft. Es trete in Fig. 4 Taf. 35 das Wasser mit einer relativen Geschwindigkeit $a\,u = u$ in das Laufrad einer radial von innen beaufschlagten Turbine ein.

Man denke sich nun den Überdruck des Wassers in der Spalte vorläufig weg, wobei das den Kanal des Laufrades durchströmende Wasser bis zu seinem Austritte eine konstante Durchflußgeschwindigkeit beibehält,

so lange das Rad sich nicht dreht und die Zentrifugalkraft somit nicht zur Wirkung gelangt.

Wenn sich nun das Rad dreht und die Zentrifugalkraft zur Wirkung kommt, so wird das den Kanal ausfüllende Wasser während seines Durchflusses beschleunigt und es tritt daher am äußeren Umfange des Rades mit einer relativen Geschwindigkeit $b\,u_1 = u_1$ aus, welche größer ist als diejenige u, mit welcher es in das Rad eingetreten ist. Diese Beschleunigung ist um so größer, je schneller das Rad sich dreht und je breiter (radial gemessen) der Radkranz ist.

Nennt man in Fig. 4 Tafel 35 die Geschwindigkeit $a\,v_i$ der Drehung am inneren Radumfange $= v_i$, und diejenige $b\,v_a$ am äußeren Radumfange $= v_a$, so ist nach den Lehren der Mechanik zwischen der beschleunigten Austrittsgeschwindigkeit u_1 und der ursprünglichen Eintrittsgeschwindigkeit u folgendes Verhältnis vorhanden:

$$u_1^2 = u^2 + v_a^2 - v_i^2$$

und es ist somit das beschleunigte

$$u_1 = \sqrt{u^2 + v_a^2 - v_i^2}.$$

Umgekehrt findet, wenn das Wasser am äußeren Umfange mit einer relativen Geschwindigkeit u_1 in das Rad eintritt, während seines Durchflusses infolge der Zentrifugalkraft eine Verzögerung statt und es ist folgendes Verhältnis zwischen u_1 und u vorhanden:

$$u^2 = u_1^2 - v_a^2 + v_i^2,$$

also das verzögerte

$$u = \sqrt{u_1^2 - v_a^2 + v_i^2}.$$

Mittelst dieser Ausdrücke ist die Beschleunigung oder Verzögerung durch die Zentrifugalkraft sehr leicht zu bestimmen.

In Wirklichkeit ist nun bei den Turbinen die Sache nicht gar so einfach, weil bei den Reaktions-Turbinen noch der Überdruck im Laufrade hinzukommt, welchen das Wasser (sowohl bei äußerer als bei innerer Beaufschlagung) während des Durchflusses beschleunigt, gerade wie dies bei der Jonval-Turbine der Fall ist. Ist wie bei der Jonval-Turbine H das Gefälle und c die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen, so ist der Überdruck

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

Das Wasser ist daher in den radialen Reaktions-Turbinen bei seinem Austritt aus den Kanälen des Laufrades drei verschiedenen Wirkungen ausgesetzt.

Die erste dieser Wirkungen bildet die relative Eintrittsgeschwindigkeit u, mit welcher das Wasser seine Bewegung im Rade beginnt und mit welcher es (die Reibungsverluste bei Seite gesetzt) auch aus dem Rade auszutreten strebt.

Die zweite Wirkung ist diejenige des Spaltenüberdrucks, welcher auf das im Laufrade befindliche Wasser drückt und dasselbe mit einer der Druckhöhe $H - \frac{c^2}{2g}$ entsprechenden Geschwindigkeit aus den Radkanälen zu treiben strebt.

Die dritte Einwirkung ist diejenige der Zentrifugalkraft, welche bei innerer Beaufschlagung auf das Wasser eine Beschleunigung und bei äußerer eine Verzögerung ausübt, deren Größe durch den oben stehenden Ausdruck bestimmt ist.

Um nun die schließlich resultierende Endgeschwindigkeit des Wasseraustrittes aus dem Laufrade zu berechnen, hat man die drei oben genannten Einflüsse oder Einwirkungen auf das Wasser zu addieren.

Die Druckhöhe, welche der relativen Eintrittsgeschwindigkeit u entspricht, ist $\frac{u^2}{2g}$.

Die Druckhöhe des Spaltendrucks ist $H - \frac{c^2}{2g}$.

Die Druckhöhe, welche der Beschleunigung oder Verzögerung durch die Zentrifugalkraft entspricht, wird ausgedrückt durch $\frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}$.

Bei der Turbine mit innerer Beaufschlagung summieren sich diese drei Druckhöhen zusammen, d. h. es ist die Summe der Druckhöhen, welche das Wasser aus den Laufradkanälen pressen und welche ausgedrückt wird durch $\frac{u_1^2}{2g}$

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) + \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}\right).$$

Es ergiebt sich somit für die Turbinen mit innerer Beaufschlagung die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Kanäle des Laufrades verläßt

$$u_1^2 = u^2 + 2gH - c^2 + v_a^2 - v_i^2$$

oder

$$u_1 = \sqrt{u^2 + 2gH - c^2 + v_a^2 - v_i^2} \quad \ldots \quad 150)$$

Bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung ist die Druckhöhe, welche der Einwirkung der Zentrifugalkraft entspricht, von den beiden

übrigen Druckhöhen abzuziehen, d. h. es ist für äußere Beaufschlagung

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} - \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) - \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}\right)$$

somit

$$u_1^2 = u^2 + 2gH - c^2 - (v_a^2 - v_i^2)$$

und schließlich

$$u_1 = \sqrt{u^2 + 2gH - c^2 - v_a^2 + v_i^2} \quad \ldots \quad 151)$$

Dies ist die ganze Theorie der radial beaufschlagten Reaktions-Turbinen, denn in allem übrigen finden bei diesen Turbinen ganz die gleichen Beziehungen und Vorgänge statt, wie bei den Jonval-Turbinen.

Man kann somit die Regeln für die Konstruktion der Jonval-Turbinen ganz unverändert für die radial beaufschlagten Turbinen gelten lassen und man hat lediglich den Umstand zu berücksichtigen, daß bei den Turbinen mit innerer Beaufschlagung die relative Austrittsgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade dem eben gefundenen Ausdrucke entsprechend größer ist und die normale Weite der Radkanäle am Austritt dementsprechend kleiner wird.

Umgekehrt wird bei der äußeren Beaufschlagung u_1 kleiner und demgemäß die normale Weite oder überhaupt der Ausflußquerschnitt des Laufrades größer.

Es handelt sich nur noch darum, die Hauptabmessungen passend zu wählen.

Bei der Hauptdimension der Turbine, nämlich dem Durchmesser des Motors, hat man zu berücksichtigen, daß derselbe einerseits dem Ausflußquerschnitt A des Leitrades angepaßt werden muß wie bei der Jonval-Turbine und daß andererseits das Wasser der Turbine mit innerer Beaufschlagung in einem Rohre zugeführt werden muß, welches nicht größer sein kann als der innere Durchmesser des Laufrades, wohl aber kleiner angeordnet werden kann.

Da nun aber die Geschwindigkeit des Wassers in diesem cylindrischen Zuführungsraume nicht allzu groß werden darf und $1^1/_2$ bis 2 m pro Sekunde nicht übersteigen soll, so ist es klar, daß der innere Querschnitt dieses Cylinders oder Rohres der Wassermenge proportional sein sollte. Aus diesem letzteren Grunde hat Redtenbacher bei Aufstellung seiner Regeln über den Bau dieser Turbinen den inneren Durchmesser der Turbine der $\sqrt{Q}$ proportional gemacht, was jedoch nicht stichhaltig ist.

Die neuere Zeit hat diese Regeln verlassen und macht bei kleineren Wassermengen den Durchmesser verhältnismäßig größer, bei größeren Wassermengen dagegen eher kleiner, indem man für die Geschwindigkeit

des Wasserzuflusses im cylindrischen Zuführungsraume 2 bis $2^1/_2$ m als zulässig erachtet.

Insofern bei einer solchen Turbine die Wasserzuführung keine Schwierigkeit verursacht, ist gar kein Grund vorhanden, dieselbe anders zu dimensionieren als eine Jonval-Turbine für dieselben Verhältnisse, nur tritt hier an die Stelle des mittleren Durchmessers der innere Durchmesser des Laufrades als äußerer Durchmesser des Leitrades, an Stelle der radialen Breite der Jonval-Turbinen die Höhe der radial beaufschlagten Turbine und an Stelle der Jonval-Turbinenräder die radiale Dimension der Radial-Turbinen.

Man kann zwar sagen, daß die radial von innen beaufschlagte Turbine deshalb, weil sie infolge der beschleunigten Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade kleinere normale Weite der Radkanäle und deshalb kleinere Winkel erhält, auch gleich große Winkel und Weiten wie die Jonval-Turbine, aber dafür kleineren Durchmesser erhalten könnte. Dies ist in der That der Fall, allein man zieht es mit Recht vor, den Durchmesser gleich groß zu belassen wie bei der Jonval-Turbine und die kleineren Winkel und geringen normalen Weiten der Laufradkanäle am Austritt beizubehalten, weil diese kleineren Winkel vorteilhafter sind, indem sie eine kleinere absolute Ausflußgeschwindigkeit und somit kleineren Austrittsverlust im Gefolge haben.

Es ist dies auch deshalb begründet, weil die innen beaufschlagten Radial-Turbinen den größten Krümmungswinkel erfordern und daher die größten Reibungsverluste wegen langer und stark gekrümmter Schaufeln haben. Der kleinere Winkel am Radaustritt bei gleich weiten und gleich gewinkelten Kanälen des Leitrades wie bei der Jonval-Turbine bildet einen Ersatz für den größten Reibungsverlust.

Man giebt daher diesen Turbinen dieselben Winkel, Weiten und Breiten der Leitkanäle wie den Jonval-Turbinen und daher auch denselben Durchmesser.

Bei den Turbinen mit äußerer Beaufschlagung wird die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 klein, daher auch w verhältnismäßig klein; doch wird der normale Ausflußquerschnitt größer und es würde auch Winkel γ größer, wenn man sich hier nicht einfach dadurch helfen könnte, daß man den größeren Austrittsquerschnitt durch Ausweitung der Radhöhe nach innen erzielt. Durch diese Ausweitung gelangt man dazu, die größere normale Weite durch größere Höhe der Laufradkanäle am Austritt zu ersetzen und die kleinere normale Weite der Jonval-Turbine und den mäßigen Austrittsverlust beizubehalten.

Da diese Turbinen den kleinsten Krümmungswinkel, d. h. die am wenigsten gekrümmten Schaufeln haben, so sind die Reibungsverluste am kleinsten und die theoretischen Verhältnisse überhaupt die günstigsten.

Bezüglich der Dimensionen der radial beaufschlagten Turbinen muß noch erwähnt werden, daß sich bei denselben keine parallele Begrenzung der austretenden Wasserstrahlen (sowohl beim Lauf- als auch beim Leitrade) erzielen läßt. Die Kanäle werden bei beiden Rädern sanft konvergierend und es findet daher ein Ausfluß des Wassers mit Kontraktion statt. Der Kontraktions-Koeffizient kann beim Leitrad als auch beim Laufrad zu 0,9 angenommen werden, so daß mithin die Summe der normalen Ausflußweiten bei diesen Turbinen um $^{10}/_{9}$ größer ausfällt als dies ohnedies der Fall wäre.

Um die Regeln für die Konstruktion der radialen Turbinen nicht allzu kompliziert zu gestalten, ist es passend, die normale Weite der Leit- und Radkanäle, wie überhaupt alle Dimensionen so zu wählen, als ob keine Kontraktion beim Austritt des Wassers aus den Kanälen stattfinden würde und sodann die Kontraktion bei der Berechnung der Höhe der Turbinenräder zu berücksichtigen.

§ 91.

Praktische Regeln für die Konstruktion der Reaktions-Turbinen mit radialer innerer Beaufschlagung.

Es bezeichne:

Q die Wassermenge in Kubikmetern pro Sekunde.

H das effektive Gefälle in Metern.

D den Durchmesser der Turbine, welcher gleich ist dem inneren Durchmesser des Laufrades und dem äußeren Durchmesser des Leitrades.

$\mathit{\Delta}$ die Summe der wirklich freien Ausflußquerschnitte aller Leitkanäle, wobei die Verengung durch die Radschaufelkanten nicht berücksichtigt ist.

b die lichte Höhe der Leitkanäle an der Austrittstelle.

b_1 die lichte Höhe der Laufradkanäle an der Austrittstelle.

h_1 die radiale Breite des Laufrades.

h die radiale Breite des Leitrades.

α den Winkel der Leitschaufeln mit dem äußeren Umfange des Leitrades.

β den Winkel der Laufradschaufeln mit dem inneren Umfange des Laufrades.

γ den Winkel der Laufradschaufeln mit dem äußeren Umfange des Laufrades.

c die effektive Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkanälen.
u_1 die effektive relative Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Laufradkanälen.
u die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad.
v_i die vorteilhafteste Geschwindigkeit am Radumfange vom Durchmesser D.
v_a die Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Laufrades.
s die normale Weite der Leitkanäle am Austritt.
s_1 die normale Weite der Laufradkanäle am Austritt.
i die Anzahl der Leitschaufeln.
i_1 die Anzahl der Laufradschaufeln.
t die Schaufelteilung des Leitrades am äußeren Umfange.
t_1 die Schaufelteilung des Laufrades am äußeren Umfange.
H_1 die Druckhöhe $\frac{c^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit c erzeugt.
H_2 die Druckhöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit u_1 erzeugt.
$H_3 = H - \frac{c^2}{2g} = H - H_1$ den Spaltenüberdruck.

Anmerkung. Damit das Wasser die Turbinenräder in jedem Teile ihrer Höhe mit der nämlichen Geschwindigkeit durchfließe, ist es notwendig, daß dieselben ganz in das Unterwasser eintauchen.

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle H.

Für Wassermengen von 5 bis 10 Kubikmetern per Sekunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 3 Metern

$$c = 0{,}67\sqrt{2gH}.$$

$$\text{Freies } \mathit{\Delta} = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2gH}},$$

$$D = 2\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}}.$$

Die Kranzbreite des Laufrades h_1 erhält man bei verschiedenen Werten von D passend folgende Größe:

für D =	1,4	1,5	1,65	1,8	2,0	2,25	2,5 m
wird h_1 =	0,25	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36 m

$h = h_1$.

Äußerer Durchmesser der Turbine $D_a = D + 2h_1$,
Winkel $\alpha = 20$ bis 24^0,
Winkel $\beta = 90^0$,

Winkel $\gamma = 12$ bis 18^0,

$v_i = c \cdot \cos \alpha$,

$v_a = v_i \frac{D_a}{D}$,

$H_2 = 0{,}449\ H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}$,

$u_1 = \sqrt{2g H_2} = \sqrt{\left(0{,}449\ H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}\right) 2g}$,

$t = 230$ bis 300 mm;

aus t ergiebt sich $i = \frac{D\pi}{t}$,

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\ i$,

Totales $s = t \cdot \sin \alpha - \sigma$,

Schaufeldicke (Gußeisen) $\sigma = 12$ bis 18 mm.

Wirkliche freie normale Weite $= s - 2^1/_2$ bis 3 mm (wegen Verengung durch Radschaufelkanten).

Anzahl Umdrehungen

$$n = \frac{60\, v_i}{D\pi} \text{ per Minute.}$$

Kontraktions-Koeffizient für den Austritt des Wassers aus dem Leitrade $k = 0{,}9$.

Lichte Höhe des Leitrades an der Austrittstelle $b = \frac{\Delta}{k \cdot s \cdot i}$; $b_1 = b + 10$ mm (dabei ist für s das wirklich frei reduzierte s zu setzen).

Wasserverlust durch den Spalt $3\,\%$ im Mittel, also $s_1 = \frac{0{,}97\, Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot k_1}$, wobei dieselbe Kontraktion $k = 0{,}9$ wie beim Leitrad angenommen ist.

Genauer Wert des Winkels γ

$$\sin \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1}.$$

Schaufeldicke 12 bis 15 mm für Gußschaufeln,

Schaufeldicke 6 bis 10 mm für Blechschaufeln.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

Für Wassermengen von 1 bis 5 Kubikmetern per Sekunde und Gefälle von $1^1/_2$ bis 8 Metern

$$c = 0{,}67 \sqrt{2g H}.$$

$$\text{Freies } \Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67 \sqrt{2g H}},$$

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} \text{ bis } 3\sqrt{\Delta}.$$

h_1 erhält für verschiedene Werte von D passend folgende Werte:

für D =	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5	1,65	1,8 m
wird h_1 =	0,2	0,23	0,24	0,25	0,26	0,28	0,3 m

$$h = h_1.$$

$\alpha = 16$ bis 20^0,

$\beta = 90^0$,

$\gamma = 10$ bis 16^0,

$$H_2 = 0{,}449\,H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2g},$$

$t = 0{,}09\,D$ bis $0{,}11\,D$,

$$i = \frac{D\,\pi}{t},$$

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\,i$,

Schaufeldicke 12 bis 18 mm,

Totales $s = t \cdot \sin\alpha - \sigma$.

Verengung des Austrittsquerschnittes der Leitkanäle durch die Radschaufelkanten des Laufrades = 2 bis 3 mm bei Gußschaufeln, somit ist das wirkliche freie $s = t \sin\alpha - \sigma - 2$ bis 3 mm.

Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute

$$n = \frac{60\,v_i}{D \cdot \pi}.$$

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Leitrade = $k = 0{,}9$.

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrade = $k_1 = 0{,}9$.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot s \cdot i}; \quad b_1 = b + 10 \text{ mm}.$$

Dabei ist für s das wirklich freie (reduzierte) s zu setzen.

Wasserverlust durch den Spalt im Mittel 3 Prozent

$$s_1 = \frac{0{,}97\,Q}{u_1\,b_1\,i_1\,k_1},$$

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1}.$$

Schaufeldicke 10 bis 15 mm für Gußschaufeln,

Schaufeldicke 6 bis 10 mm für Blechschaufeln.

III. Kleine Wassermengen und größere Gefälle.

$$c = 0{,}67\sqrt{2\,g\,H}.$$

$$\text{Freies } \mathit{\Delta} = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,H}},$$

$$D = 3\sqrt{\mathit{\Delta}} \text{ bis } 4\sqrt{\mathit{\Delta}}.$$

Die Kranzbreite des Laufrades erhält für verschiedene Größe von D folgende Werte:

für D =	0,75	0,9	1,0	1,1	1,2 m
wird h_1 =	0,17	0,19	0,2	0,215	0,23 m.

Äußerer Durchmesser $= D + 2\,h_1$,

$\alpha = 15$ bis 18^0,

$\beta = 90^0$,

$\gamma = 10$ bis 12^0,

$$H_2 = 0{,}449\,H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2\,g},$$

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,H_2},$$

$t = 0{,}08\,D$ bis $0{,}09\,D$,

$$i = \frac{D\,\pi}{t},$$

$i_1 = 1{,}2$ bis $1{,}3\,i$,

Schaufeldicke 10 bis 15 mm für Gußschaufeln,

Schaufeldicke 5 bis 8 mm für Blechschaufeln,

Totales $s = t \sin \alpha - \sigma$.

Verengung des Austrittsquerschnittes der Leitkanäle durch die Schaufelkanten des Laufrades:

für Gußschaufeln 2 bis $2^1/_2$ mm,

für Blechschaufeln 1 bis 2 mm.

Wirkliches freies $s = t \cdot \sin \alpha - \sigma$ — Verengung durch Kanten des Laufrades.

Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute

$$n = \frac{60 \cdot v_i}{D \cdot \pi}.$$

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus den Leitkanälen $k = 0{,}9$.

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrad $k_1 = 0{,}9$.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot s \cdot i}; \quad b_1 = b + 8 \text{ mm},$$

wobei für s der wirkliche freie (reduzierte) Wert zu setzen ist.

Wasserverlust durch den Spalt im Mittel $1^1/_2$ bis 2 Prozent.

$$s_1 = \frac{0{,}98\,Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot h_1},$$

$$\sin \cdot \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1}.$$

Schaufeldicke 10 bis 13 mm für Gußschaufeln.

Schaufeldicke 5 bis 7 mm für Blechschaufeln.

Bemerkung zu den obigen Regeln. Unter dem Werte von Δ ist in den obigen Ausdrücken der wirklich freie Wert der Austrittsquerschnitte verstanden, welcher wegen der Kontraktion und der Verengung durch die Kanten des Laufrades noch der Vergrößerung bedarf. Diese Vergrößerung ist in den obigen Regeln berücksichtigt und zwar bei der Bestimmung der Radhöhe, welche als Korrekturgröße der Ausflußquerschnitte des Leitrades dient, da diese für die praktische Brauchbarkeit der gegebenen Regeln am zweckmäßigsten ist.

Die nachstehenden Beispiele bieten alle nötigen Anhaltepunkte für die Berechnung der radialen Reaktions-Turbinen mit innerer Beaufschlagung.

Erwähnt mag noch werden, daß für ganz große Gefälle und kleine Wassermengen Reaktions-Turbinen nicht mehr gebaut werden.

§ 92.

Beispiele über die Berechnung der Reaktions-Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung.

Beispiel 1. Es soll eine Reaktions-Turbine mit radialer innerer Beaufschlagung gebaut werden für ein Gefälle von 1,5 m und eine Wassermenge von 5000 Litern per Sekunde?

$$Q = 5 \text{ cbm}, \quad H = 1{,}5 \text{ m},$$

$$\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}425 \text{ m}.$$

Ausflußgeschwindigkeit $c = 0{,}67 \sqrt{2\,g\,H} = 3{,}634$ m per Sekunde.

$$\text{Freies } \Delta = \frac{5}{0{,}67 \sqrt{2\,g\,H}} = 1{,}375 \text{ qm}.$$

Mittlerer Durchmesser der Turbine

$$D = 2\sqrt{\Delta} = 2\sqrt{1{,}375} = 2{,}34 \text{ m},$$

wofür wir $D = 2{,}3$ m nehmen.

Radiale Kranzbreite des Laufrades $h_1 = 0{,}35$ m.

Äußerer Durchmesser des Laufrades

$$D_a = 2{,}3 + 2 \cdot 0{,}35 = 3 \text{ m}.$$

Durchmesser des zylindrischen Raumes für den Eintritt des Wassers in das Leitrad gleich dem mittleren Durchmesser der Turbine 2,3 m.

Querschnitt dieses zylindrischen Raumes

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 2{,}3^2 \cdot 0{,}7854 = 4{,}3 \text{ qm}.$$

Geschwindigkeit des Wassers in diesem Raume

$$\frac{5}{4{,}3} = 1{,}163 \text{ m per Sekunde}.$$

Vorläufige (probeweise angenommene) Schaufelteilung des Leitrades am äußeren Umfange des Rades

$$t = 0{,}11\, D = 0{,}11 \cdot 2{,}3 = 0{,}255 \text{ m}.$$

Ungefähre Schaufelzahl oder Anzahl Leitkanäle

$$i = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}3}{0{,}25} = 28{,}3,$$

wofür wir $i = 30$ nehmen.

Es wird somit die definitive Teilung

$$t = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}3}{30} = 240{,}8 \text{ mm}.$$

Leitschaufeldicke $\sigma = 15$ mm.

Winkel $\alpha = 22^0$.

Totale normale Weite s der Leitkanäle

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 240{,}8 \cdot 0{,}3746 - 15 = 90 - 15 = 75 \text{ mm}.$$

Verengung dieser normalen Weite durch die Schaufelkante des Laufrades 2 mm.

Daher wirklich freie normale Weite s der Leitkanäle 73 mm.

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Leitrade $k = 0{,}9$.

Lichte Höhe der Leitkanäle

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot s \cdot i} = \frac{1{,}375}{0{,}9 \cdot 30 \cdot 0{,}073} = 0{,}679 \text{ m}.$$

Lichte Höhe des Laufrades

$$b_1 = b + 10 \text{ mm} = 0{,}679 + 10 = 0{,}689 \text{ m}.$$

Die Turbine erhält einen Zwischenkranz wegen größerer Solidität.

Geschwindigkeit am inneren Umfange des Laufrades vom Durchmesser $D = 2{,}3$ m.

$$v_i = c \cdot \cos \alpha = 3{,}634 \cdot 0{,}927 = 3{,}368 \text{ m.}$$

Vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 3{,}368}{2{,}3 \cdot 3{,}1416} = 28 \text{ per Minute.}$$

Geschwindigkeit am äußeren Radumfang

$$v_a = v_i \frac{D_a}{D} = 3{,}368 \frac{3}{2{,}3} = 4{,}393 \text{ m.}$$

Druckhöhe $H_2 = \frac{u_1^2}{2g}$, welche die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Kanälen des Laufrades erzeugt:

$$H_2 = 0{,}449\, H + \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}\right) = 0{,}673 + \frac{4{,}393^2 - 3{,}368^2}{19{,}6} = 1{,}079 \text{ m,}$$

$$u_1 = \sqrt{2g\,H} = \sqrt{19{,}6 \cdot 1{,}079} = 4{,}64 \text{ m} = 0{,}855 \sqrt{2g\,H}.$$

Anzahl Schaufeln oder Kanäle des Laufrades

$i_1 = 1{,}25\, i = 1{,}25 \cdot 30 = 37{,}5$, wofür wir $i_1 = 36$ nehmen.

Schaufelteilung des Laufrades am äußeren Umfange

$$t_1 = \frac{3 \cdot 3{,}1416}{36} = 262 \text{ mm.}$$

Normale Weite der Laufradkanäle

$$s_1 = \frac{0{,}97\, Q}{u_1 \cdot b_1 \cdot i_1 \cdot k_1} = \frac{0{,}97 \cdot 5}{4{,}64 \cdot 0{,}689 \cdot 36 \cdot 0{,}9} = 50 \text{ mm.}$$

Schaufeldicke $= 15$ mm.

Zur Bestimmung des Austrittswinkels γ hat man

$$t_1 \sin \gamma = s_1 + \sigma_1 = 50 + 15 = 65,$$

$\sin \gamma = \frac{65}{262} = 0{,}247$, welchem Sinus der Winkel $\gamma = 14\frac{1}{2}{}^0$ entspricht.

Um nun die Konstruktion auf ihre Richtigkeit zu prüfen, hat man nur nachzusehen, wie sich die oben gefundene Umfangsgeschwindigkeit $v_a = 4{,}393$ m zu derjenigen verhält, welche sich bei radial gerichteter absoluter Ausflußgeschwindigkeit w aus u_1 und γ ergiebt.

Es ist nämlich

$$v_a = u_1 \cos \gamma = 4{,}64 \cdot 0{,}968 = 4{,}491 \text{ m.}$$

Der Unterschied zwischen diesem und dem oben gefundenen Werte von v_a ist so gering, daß er vernachlässigt werden kann, da ungeachtet dessen w nahezu radiale Richtung erhält.

Beispiel 2. Es ist eine Reaktions-Turbine mit radialer innerer Beaufschlagung zu konstruieren für ein Gefälle von 4,2 bis 4,7 m und eine Wassermenge von 4500 Liter per Sekunde.

Für die Berechnung der Dimensionen ist das kleinere Gefälle maßgebend.

Es ist $\sqrt{2\,g\,H} = 9{,}078$ m.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade

$$c = 0{,}67\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}67 \cdot 9{,}078 = 6{,}082 \text{ m per Sekunde.}$$

Der wirklich freie Ausflußquerschnitt des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{4{,}5}{6{,}082} = 0{,}7398 \text{ qm.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}091 \text{ m oder rund } \Delta = 2{,}1 \text{ m.}$$

Durchmesser des inneren zylindrischen Raumes, in welchem das Wasser der Turbine zufließt $D = 2{,}1$ m.

Querschnitt dieses zylindrischen Rohres

$$0{,}7854 \cdot 2{,}1^2 = 3{,}463 \text{ qm.}$$

Geschwindigkeit des Wasserzuflusses in diesem Raume

$$\frac{4{,}5}{3{,}463} = 1{,}290 \text{ m.}$$

Radiale Kranzbreite des Laufrades $h_1 = 320$ mm.

Äußerer Durchmesser der Turbine $2 \cdot 0{,}32 + 2{,}1 = 2{,}74$ m.

Probeweise Teilung am äußeren Leitradumfang

$$t = 0{,}11\,D = 0{,}11 \cdot 2{,}1 = 0{,}233 \text{ m.}$$

Schaufelzahl des Leitrades

$$i = \frac{6597}{0{,}233} = \text{circa } 28, \text{ wofür wir } i = 30 \text{ nehmen.}$$

Auszuführende Schaufelteilung

$$t = \frac{6597}{30} = 0{,}22 \text{ m.}$$

Dicke der Leitschaufeln an der Austrittstelle $\sigma = 15$ mm (Gußeisen).

Winkel $\alpha = 18^0$.

Totale normale Weite der Leitkanäle

$$s = t \sin \alpha - \sigma = 220 \cdot 0{,}309 - 15 = 53 \text{ mm.}$$

Verengung der Leitkanäle durch die Schaufelkanten des Laufrades 3 mm.

Daher wirklich freie Weite $s = 50$ mm.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot \text{freies } s \cdot i} = \frac{0{,}7398}{0{,}9 \cdot 0{,}05 \cdot 30} = 0{,}555 \text{ m.}$$

Lichte Höhe des Laufrades $b_1 = 0{,}57$ m.

Vorteilhafteste Geschwindigkeit am inneren Radumfange

$$v_i = c \cdot \cos \alpha = 6{,}082 \cdot 0{,}951 = 5{,}784 \text{ m}.$$

Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute

$$\frac{60 \cdot 5{,}784}{6{,}597} = 52{,}6 \text{ per Minute}.$$

Vorteilhafteste Geschwindigkeit am äußeren Radumfange

$$v_a = v_i \frac{D_a}{D} = 5{,}784 \cdot \frac{2740}{2100} = 7{,}547 \text{ m}.$$

Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u

$$H^2 = 0{,}449\, H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2g} = 0{,}449 \cdot 4{,}2 + \frac{5{,}547^2 - 7{,}784^2}{19{,}6} =$$

$$= 3{,}485 \text{ m},$$

$$u_1 = \sqrt{2\, g\, H_2} = \sqrt{19{,}6 \cdot 3{,}485} = 8{,}25 \text{ m}.$$

Anzahl der Laufradkanäle $i_1 = 1{,}2\, i = 36$,

$$k = k_1 = 0{,}9.$$

Wasserverlust durch die Spalte 3 Prozent.

Normale Weite der Kanäle des Laufrades am Austritte

$$s_1 = \frac{0{,}97\, Q}{k_1 \cdot u_1 \cdot b_1 \cdot i_1} = \frac{0{,}97 \cdot 4{,}5}{0{,}9 \cdot 8{,}25 \cdot 0{,}57 \cdot 36} = 28{,}7$$

oder rund 29 mm.

Schaufeldicke $\sigma_1 = 15$ mm.

$\sin \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1} = \frac{29 + 15}{239} = 0{,}184$, welchem Sinus ein Winkel von $10^2/_3{}^0$ entspricht.

Ist die Konstruktion richtig, so ist w radial und es muß sein $v_a = u_1 \cdot \cos \gamma = 8{,}25 \cdot 0{,}983 = 8{,}11$ m, was mit dem oben gefundenen Werte $v_a = 7{,}547$ nicht ganz stimmt, jedoch, wie man leicht durch Aufzeichnen oder durch Rechnung findet, keine Abweichung der Richtung w von über 7^0 von der Radialen zur Folge hat.

Beispiel 3. Für eine Wassermenge von 1300 bis 1500 Litern per Sekunde und ein Gefälle von $8^1/_2$ bis 9 m ist eine radial von innen beaufschlagte Reaktions-Turbine zu konstruieren.

Für die Bestimmung der Dimensionen ist die größte Wassermenge bei dem kleinsten Gefälle maßgebend.

Es ist also $H = 8{,}5$ m; $Q = 1{,}5$ Kubikmeter; $\sqrt{2\, g\, H} = 13$ m.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers beim Austritte aus den Leitkanälen ist

$$c = 0{,}67 \sqrt{2\, g\, H} = 0{,}67 \cdot 13 = 8{,}71 \text{ m}.$$

Der wirkliche freie Ausflußquerschnitt aller Leitkanäle ist

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{1{,}5}{8{,}71} = 0{,}1722 \text{ qm.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3{,}5\sqrt{\Delta} = 3{,}5\sqrt{0{,}1722} = 1{,}445 \text{ m,}$$

wofür man wählt $D = 1{,}45$ m.

Radiale Kranzbreite des Laufrades 0,25 m.

Äußerer Durchmesser des Laufrades

$$D_a = 2 \cdot 0{,}25 + 1{,}45 = 1{,}95 \text{ m.}$$

Durchmesser des zylindrischen Raumes, durch welchen das Wasser der Turbine zufließt $D = 1{,}45$ m.

Querschnitt dieses Raumes 1,651 qm.

Geschwindigkeit des Wasserzuflusses in diesem Raume

$$\frac{1{,}5}{1{,}651} = 0{,}908 \text{ m.}$$

Teilung des Leitrades am äußeren Umfange

$$t = \frac{D}{10} = 145 \text{ mm.}$$

Anzahl der Leitschaufeln circa $\frac{D\,\pi}{t} = 31{,}4$, wofür wir $i = 30$ nehmen.

Definitive Schaufelteilung

$$t = \frac{D\,\pi}{i} = 151{,}8 \text{ mm.}$$

Dicke der Gußschaufeln 10 mm.

Winkel $\alpha = 15^0$.

Totale normale Weite

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 151{,}8 \cdot 0{,}2588 - 10 = 29{,}3 \text{ mm.}$$

Verengung der Leitkanäle durch die Schaufelkanten des Laufrades 1,3 mm.

Daher wirklich freie normale Weite der Leitkanäle $s = 28$ mm.

Lichte Höhe des Leitrades

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot \text{freies } s \cdot i} = \frac{0{,}1722}{0{,}9 \cdot 0{,}028 \cdot 30} = 0{,}227 \text{ mm.}$$

Lichte Laufradhöhe $b_1 = b + 10 = 0{,}237$ m.

Vorteilhafteste Geschwindigkeit am inneren Radumfange vom Durchmesser D

$$v_i = c \cdot \cos\alpha = 8{,}71 \cdot 0{,}966 = 8{,}413 \text{ m.}$$

Anzahl Umdrehungen der Turbine

$$n = \frac{60 \cdot v_i}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 8{,}413}{1{,}450 \cdot 3{,}14} = 110{,}8 = 111 \text{ per Minute.}$$

Geschwindigkeit am äußeren Radumfange

$$v_a = 8{,}413 \frac{1{,}95}{145} = 11{,}314 \text{ m}.$$

Druckhöhe H_2, welche die relative Ausflußgeschwindigkeit aus den Laufradkanälen erzeugt,

$$H_2 = 0{,}449\, H + \frac{v_a^2 - v_i^2}{2\,g} = 0{,}449 \cdot 8{,}5 + \frac{11{,}314^2 - 8{,}413^2}{19{,}6} = 6{,}720 \text{ m}.$$

Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,H_2} = \sqrt{19{,}6 \cdot 6{,}72} = 11{,}48 \text{ m}.$$

Anzahl Laufradkanäle $i_1 = 1{,}2\, i = 36$.

Schaufelteilung des Laufrades am äußeren Umfange

$$t_1 = \frac{6126}{36} = 170 \text{ mm}.$$

Kontraktions-Koefficient für den Wasseraustritt aus dem Laufrade

$$k = 0{,}9$$

Wasserverlust durch die Spalte 3 Prozent.

Normale Weite der Laufradkanäle

$$s_1 = \frac{0{,}97\, Q}{k_1 \cdot u_1 \cdot b_1 \cdot i_1} = \frac{0{,}97 \cdot 1{,}5}{0{,}9 \cdot 11{,}48 \cdot 0{,}237 \cdot 36} = 0{,}0165 \text{ m}.$$

Schaufeldicke 8 mm beim Austritte aus dem Laufrade.

$$\sin \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1} = \frac{0{,}0165 + 8}{0{,}17} = \frac{0{,}0245}{0{,}17} = 0{,}1411,$$

welchem Sinus der Winkel $\gamma = 8^0\,10'$ entspricht.

Die Konstruktion ist richtig, wenn $v_a = u_1 \cdot \cos \gamma$.

Es ist:

$$u_1 \cdot \cos \gamma = 11{,}48 \cdot 0{,}989 = 11{,}350 \text{ m}.$$

v_a wurde oben zu 11,35 m gefunden. Diese beiden Werte stimmen sehr gut überein, d. h. es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit w radial gerichtet.

§ 93.

Praktische Regeln für die Konstruktion der Reaktions-Turbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Es sei:

D der Durchmesser der Turbine, welcher gleich ist dem äußeren Durchmesser des Laufrades oder dem inneren Durchmesser des Leitrades.

v_a die Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Laufrades.

v_i die Geschwindigkeit am inneren Umfange des Laufrades.

α der Winkel der Leitschaufeln mit dem inneren Leitradumfange.
β der Winkel der Laufradschaufeln mit dem äußeren Laufradumfange.
γ der Winkel der Laufradschaufeln mit dem inneren Laufradumfange.

Alle übrigen Bezeichnungen bleiben dieselben wie bei den Turbinen mit innerer Beaufschlagung.

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle H.

Wassermengen von 5 bis 12 Kubikmeter per Sekunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 3 Meter.

$$c = 0{,}67\sqrt{2\,g\,H}$$

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,H}}$$

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} \text{ bis } 3\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 3\sqrt{\frac{Q}{c}}.$$

Die Kranzbreiten (radiale Dimension) des Lauf- und Leitrades, sowie der innere und äußere Durchmesser des Lauf- und Leitrades erhalten folgende Dimensionen:

für $D = 1{,}65$	1,8	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	m
wird $h = 0{,}21$	0,22	0,23	0,245	0,26	0,27	0,28	„
$h_1 = 0{,}19$	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	„
$D_a = 2{,}07$	2,24	2,46	2,74	3,02	3,29	3,56	„
$D_i = 1{,}27$	1,4	1,58	1,81	2,04	2,07	2,5	„

wobei

h = Kranzbreite des Leitrades,
h_1 = Kranzbreite des Laufrades,
D_i = innerer Durchmesser des Laufrades,
D_a = äußerer Durchmesser des Leitrades.

Man nehme ferner:

Winkel $\alpha = 20$ bis 24^0,
Winkel $\beta = 90^0$,
Winkel $\gamma = 20$ bis 24^0,
Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus den Leitkanälen $k = 0{,}9$,
Schaufelteilung des Leitrades $t = 250$ bis 300 mm,
Totale Weite s der Leitkanäle $= t \cdot \sin\alpha - \sigma$,
Schaufeldicke des Leitrades 12 bis 15 mm für Gußschaufeln,
Schaufeldicke des Leitrades 6 bis 8 mm für Blechschaufeln,

Höhe der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot \text{freies } s \cdot i'}$$

wobei die freie Weite s nur 2 bis 3 mm kleiner ist als die totale Weite s, nämlich um so viel kleiner als die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades beträgt.

$$v_a = c \cdot \cos \alpha.$$

$$\text{Druckhöhe für } u_1 = H_2 = 0{,}449\, H - \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2g}\right).$$

$$u_1 = \sqrt{2\, g\, H_2}$$

$i_1 = i$, d. h. Schaufelzahl beider Räder ist gleich.

$$s_1 = s;\ i_1 = 1{,}2\, i.$$

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrade $k_1 = 0{,}9$.

Wasserverlust durch den Spalt $2^1/_2$ bis 3 Prozent.

Höhe der Laufradkanäle an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}97\, Q}{k_1 \cdot s_1 \cdot i_1 \cdot u_1}.$$

$$\text{Ausweitung des Laufradvertikalschnittes} = \frac{b_2}{b}.$$

Dicke der Radschaufeln 12 bis 15 mm für Gußschaufeln.

Dicke der Radschaufeln 6 bis 8 mm für Blechschaufeln.

$$n = \frac{60 \cdot v_a}{D \cdot \pi},$$

$$w = u_1 \cdot \sin \gamma,$$

$$\sin \gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1}.$$

Prüfung der Konstruktion: Es soll sein $v_a = u_1 \cos \gamma$, d. h. es soll der aus v_a und aus dem Verhältnis der inneren und äußeren Durchmesser berechnete Wert von v_a ganz oder doch nahe gleich sein dem Werte $u_1 \cos \gamma$.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

Wassermengen von $^1/_2$ bis 4 Kubikmetern pro Sekunde und Gefälle von $1^1/_2$ bis 4 Metern. (Für größere Gefälle sind Reaktions-Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung in der Regel nicht zweckmäßig.)

$$c = 0{,}67 \sqrt{2\, g\, H},$$

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67 \sqrt{2\, g\, H}},$$

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} \text{ bis } 3{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 3{,}5\sqrt{\frac{Q}{c}}.$$

Die Kranzbreiten (radiale Dimensionen) des Leit- und Laufrades, sowie der innere und äußere Durchmesser des Lauf- und Leitrades erhalten folgende Dimensionen:

für D =	0,75	0,9	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5	1,65	1,8	m
wird h =	0,105	0,12	0,135	0,15	0,17	0,185	0,2	0,21	0,25	„
h_1 =	0,09	0,105	0,12	0,135	0,15	0,165	0,18	0,19	0,2	„
D_a =	0,96	1,14	1,27	1,5	1,64	1,77	1,9	2,07	2,24	„
D_i =	0,57	0,69	0,76	0,93	1,0	1,07	1,14	1,27	1,4	„

wobei

h = Kranzbreite des Leitrades,
h_1 = Kranzbreite des Laufrades,
D_a = äußerer Durchmesser des Leitrades,
D_i = innerer Durchmesser des Laufrades.

Man nehme ferner:

α = 16 bis 20°,
β = 90°,
γ = 16 bis 20°,
Kontraktions-Koeffizient für den Austritt des Wassers aus den Leitkanälen k = 0,9,
Schaufelteilung des Leitrades = 150 bis 250 mm,
Totale Weite s der Leitkanäle = $t \cdot \sin \alpha - \sigma$,
Schaufeldicke des Leitrades 8 bis 12 mm für Gußschaufeln,
Schaufeldicke des Leitrades 5 bis 8 mm für Blechschaufeln,
Höhe der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot \text{freies } s \cdot i'}$$

wobei das freie s um 1 bis $2^1/_2$ mm kleiner ist als das totale s, nämlich um so viel kleiner, als die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades beträgt.

$$v_a = c \cdot \cos \alpha,$$

$$H_2 = 0{,}449\ H - \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2\,g}\right),$$

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,H_2},$$

$$s_1 = s.$$

Kontraktions-Koeffizient für den Ausfluß des Wassers aus dem Laufrade k_1 = 0,9.

Wasserverlust durch den Spalt 2 bis 3 Prozent im Mittel.

Höhe der Laufradkanäle an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}98\,Q}{k_1 \cdot s_1 \, i_1 \cdot u_1},$$

$$i_1 = 1{,}2\,i.$$

Ausweitung des Laufradvertikalschnittes $= \frac{b_2}{b}$.

Dicke der Laufradschaufeln 8 bis 12 mm für Gußschaufeln.
Dicke der Laufradschaufeln 5 bis 8 mm für Blechschaufeln.

$$v_i = v_a \frac{D_i}{D},$$

$$n = 60 \frac{v_a}{D\,\pi},$$

$$w = u_1 \cdot \sin\gamma,$$

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{t_1}.$$

Prüfung der Konstruktion. Es soll sein $v_i = u_1 \cos\gamma$, d. h. es soll der aus v_a und dem Durchmesser D und D_i berechnete Wert von v_i ganz oder doch nahe gleich sein dem Wert $u_1 \cdot \cos\gamma$.

§ 94.

Beispiele über die Berechnung der Reaktions-Turbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Beispiel 1. Es soll eine Reaktions-Turbine mit äußerer Beaufschlagung für eine Wassermenge von 2300 Litern per Sekunde und 1,35 m Gefälle konstruiert werden. Das Gefälle wird oft etwas größer und gleichzeitig die Wassermenge kleiner. Für die Bestimmung der Dimensionen ist jedoch natürlich das kleinere H und das größere Q maßgebend.

Es ist für $H = 1{,}35$ m der Wert von $\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}147$ m.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen wird für $\beta = 90^0$

$$c = 0{,}67\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}67 \cdot 5{,}147 = 3{,}448 \text{ m}.$$

Die Summe der Ausflußquerschnitte des Leitrades ergiebt sich zu

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{2{,}3}{3{,}448} = 0{,}667 \text{ m}.$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine wird

$$D = 3\sqrt{\Delta} = 3\sqrt{0{,}667} = 2{,}448 \text{ m oder rund } 2{,}4 \text{ m}.$$

Das Laufrad wird 240 mm breit (radiale Dimension).

Das Leitrad wird 270 mm breit.

Der innere Durchmesser des Laufrades wird somit 1,92 m.

Der äußere Durchmesser des Leitrades wird somit 2,94 m.

Der Querschnitt des inneren zylindrischen Raumes, durch welchen das Wasser von der Turbine wegfließt, ist:

$$0{,}7854 \cdot 1{,}920^2 = 2{,}84 \text{ qm.}$$

Die Ablaufgeschwindigkeit aus diesem zylindrischen Raume ist

$$\frac{2{,}3}{2{,}84} = 0{,}81 \text{ m.}$$

Die vorläufige Teilung des Leitrades sei 240 mm (dieselbe darf innerhalb ziemlich weiten Grenzen variieren), daher die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}4}{240} = 31\,{}^1/_2, \text{ wofür wir } i = 33 \text{ nehmen.}$$

Es wird daher die auszuführende Teilung (am inneren Radumfange) des Leitrades

$$t = \frac{3{,}14 \cdot 2{,}4}{33} = 0{,}2285 \text{ m.}$$

Dicke der eisenblechenen Leitschaufeln 7 mm.

Winkel $\alpha = 18^0$.

Winkel $\beta = 90^0$.

Totale Weite s der Leitkanäle $= t \cdot \sin \alpha - \sigma = 228{,}5 \cdot 0{,}309 - 7 =$
$= 63{,}6$ mm.

Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades $1\,{}^1/_2$ mm.

Daher wirklich freie Weite $s = 62$ mm.

Kontraktions-Koeffizient $k = 0{,}9$.

Nun ergiebt sich die Höhe der Leitkanäle an der Austrittstelle zu

$$b = \frac{A}{k \cdot \text{freies } s \cdot i} = \frac{0{,}667}{0{,}9 \cdot 0{,}062 \cdot 33} = 0{,}362 \text{ m.}$$

Die Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Laufrades wird

$$v_a = c \cdot \cos \alpha = 3{,}448 \cdot 0{,}951 = 3{,}279 \text{ m,}$$

$$v_i = 3{,}279 \frac{1{,}92}{2{,}4} = 2{,}623 \text{ m.}$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine wird

$$n = \frac{60 \cdot 3{,}279}{3{,}14 \cdot 2{,}4} = 26{,}1 \text{ oder rund } 26 \text{ per Minute.}$$

Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$H_2 = 0{,}449\, H - \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2\,g}\right) = 0{,}449 \cdot 1{,}35 - \left(\frac{3{,}279^2 - 2{,}623^2}{19{,}61}\right) =$$
$$= 0{,}4 \text{ m.}$$

Hieraus ergiebt sich die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,H_2} = \sqrt{19{,}6 \cdot 0{,}4} = 2{,}8 \text{ m}.$$

Anzahl Schaufeln des Laufrades

$i_1 = 1{,}2\,i = 1{,}2 \cdot 33 = 39{,}6$ oder rund 40.

Wasserverlust durch den Spalt ist 2 Prozent

$$k_1 = 0{,}9.$$

Teilung am inneren Umfange des Laufrades

$$t_1 = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}92}{40} = 150{,}8 \text{ m}.$$

Dicke der Blechschaufeln 7 mm.

Winkel $\gamma = 18^0$ (derselbe kann einige Grade auf oder ab willkürlich gewählt werden).

Normale Weite der Laufradkanäle am Austritte

$$s_1 = t_1 \cdot \sin\gamma - \sigma_1 = 150{,}8 \cdot 0{,}309 - 7 = 39^1/_2 \text{ mm}.$$

Es ergiebt sich nun die nötige Höhe des Laufrades an der Austrittstelle zu

$$b_2 = \frac{0{,}98\,Q}{k_1 \cdot u_1 \cdot i_1 \cdot s_1} = \frac{0{,}98 \cdot 2{,}3}{0{,}9 \cdot 2{,}8 \cdot 40 \cdot 0{,}0395} = 0{,}567 \text{ m}$$

Das Laufrad, welches an der Eintrittstelle um 10 mm höher wird als das Leitrad an der Austrittstelle, nämlich $b_1 = b + 10$ mm $= 0{,}372$ m, erhält eine bedeutende Ausweitung seines Querschnittes.

Das Laufrad müßte bei der angenommenen Schaufeldicke von 7 mm einen Zwischenkranz erhalten, welcher die Höhe in 2 gleiche Teile teilt.

Wenn die Konstruktion der Turbine richtig ist, so muß der oben gefundene Wert von $v_i = 2{,}623$ m ganz oder nahe gleich sein dem Werte von $u_1 \cos\gamma$.

Es ist nun $u_1 \cos\gamma = 2{,}8 \cdot 0{,}951 = 2{,}663$ m, was vollkommen genügend mit dem obigen Werte stimmt.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Laufrad in der Richtung des Radius verläßt, ist

$$w = u_1 \sin\gamma = 2{,}8 \cdot 0{,}309 = 0{,}865 \text{ m}.$$

Der Austrittverlust ist demnach

$$\frac{0{,}865^2}{2\,g\,H} = \frac{0{,}748}{26{,}52} = 0{,}028 \text{ oder rund 3 Prozent}.$$

Die vorliegende Turbine wird einen Wirkungsgrad von 75 bis 78 Prozent ergeben.

Beispiel 2. Es ist eine Reaktions-Turbine mit äußerer radialer Beaufschlagung für ein Gefälle von 3,35 m und eine maximale Wassermenge von 2000 Litern pro Sekunde zu konstruieren.

Auch hier ist die Wassermenge und das Gefälle insofern veränderlich, als die angegebenen Ziffern sich auf das während des größten Teiles des Jahres vorhandene Mittelgefälle und Maximalwasser beziehen, welche im vorliegenden Falle der Berechnung zu Grunde zu legen sind. Das Wasserquantum wird nämlich nur bei kurz andauernden Hochwasserständen größer und das Gefälle gleichzeitig kleiner; doch soll diese Veränderung unberücksichtigt bleiben.

Es sei $H = 3{,}35$ m und $\sqrt{2\,g\,H} = 8{,}106$ m,

$Q = 2$ Kubikmeter.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen wird

$$c = 0{,}67\sqrt{2\,g\,H} = 0{,}67 \cdot 8{,}106 = 5{,}431 \text{ m}.$$

Der Ausflußquerschnitt des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{c} = \frac{Q}{0{,}67\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{2}{5{,}431} = 0{,}368 \text{ qm}.$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine ergiebt sich zu

$$D = 3\sqrt{\Delta} = 3\sqrt{0{,}368} = 1{,}818 \text{ oder rund } 1{,}8 \text{ m}.$$

Die radiale Breite des Leitrades wird 0,22 m.

Die radiale Breite des Laufrades wird 0,2 m.

Der innere Durchmesser des Laufrades wird 1,4 m.

Der äußere Durchmesser des Leitrades wird 2,24 m.

Die Schaufelteilung am inneren Umfange des Leitrades, in vorläufiger Annahme circa $t = 0{,}2$ m.

Daraus ergiebt sich die vorläufige Schaufelzahl zu

$$i = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}8}{0{,}2} = 28{,}2,$$

wofür man $i = 30$ nimmt.

Es wird nun die auszuführende Schaufelteilung

$$t = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}8}{30} = 188{,}5 \text{ mm}.$$

Die Dicke der gußeisernen Leitschaufeln sei 9 mm.

Winkel α sei 17^0.

Die totale normale Weite der Leitkanäle wird nun

$$s = t \cdot \sin\alpha - \sigma = 188{,}5 \cdot 0{,}292 - 9 = 48 \text{ mm}.$$

Die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades beträgt $2^1/_2$ mm.

Daher die totale freie Weite $s = 45^1/_2$ mm.

Es wird nun die Höhe der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\Delta}{k \cdot \text{freies } s \cdot i} = \frac{0{,}368}{0{,}9 \cdot 0{,}0455 \cdot 30} = 0{,}299 \text{ m}.$$

Die vorteilhafteste Geschwindigkeit am äußeren Radumfange ergiebt sich zu

$$v_a = c \cdot \cos \alpha = 5{,}431 \cdot 0{,}956 = 5{,}193 \text{ m}.$$

Die Geschwindigkeit am inneren Radumfange ergiebt sich aus der obigen Gleichung zu

$$v_i = 5{,}193 \frac{1{,}4}{1{,}8} = 4{,}044 \text{ m}.$$

Hieraus folgt die Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute zu

$$n = \frac{60 \cdot 5{,}193}{3{,}14 \cdot 1{,}8} = 55.$$

Die Druckhöhe, welche das Wasser aus den Kanälen des Laufrades preßt, ist

$$H_2 = 0{,}449\, H - \left(\frac{v_a^2 - v_i^2}{2\,g}\right) = 0{,}449 \cdot 3{,}35 - \left(\frac{5{,}193^2 - 4{,}044^2}{19{,}6}\right) =$$

$$= 0{,}954 \text{ m},$$

woraus die Ausflußgeschwindigkeit aus den Laufradkanälen sich ergiebt zu

$$u_1 = \sqrt{2\,g\,H_2} = \sqrt{19{,}6 \cdot 0{,}954} = 4{,}325 \text{ m}.$$

Schaufelzahl des Laufrades $i_1 = 1{,}2\, i = 1{,}2 \cdot 30 = 36$.

Schaufelteilung des Laufrades am inneren Radumfange

$$t_1 = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}4}{36} = 122 \text{ mm}.$$

Winkel γ werde angenommen zu 20°.

Die Schaufeldicke des Laufrades an der Austrittstelle sei 9 mm (Gußeisen).

Die normale Weite der Radkanäle am Austritte ist

$$s_1 = t_1 \cdot \sin \gamma - \sigma_1 = 122{,}16 \cdot 0{,}342 - 9 = 40{,}87 \text{ mm}$$

oder rund 41 mm.

Wasserverlust durch den Spalt 2 Prozent.

Koeffizient $k_1 = 0{,}9$.

Es wird nun die erforderliche Höhe des Laufrades an der Austrittstelle

$$b_2 = \frac{0{,}98\,Q}{k_1 \cdot u_1 \cdot s_1 \cdot i} = \frac{0{,}98 \cdot 2}{0{,}9 \cdot 4{,}325 \cdot 0{,}041 \cdot 36} = \frac{1{,}96}{5{,}74} = 0{,}341 \text{ m}.$$

Es ist daher die Ausweitung des Laufrades $= \frac{0{,}341}{0{,}299}$.

Wenn die Konstruktion richtig ist, so soll sein

$$v_i = u_1 \cdot \cos \gamma = 4{,}325 \cdot 0{,}939 = 4{,}061 \text{ m},$$

während wir oben gefunden haben $v_i = 4{,}044$ m, was eine sehr gute Übereinstimmung ist.

Für die absolute Ausflußgeschwindigkeit ergiebt sich der Wert

$$w = u_1 \sin \gamma = 4{,}325 \cdot 0{,}342 = 1{,}479 \text{ m},$$

und es ist somit der Austrittsverlust

$$\frac{1{,}479^2}{8{,}106^2} = 0{,}033, \text{ oder rund } 3^1/_2 \text{ Prozent.}$$

§ 95.

Aktions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung.

Dieselben werden sowohl mit äußerer als auch innerer Beaufschlagung ausgeführt. Das Laufrad darf nicht in das Unterwasser eintauchen. Führt man jedoch die Turbine als Grenz-Turbine aus, so kann das Laufrad eintauchen oder es kann auch ein Saugmantel wie bei der Turbine Tafel 35 Fig. 1 u. 2 angewendet werden. Diese Turbine ist von außen beaufschlagt. Die Aktions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung werden vielfach auch als Partial-Turbinen gebaut und zwar mit horizontaler und vertikaler Achse. Eine solche Turbine mit horizontaler Achse ist in Fig. 3 Tafel 35 und solche mit vertikaler Achse sind auf Tafel 12 und 18 ersichtlich.

Die Berechnung der Hauptdimensionen der Aktions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung kann nach der für die Girard-Turbinen resp. Partial-Girard-Turbinen gebräuchlichen Regel stattfinden. Nur haben wir bei der Bestimmung von u_1 die Wirkung der Zentrifugalkraft zu berücksichtigen, wie wir dies schon bei den Reaktions-Turbinen mit radialer Beaufschlagung kennen gelernt haben und auch noch am folgenden Beispiele kennen lernen wollen.

Beispiel. Es sind die Geschwindigkeitsverhältnisse einer Radial-Aktions-Turbine mit äußerer Beaufschlagung für eine Wassermenge von 2370 Liter und ein Gefälle von 1,6 m zu berechnen.

Für die Bestimmung der Höhe H_0, welche die Geschwindigkeit c erzeugt, müßte die Entfernung von der Mitte der Leitradhöhe bis Unterwasser vom ganzen Gefälle H abgezogen werden, was bei unseren Verhältnissen immerhin 300 mm ausmachen kann, so daß ein zu bedeutender Teil des ohnehin nicht großen Gefälles verloren gehen würde. Wir führen daher die Turbine als Grenz-Turbine aus, bei welcher das Laufrad unter Wasser gehen kann, oder man könnte auch einen Saugmantel anwenden. Es wirkt also das ganze Gefälle H als Druckgefälle für das Leitrad.

Es ist also die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade

$$c = 0{,}95\sqrt{2\,g\,H} = 5{,}322 \text{ m}$$

und der normale Austrittsquerschnitt des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{2{,}37}{0{,}85\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}6}} = 0{,}5 \text{ qm}.$$

Wählen wir $D = 2210$ mm,

und $\alpha = 10^0$,

so wird $\beta = 180^0 - 2\,\alpha = 160^0$,

folglich wird

$$n = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 2{,}9 \text{ m},$$

$$v = c \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = 2{,}5 \text{ m}$$

und die Umdrehungszahl

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = 21{,}6.$$

Für eine Teilung $t = 300$ mm wird

$$i = \frac{D \cdot \pi}{t} = \frac{2210 \cdot 3{,}14}{300} = 2317,$$

wofür wir $i = 24$ nehmen.

Hierfür ist die auszuführende Teilung $t = 289$ mm.

Für $\sigma = 9$ mm wird

$$s = t \cdot \sin \alpha - \sigma = 289 \cdot 0{,}174 - 9 = \sim 43 \text{ mm}.$$

Die Höhe der Leitradkanäle wird also, wenn wir für s das freie s nehmen (circa 2 mm kleiner):

$$b = \frac{\Delta}{s \cdot i} = \frac{0{,}5}{0{,}041 \cdot 24} = \sim 495 \text{ mm}.$$

Infolge der Zentrifugalkraft wird die relative Durchflußgeschwindigkeit verzögert und zwar ist für den Austritt:

$$u_1 = \sqrt{u^2 - (v_a^2 - v_i^2)},$$

hierbei bedeutet v_a die Geschwindigkeit im Umfange des Kreises von $D = 2210$ mm, es ist also $v_a = v = 2{,}5$ m, und v_i die Geschwindigkeit am inneren Umfange des Laufrades. Nehmen wir nun $h_1 = 150$ mm an, so wird $D_i = 1910$, also $v_i = v \cdot \frac{D_i}{D} = 2{,}16$ m. Somit ist

$$u_1 = \sqrt{2{,}9^2 - (2{,}5^2 - 2{,}16^2)} = 2{,}6 \text{ m}.$$

Der Reibungsverluste halber kann man diesen Wert jedoch um circa 4 Prozent kleiner nehmen.

Bei diesen Verhältnissen erhält man nur dann einen radialen Austritt, wenn der Winkel $\gamma = 21^0$ wird. Bei diesem Werte von γ ist eine Ausweitung des Laufrades nicht nötig. Es wird $b_1 = 510$ mm. Für den Effekt wäre es allerdings zweckmäßiger γ kleiner zu machen und dafür b_2 zu vergrößern. Da aber dann die Richtung von w nicht mehr radial sein würde, so muß man auch den Winkel β ändern.

Bei obigen Dimensionen, welche einer ausgeführten Turbine entnommen sind, ließe sich noch ausstellen, daß b zu groß ist. Dies ist thatsächlich der Fall und ließe sich durch Vergrößerung des Durchmessers oder des Winkels α verbessern.

§ 96.

Einfluß der Beaufschlagungsart auf die Schaufelform.

Die Turbinen mit verschiedener Beaufschlagungsart unterscheiden sich im allgemeinen hinsichtlich ihrer Schaufelform ziemlich wesentlich von einander und zwar erhalten die Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung (seien es Aktions- oder Reaktions-Turbinen) Schaufeln von bedeutend geringerer Krümmung als diejenigen mit achsialer Beaufschlagung. Umgekehrt erhalten die Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung bedeutend stärker gekrümmte Schaufeln als die Turbinen mit innerer radialer oder achsialer Beaufschlagung.

Wir wollen dies näher betrachten.

Nennt man i den Ablenkungswinkel a b c (Fig. 8 Tafel 35), welcher das erste Element der Laufradschaufel in dem Momente des Eintrittes eines Wasserteilchens mit dem letzten Elemente der Schaufel im Momente des Austrittes desselben Wasserteilchens bildet, so wird zwischen den beiden Zeitpunkten des Ein- und Austrittes des Wasserteilchens dieses Letztere den absoluten Wasserweg a d durchlaufen. Während derselben Zeit dreht sich das Rad um einen gewissen Winkel (den Drehwinkel) a g e = k um seine Achse, so daß der Punkt a der Schaufel in derselben Zeit nach e gelangt, in welcher das Wasserteilchen den absoluten Weg a d durchläuft. Ebenso gelangt Punkt f der Schaufel in derselben Zeit nach d.

Um nun eine gewisse Ablenkung a b c = i der in das Laufrad eintretenden Wasserstrahlen zu erzielen, müssen die Schaufeln des Laufrades bei den verschiedenen Beaufschlagungsarten eine sehr verschiedene Krümmung erhalten.

Diese Krümmung wird am einfachsten gemessen durch den Winkel x, welchen die Tangenten an das letzte Element der Schaufel a b und f r miteinander bilden.

Statt des Winkels x wollen wir dessen Ergänzungswinkel o als Maß für die Schaufelkrümmung wählen.

Zeichnet man nun in den Figuren 8, 9 und 10 Tafel 35 für die drei verschiedenen Beaufschlagungsarten den einer Schaufelform entsprechenden Drehungswinkel, den Ablenkungswinkel und den Krümmungswinkel auf und vergleicht man die verschiedenen Typen miteinander, so findet man leicht, daß für einen gegebenen gleich großen Ablenkungswinkel je nach der Beaufschlagungsart ein Krümmungswinkel von ganz verschiedener Größe notwendig ist.

Es ist nämlich der Wert des Krümmungswinkels o:

Für Turbinen mit innerer Beaufschlagung $o = i + k$ Fig. 8,
„ „ „ äußerer „ $o = i - k$ „ 9,
„ „ „ achsialer „ $o = i$ „ 10.

Die Turbinen mit äußerer Beaufschlagung erfordern somit den kleinsten Krümmungswinkel $o = i - k$, d. h. Schaufeln, die am wenigsten gekrümmt sind und daher weniger Effektverlust verursachen.

Verfolgt man die hier einschlägigen Verhältnisse näher, so findet man, daß die geringere erforderliche Krümmung der Radschaufeln der von außen beaufschlagten Turbinen nur daher stammt, daß die Schaufel sich bei der Drehung des Rades dem absoluten Wasserweg entgegen wendet, während bei den von innen beaufschlagten Turbinen das Entgegengesetzte stattfindet.

Je größer die radiale Dimension der Laufradkanäle im Verhältnisse zum Durchmesser des Rades ist, desto größer ist der Unterschied der Krümmung der Schaufeln, d. h. um so flachere Schaufeln erhalten die von außen beaufschlagten und um so gekrümmtere die von innen beaufschlagten Turbinen.

Bei gehöriger radialer Breite des Radkranzes von außen beaufschlagter Turbinen verschwindet der Krümmungswinkel und es wird die Schaufelkurve eine gerade Linie Fig. 11 und bei noch größerer Breite wird die Krümmung sogar negativ, wie man dies häufig bei amerikanischen Turbinen findet (Fig. 12).

§ 97.

Graphische Turbinentheorie.

Wir wollen uns hier insoweit mit der graphischen Theorie befassen, als es für den Praktiker von Interesse ist, also so weit, als die Sache für die Praxis von Wert ist.

Wir wollen zeigen, daß man auf graphischem Wege manches ebenso leicht und rasch, ja bisweilen noch schneller durchführen kann als durch Rechnung und vor allem eine bessere Übersicht erhält, so daß Irrtümer weniger leicht vorkommen. Durch das graphische Verfahren erhält man auch bei den Jonval-Turbinen passende Winkelwerte für die Schaufelform, bei welchen die Nachteile infolge der Winkeldifferenzen wegfallen.

Betrachten wir zuerst eine Jonval-Turbine:

Ist Q und H gegeben, so bestimmen wir zuerst die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade. Es ist also, wenn wir mittlere Reaktion annehmen $c = 0{,}676\sqrt{2\,g\,H}$. Dann bestimmen wir wie bisher den mittleren Durchmesser D, nehmen α und β an und suchen die Radbreiten b und b_1.

Jetzt wählen wir zum Aufzeichnen der Geschwindigkeiten einen entsprechenden Konstruktionsmaßstab. Machen wir nun in Fig. 1 Tafel 43 den Winkel $MBD = \alpha$ und die Strecken $BD = c$, ferner $DM \perp BM$, so ist $BM = v$ und $DM = u$.

Nehmen wir wieder an, daß bis zum Austritte des Wassers aus dem Laufrade 12 Prozent des Gefälles zur Überwindung der Widerstände verloren gehen, so ist die sogenannte wirksame Geschwindigkeit, das ist die Geschwindigkeit, welche der Höhe H vermindert um die Gefällverluste infolge der Hindernisse bei Durchgang des Wassers durch die Räder entspricht, gleich

$$c_w = \sqrt{2\,g \cdot 0{,}88\,H} = 0{,}938\sqrt{2\,g\,H}.$$

Diese Geschwindigkeit zerfällt in die achsiale Eintrittsgeschwindigkeit, welche hier, da wir mittlere Reaktion ($\beta = 90^0$) annehmen, gleich u ist und in eine Komponente c_n die sogenannte nutzbare Geschwindigkeit. c_n findet man auf folgende Weise. Man zieht durch D eine Parallele zu BM, nimmt c_w in den Zirkel, setzt in B ein und schneidet die Parallele durch D im Punkte m. Die Komponenten von c_w sind nun, wie aus dem Dreiecke Bmn ersichtlich ist, $mn = u$ und $Bn = c_n$.

Nun beschreiben wir von B aus durch n, d. h. mit dem Radius c_n einen Kreisbogen, ferner von M aus mit dem Radius BM, d. i. v, ebenfalls einen Kreisbogen, welcher ersteren in C schneidet. Es ist also $BC = c_n$.

Nach dem Dreieck BCM können wir uns c_n wieder in die Geschwindigkeiten BM und CM zerlegen; hierbei ist $BM = v$. Es zerfällt also c_w in c_n und u und c_n wieder in v und CM. v und u geben uns dann c.

$C M = u_r$ ist diejenige Geschwindigkeit, welche derjenigen Druckhöhe entsprechen würde, welche die Geschwindigkeit u auf u_1 vergrößert. Da nun obige Druckhöhe gleich der Spaltendruckhöhe ist, so folgt die Geschwindigkeit u_r, welche wir die Reaktionsgeschwindigkeit nennen:

$$C M = u_r = \sqrt{\left(0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g}\right) \cdot 2g}.$$

Dies ist jedoch nur dann genau richtig, wenn die achsiale Durchflußgeschwindigkeit in beiden gleich ist. Es können jedoch die vertikalen Komponenten von u und w verschieden sein, was z. B. der Fall ist, wenn der Winkel γ nicht gleich α ist. Für $\beta = 90^0$ und senkrechten Austritt sind obige vertikale Komponenten gleich u und w. Eine Änderung der achsialen Geschwindigkeit kann nur auf Kosten der Geschwindigkeit c_n geschehen, denn es zerlegt sich in Fig. 2 Tafel 43 $B m = c_w$ in $m' n'$ und $B n'$. Wenn nun $m' n'$ nicht dem m n von Fig. 1 gleich ist, so stimmt $B n' = c_n'$ natürlich auch nicht mehr mit $B n = B C = c_n$ überein, was weiter zur Folge hat, da in Fig. 2 doch $B M = v$ bleiben muß, daß $M C' = u_r'$ etwas von $M C = u_r$ abweicht. Es ist daher u_r' diejenige Reaktionsgeschwindigkeit, durch deren Druckhöhe u auf u_1 vermehrt wird, also $C' M = u_r' = \sqrt{\left(0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g}\right) \cdot 2g}$.

Da der Unterschied zwischen α und γ meist ein sehr geringer ist, so ist auch dann $c_n' = \sim c_n$ und $u_r' = \sim u_r$, so daß man in den meisten Fällen ganz gut u_r anstatt u_r' nehmen darf.

Durch die Radbreite b sind uns auch die Geschwindigkeiten v_a und v_i am inneren und äußeren Umfange gegeben. Machen wir nun in Fig. 1 $B J = v_i$ und $A B = v_a$, setzen in J und A ein und beschreiben mit BJ und AB Kreise, welche wir mit dem durch u gehenden Kreise zum Schnitte bringen, so erhalten wir die Punkte C_i und C_a, von welchen wir die Senkrechten $C_i D_i$ und $C_a D_a$ auf B M fällen. Die Fußpunkte sind E_i und E_a. Aus dem Dreiecke $B C_i E_i$ sehen wir, daß $B C_i = c_n$ in $B E_i$ und in $C_i E_i = u_{ri}$ zerfällt. $B E_i$ zerfällt wieder in $B J = v_i$ und $E_i J$. $B J = v_i$ ist die innere Umfangsgeschwindigkeit und $E_i J$ setzt sich mit der achsialen Geschwindigkeit $E_i D_i$ zur relativen Eintrittsgeschwindigkeit $D_i J = u_i$ zusammen. Aus v_i und u_i ergiebt sich die absolute Geschwindigkeit $B D_i = c_i$ am inneren Umfange.

Auf dieselbe Weise findet man $A D_a = u_a$ und $B D_a = c_a$. Die Winkel α_i und α_a sind nun diejenigen, welche c_i und c_a mit der horizontalen Linie B M und β_i und β_a diejenigen, welche u_i und u_a mit B M einschließen.

Winkel γ ergiebt sich angenähert aus $\sin\gamma = \sin\alpha \cdot \frac{b}{b_1} \cdot (1 - k)$. k hängt vom Spaltenverluste ab. Für mittlere Verhältnisse beträgt dieser Verlust circa 4 Prozent und es ist dann $k = 0{,}04$.

Dies giebt somit

$$\sin\gamma = \sin\alpha \cdot \frac{b}{b_1} \cdot 0{,}96.$$

Wir sehen also, wenn wir vorläufig 0,96 nicht berücksichtigen, daß sich die Sinusse der Austrittswinkel α und γ wie umgekehrt die Radbreiten an diesen Stellen verhalten, so daß man den Wert $\sin\gamma$ leicht durch Konstruktion finden könnte, falls man nicht die Rechnung vorzieht.

Nun zeichnet man in Fig. 2 ein passendes γ an und zieht in M die Vertikale F M. Durch F ziehen wir eine Parallele zu B M, hierauf nehmen wir die wirksame Geschwindigkeit c_w in den Zirkel und schneiden von B aus die durch F gezogene Horizontale in m'. Nun machen wir m' n' $\perp$ B n', also ist B n' $= c_n'$. Nun zieht man von B aus durch n' einen Kreisbogen. Setzt man in M, J und A ein und beschreibt durch B Kreisbogen, so schneiden sie den durch n' gehenden Kreis in C', C_i' und C_a'. Es ist dann C' M $= u_r'$, C_i' $E_i = u_{ri}'$ und C_a' $E_a = u_{ra}'$.

Die Richtigkeit für die Konstruktion von u_1 ersehen wir aus Folgendem:

Es ist

$$u_1 = \sqrt{\left(\frac{u^2}{2g} + 0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g}\right) \cdot 2g} = \sqrt{u^2 + \left(0{,}88\,H - \frac{c^2}{2g}\right) \cdot 2g},$$

$$u_1 = \sqrt{u^2 + (u_r')^2}$$

oder $$u_1^2 = u^2 + (u_r')^2,$$

ebenso findet man $$u_{1i}^2 = u_i^2 + (u_{ri}')^2,$$

$$u_{1a}^2 = u_a^2 + (u_{ra}')^2.$$

Wir können dies durch ein rechtwinkeliges Dreieck darstellen, worin u_1 die Hypotenuse und u und u_r' die Katheten sind.

Machen wir in Fig. 2, M o $= u$, E_i i $= u_i$ und E_a a $= u_a$, so ist o C' $= u_1$, i $C_i' = u_{1i}$ und a $C_a' = u_{1a}$.

Nun trägt man von B aus auf dem unteren Schenkel des Winkels γ u_1 auf und erhält den Punkt F.

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit M F $= w$ soll nun vertikal sein. Ist dies nicht der Fall, so wird der früher gefundene Punkt F nicht, wie es sein soll, mit dem zuletzt gefundenen zusammenfallen. Man kann dann in der ersten Annahme den Punkt F höher oder tiefer annehmen (d. h. man nimmt γ, also auch w, etwas kleiner oder größer an). Das Ändern

von γ bedingt aber eine Änderung der Laufradbreite an der Austrittstelle. Will man jedoch diese Dimension nicht ändern, so kann man durch Änderung von β der Geschwindigkeit u_1 einen passenden Wert geben.

Ziehen wir durch den Punkt F eine Parallele zu BM, nehmen u_{1i} und u_{1a} in den Zirkel und schneiden von B aus die durch F gehende Horizontale in F_i und F_a, so ist $JF_i = w_i$, $AF_a = w_a$, $\sphericalangle JBF_i = \gamma_i$ und $\sphericalangle ABF_a = \gamma_a$.

In Fig. 3 Tafel 43 ist die innere, mittlere und äußere Schaufelform für die aus obiger Konstruktion gefundenen Werte zusammengestellt. In Fig. 4 ist der mittlere, in Fig. 5 der äußere und in Fig. 6 der innere Schaufelschnitt ersichtlich.

Bei Radial-Turbinen mit Reaktionswirkung kann man auch nach Fig. 1 und 2 Tafel 43 vorgehen, hat aber nur die mittleren Geschwindigkeitsdreiecke zu benutzen, da Winkeldifferenzen hier nicht vorkommen. Daß die Umfangsgeschwindigkeit an der Eintritt- und Austrittstelle des Laufrades verschieden ist, ist ja zu beachten.

Hier muß bei der Bestimmung von u_1 auf die Zentrifugalkraft Rücksicht genommen werden. Es ist, wie wir bereits wissen,

$u_1 = \sqrt{u^2 + 2g \cdot 0{,}88\,H - c^2 - (v_a^2 - v_i^2)}$ bei äußerer Beaufschlagung und

$u_1 = \sqrt{u^2 + 2g \cdot 0{,}88\,H - c^2 + (v_a^2 - v_i^2)}$ bei innerer Beaufschlagung.

Nun ist aber $u^2 + 2g \cdot 0{,}88\,H - c^2 = (u_r')^2$, also

$u_1 = \sqrt{(u_r')^2 - (v_a^2 - v_i^2)}$ bei innerer Beaufschlagung und

$u_1 = \sqrt{(u_r')^2 + (v_a^2 - v_i^2)}$ bei äußerer Beaufschlagung.

Daraus ergiebt sich

$u_1^2 = (u_r')^2 - (v_a^2 - v_i^2)$ bei innerer Beaufschlagung und

$u_1^2 = (u_r')^2 + (v_a^2 - v_i^2)$ bei äußerer Beaufschlagung.

Fig. 9 Tafel 43 zeigt die Konstruktion des Ausdruckes $\sqrt{v_a^2 - v_i^2}$. Mit Hilfe des Wertes finden wir bei äußerer Beaufschlagung u_1 nach Fig. 10 und bei innerer Beaufschlagung nach Fig. 11.

Der Schaufelschnitt bei äußerer Beaufschlagung ist in Fig. 7 und bei innerer Beaufschlagung in Fig. 8 ersichtlich.

Verschiedene Turbinentheorieen.

§ 98.

Das Prinzip der freien Abweichung.

(Abhandlung von Girard).

Die nachstehende äußerst interessante Abhandlung von Girard selbst verdient allgemein bekannt zu werden und wird daher im vorliegenden Paragraphen wörtlich wiedergegeben. Die Bemerkungen des Verfassers folgen am Schlusse der Abhandlung.

Ich habe bisher Anstand genommen, eine Frage zu erörtern, welche mich seit etwa 15 Jahren beschäftigt und sich auf die allgemeinen Formeln bezieht, welche mehrere gelehrte Hydrauliker für den Bau derjenigen Wasserräder aufgestellt haben, die man Turbinen nennt und welche in der Industrie seit 25 Jahren eine ausgebreitete Anwendung gefunden haben.

Diese neuen Motoren, welche alles geleistet haben, was man bei ihrem Bau erwartete, scheinen den heiligen Anforderungen der Industrie nicht mehr zu entsprechen; die letztere verlangt, daß sie mannigfaltigere Bedingungen erfüllen, als es bisher der Fall war, und diese Ursache ist es, welche mich vor 15 Jahren bestimmt hat, mich mit der Verwirklichung eines neuen Prinzipes zu beschäftigen, das nach meiner Meinung diesen neuen Anforderungen entspricht.

Bevor ich in die Untersuchungen eingehe, welche mich zu der Entdeckung einiger Unvollkommenheiten in der angenommenen Theorie über die Wirkungen der Bewegung des Wassers in den Rezeptoren führten, halte ich es für passend, die hydraulischen Motoren dieser Art, deren Zweck die Benutzung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt des Gewichtes zur Erzeugung der Triebkraft ist, in schneller Übersicht an uns vorübergehen zu lassen. Ich werde nicht weit über das hinausgehen, was hervorgebracht worden ist und werde mich bloß auf die Besprechung der Motoren, welche in der Industrie von Bedeutung sind, sowie auf einige Studien über die verschiedenen Arten der Wirkung des Wassers beschränken, die man zu realisieren beabsichtigte, welche aber von der Praxis nicht befolgt wurden.

In erster Reihe begegnen wir dem Rad mit ebenen Schaufeln, ähnlich denen, welche unter Ludwig XIV. in Marly gebaut wurden; zwei dieser Motoren sind auf unsere Zeit gekommen und wurden durch Räder ersetzt, bei denen das Gewicht des Wassers von der Seite benutzt wird.

Bei diesen alten Rädern, welche man noch vor ungefähr sehen konnte, wurde das Wasser mit aller durch den Druck des Aufschlagwassers entstehenden Geschwindigkeit gegen die ebenen Schaufeln getrieben und verursachte einen heftigen Stoß, welcher das Rad in Bewegung setzte. Nach diesem Stoß wirbelte das Wasser, um die lebendige Kraft abzuschwächen, die durch den Überschuß der Geschwindigkeit des Aufschlagwassers über die der Schaufeln entstand, floß dann gemeinschaftlich mit diesen und strömte endlich in das Gerinne mit einer Geschwindigkeit, die derjenigen der Schaufeln gleich kam. Hieraus entstand begreiflicher Weise ein großer Abgang, dargestellt durch den Verlust der lebendigen Kraft bei dem Eintritte in das Rad und bei dem Ausflusse aus demselben.

Da trat Poncelet auf und erörterte diesen Verlust durch gelehrte Berechnungen und durch die Praxis, und es gelang seiner Beharrlichkeit und seinen Beobachtungen, mit Genauigkeit den Gang der Wasserfäden bei ihrer relativen Bewegung zu entdecken. Man kann in der That viele Theorieen aufstellen, die Praxis entscheidet aber in letzter Instanz. Ohne uns in die Einzelnheiten der Berechnungen des gelehrten Professors von Metz einzulassen, welche alle kompetenten Männer kennen, darf man behaupten, daß er der Erste ist, welcher das Einströmen des Aufschlagwassers in die gekrümmten Schaufeln mit großer Geschwindigkeit ohne Stoß und das Ausströmen desselben bewirkte, nachdem es ohne wesentliche Geschwindigkeit in seiner absoluten Bewegung seine mechanische Arbeit geleistet hatte.

Von dieser Zeit an sah man eine Menge mehr oder minder sinnreicher Ideeen in betreff der Benützung der lebendigen Kraft des Wassers auftauchen; dahin gehört zuerst Burdin, ein Ingenieur voller Einbildungskraft, ein außerordentlicher Erfinder, der aber weniger überlegte als Poncelet und weniger praktischere Ideeen als derselbe hatte; besonders besaß er jene Manier aller Menschen mit großer Imagination, die Leistungen seiner Vorgänger nicht anerkennen zu wollen.

Ihm folgt Fourneyron, sein Schüler; sehr geschickt und besonders sehr bedächtig im Gegenteile von seinem Lehrer, erkannte er, daß von der Phantasie Burdins sehr viel zu entnehmen, jedoch auch viel zu unterlassen sei, und es erfanden beide einen neuen Motor mit großer Geschwindigkeit und mit senkrechter Achse, wie es sich schon der berühmte Mathematiker Euler gedacht hatte.

Wie aber bereits erwähnt, vermochte die Imagination des geistreichen Professors nicht bloß der von Poncelet, sondern auch von Euler eingeschlagenen Richtung nicht zu folgen, und dennoch mußte man dem einen oder dem andern dieser beiden Kämpfer nachgehen, welche die ersten Keime zu zwei verschiedenen Prinzipien gelegt hatten, die noch jetzt von Männern, welche ich nicht nennen mag, miteinander verwechselt werden.

Wir kehren aber zu unseren beiden Verbündeten zurück. Es wurde behauptet, daß Burdin der Bahn seiner Vorgänger nicht folgen wollte, denn er hatte zuviel erfinderischen Geist, um sich in diese Notwendigkeit zu fügen, während es Fourneyron dagegen nicht verschmähte, das zu beachten, was er Gutes vorfand, um seinen unsterblichen Motor zu konstruieren, welcher den Namen Turbine erhielt. Beiläufig sei es bemerkt, daß diese Erfindung erst durch die freiwillige Trennung der beiden Freunde erfolgen konnte, indem jeder seinen eigenen Weg ging; aber nur Fourneyron betrat den richtigen, den von seinen Vorgängern begonnenen, und er erreichte sein Ziel. Burdin dagegen verfolgte keine richtigen Prinzipien und mußte deshalb scheitern. Ich möchte diese beiden Geister folgendermaßen charakterisieren: Burdon, erfüllt mit zuviel Einbildungskraft, sich von überschwenglichen Theorieen hinreißen lassend; Fourneyron dagegen, vielleicht etwas zu bedächtig, zu beständig in seinen Ideeen, zu wenig Künstler, jedoch ein Mann von Genauigkeit, und wenn ihn seine Phantasie nur bis in gewisse Regionen entführte, so suchte er nach dem Guten, und er erlangte das, was er wollte.

Man verdankt ihm also die Erfindung eines auf dem von Euler aufgestellten Prinzipe der Reaktion des Wassers beruhenden Motors. Dieses Prinzip besteht darin, gewissermaßen ein Einströmen in ein sich drehendes Gefäß von beliebiger Form, horizontal oder senkrecht, wie Euler es dargestellt, zu bewirken (er hat es ohne beschleunigenden Druck ausgeführt); Euler aber hatte wohl die Einströmung mittelst kontinuierlicher Leitkurven bewirkt, hatte es aber vergessen, ähnliche Leitkurven für die Ausströmung anzubringen, wie es Fourneyron gethan und wodurch das vollständige Gelingen seines Motors erleichtert wurde.

Von diesem Moment an entstanden viele Nachahmungen mit Modifikationen, und man sah nach und nach Turbinen von Fontaine, Köchlin u. s. w., ohne jene Männer anzuführen, die sich bloß mit dem wissenschaftlichen Teile der Frage beschäftigten; auch mußten diese Kombinationen wohl gelingen, da sie auf denselben Elementen beruhten als die erste.

Als ich die Vorlesungen Poncelets besuchte, habe ich oft bei mir gedacht, warum man es nicht versucht, das von diesem letzteren aufgestellte

Prinzip, das er die freie Zirkulation nannte, und dem ich später die Benennung „freie Abweichung" gab, zu realisieren, um eine kontinuierliche Wirkung der Kraftausübung des Wassers auf die gekrümmten Schaufeln hervorzubringen, deren Umdrehungsachse senkrecht ist; es ist wahrscheinlich leichter, die Reaktion Fourneyrons zu kopieren, als einen Motor mit freier Abweichung aufzustellen.

Es ist ausgemacht, daß Poncelet im Besitze aller Elemente zur Herstellung einer Turbine nach dem Prinzipe war, das er bei seinem Rade mit gekrümmten Schaufeln verwirklichte und das wir ebenso einfach, wie das von Euler, definieren können; er beabsichtigte, einen Wasserstrahl mit der ganzen durch die Druckhöhe des Gefälles entstehenden Geschwindigkeit herabströmen zu lassen, welcher, in der Richtung des Wasserzuflusses auf eine sehr geneigte Kurve geleitet, ohne Stoß darauf fällt und auf dem konkaven Teile zirkuliert, am andern Ende aber ohne merkliche absolute Geschwindigkeit wieder abzieht.

Es war ihm indessen unangenehm, mit Fourneyron in Konkurrenz zu treten; übrigens hatte die Wissenschaft nach seiner Ansicht nichts mehr zu gewinnen, weil das Prinzip von ihm aufgestellt und verwirklicht worden war; er hatte also das Banner der freien Zirkulation aufgepflanzt, die später, wie oben erwähnt, die freie Abweichung genannt worden ist, und erst in seinen Mußestunden wollte er diesem Prinzip manchmal eine allgemeinere Anwendung geben, indem er eine andere Zirkulation des Aufschlagwassers in den Schaufeln in Anregung brachte, die man die freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahle (veine moulée) nennen könnte. Morin machte in Boucher Versuche mit einem von ihm nach diesen neuen Ideeen konstruierten Motor.

Es würde mir schwer fallen, alle Erfindungen zu besprechen, welche für verschiedene Arten von Turbinen patentiert wurden, von denen aber die meisten nie zur Ausführung kamen. Ich werde indessen einen Apparat anführen, welcher einige Anwendung gefunden hat und den ich bei der Spinnerei von Polonne bei Biella in Italien, wo man mit einer Turbine arbeitete, die man die Turbine des Andreas von Thann nannte, anzubringen Gelegenheit hatte. Dieser Erfinder hatte genau die Form der Köchlinschen Anordnung angenommen, ohne etwas bezüglich der Passage des Wassers durch Reaktion am untern Teile der Schaufel des beweglichen Kranzes zu ändern, und auch ebenso genau dieselbe Neigung der Leitschaufeln beibehaltend; er hatte das erste Element der beweglichen Schaufeln beim Eintritt des Wassers gekrümmt, ohne Zweifel, um den Stoß zu vermeiden, so daß der obere Teil des beweglichen Kranzes sich

durch „freie Abweichung" hätte bewegen können, während es der obere Teil nur durch Reaktion konnte. Um das widersinnige dieser Anordnung ganz verstehen zu können, dürfte es passend sein, zu unserem Ausgangspunkte noch einmal zurückzukehren.

Euler hatte bei seiner Kombination das Gefälle des Wassers, das er benützen wollte, in zwei gleiche Teile geteilt; in dem einen, dem obern, befanden sich die Leitkurven, die dem Wasser eine beinahe horizontale Bewegung mitteilen sollten; im zweiten Teile war die andere Hälfte der Maschine ein beweglicher Kranz, dem eine horizontale Bewegung mit einer Geschwindigkeit, gleich der des Wassers, das in die Injektoren einströmt, mitgeteilt wurde. Auf diese Weise trat das Wasser in den beweglichen Behälter ohne merkliche relative Geschwindigkeit, und das auf diese Art eingeflossene Wasser drückte auf den Boden des Behälters mit einer seiner Höhe verhältnismäßigen Kraft, wonach das Wasser endlich durch Öffnungen entwich, die an dem erwähnten Boden in Form von Schnäbeln nach der der Bewegung entgegengesetzten Richtung angebracht waren, so daß das Wasser eine Geschwindigkeit annahm, die der des Behälters gleich entgegengerichtet war.

Man bemerkt also sofort, in welchem Irrtume Andreas von Thann befangen war, weil die Neigung der in der Richtung des aufschlagenden Wassers gekrümmten Schaufeln sogleich eine der Geschwindigkeit des Rades gleiche relative Geschwindigkeit erforderte, während sie durch einen Druck oder eine bewegende Kraft im Inneren der beweglichen Schaufeln beschleunigt werden mußte.

Eulers Anordnung war, wie wir sehen, die einfachste, um die Wasserverluste zwischen dem festen und dem beweglichen Teile des Rezeptors zu vermeiden, weil zwischen diesen beiden Kränzen kein Druck bestehen konnte, da die Geschwindigkeit an diesem Punkte gleich ist derjenigen, die durch die Höhe des oberen Teiles bedingt ist; leider konnte aber dieser Apparat kein praktischer und industrieller Motor sein, und nur dadurch, daß man die Höhe der beiden Kränze verminderte und einen beschleunigenden Druck in dem beweglichen Kranze herstellte, konnte man die Kombination leicht realisieren. Man vermied nicht mehr die Verluste durch den Spielraum, den man zwischen den beiden festen und beweglichen Teilen lassen mußte, und wenn Fourneyron die horizontale Einströmung durch das Innere der Turbine annahm, so geschah es ohne Zweifel, um sich durch die Zentrifugalkraft von diesem einigermaßen bedeutenden Übelstande zu befreien, was er auf eine vollständige Weise nicht bewirken konnte, ohne dem Nutzeffekte beträchtlichen Schaden zuzufügen: da das Wasser bei seiner

absoluten Bewegung in der Richtung der Bewegung der Turbine mit fortgerissen wurde, so strömte dann das Wasser nicht mehr in der Richtung des Halbmessers aus.

Um also einen Reaktionsmotor herzustellen, muß man in den beweglichen Schaufeln einen Druck hervorbringen, damit die relative Bewegung beschleunigt werde, welche beim Eintritte in den Rezeptor beinahe Null ist; man kann sich daher die Krümmung der Schaufeln der Turbine des Andreas von Thann schwerlich erklären, bei welcher die Bewegung gleich sein soll der durch das ganze Gefälle bedingten halben Geschwindigkeit, während bei dieser Art von Turbinen die relative Bewegung beim Eintritte in die Schaufeln nur ein sehr kleiner Bruchteil der Geschwindigkeit sein soll, die bloß der Hälfte des Gefälles entspricht, was mir vollkommen vereinbar erscheint.

Ich hätte mich dieser Demonstration enthalten können; diejenigen aber, welche die Geschichte dieser Motoren schreiben wollten, sind kaum der Aufgabe gewachsen, die sie sich gestellt hatten, und ihr Wissen ist meistens der Absicht untergeordnet, Bücher zu schreiben, um sie recht teuer verkaufen zu können. So kann ich den Traité théoretique et pratique des Moteurs hydrauliques par Armengaud ainé anführen, wo man sehr oft die relativen mit den absoluten Geschwindigkeiten miteinander vermengt findet; um nur einen Beweis davon zu geben, führen wir eine Stelle an, wo es heißt: „Und auf der anderen Seite muß bei der Turbine die Richtung des letzten Elementes dieser Schaufeln eine solche sein, daß sie den möglich kleinsten Winkel bilde, damit durch die Geschwindigkeit des Wassers bei seinem Austritte in Verbindung mit der äußeren Peripherie der Turbine das Wasser eine relative Geschwindigkeit erlangt, welche soviel als möglich Null oder wenigstens sehr gering ist im Vergleiche zu der durch die Höhe des Gefälles bedingten, denn um den größten Nutzeffekt des Rades zu erreichen, ist es notwendig, daß das Wasser ohne Stoß ein- und ohne Geschwindigkeit austrete" (absolut oder relativ?).

Ich muß jetzt zu einem Gegenstande übergehen, der für mich von Wichtigkeit ist; ich habe dabei die größte Unparteilichkeit notwendig, und ich werde mich derselben befleißigen; übrigens mögen kompetente Männer ihr Urteil darüber ablegen. Ich meine nämlich die „große (trichterförmige) Erweiterung", die ich bei allen von mir in der jüngsten Zeit ausgeführten Rädern oder Turbinen angebracht habe und der Anhaltspunkt die Ausführung des Rades von Noisieil-sur-Marne war. Hr. Pierre Callon erhielt im Jahre 1840 ein Privilegium für zwei Anordnungen von Turbinen mit horizontaler und vertikaler Beaufschlagung; die letztere wurde von

dem Autor „die Euler'sche" genannt; die Benennung stimmt aber mit der zu erreichenden Wirkungsweise nicht überein, denn es war in dieser Anordnung gar nichts vorhanden, was an das Euler'sche Prinzip erinnern konnte. Die Titel thun übrigens nichts zur Sache; wenn man Erfindungen macht, so weiß man in den meisten Fällen keinen Namen dafür zu finden, und oft geschieht es, daß man erst bei der Entwickelung seiner Idee darauf kommt, daß die Benennung mit dem Gegenstande des Privilegiums nicht harmoniert; ich behaupte sogar, daß nur diejenigen, welche niemals etwas erfunden haben, die Benennung vollkommen anzuwenden wissen.

Ich werde daher diese Turbine „mit intermittierender, d. h. mit separierter Beaufschlagung" nennen. Die Folge dieser Anordnung ist, daß die Wasserstrahlen, indem sie auf die Schaufeln wirken, nicht durch die nacheinander folgenden Strahlen unterbrochen werden, so daß man also jede Störung eines Strahles durch den anderen vermeidet.

Ich will mich durchaus nicht mit der Schutzvorrichtung, wie ich es bei den vorstehenden Apparaten gethan habe, befassen, denn ich betrachte dieses Element als rein materiell und auf sehr verschiedene Weise ausführbar. Ich werde mich daher im Laufe dieser Abhandlung nur mit der Wirkungsweise des Wassers beschäftigen, wie ich es bisher gethan habe.

Bei der Verzeichnung dieser sogenannten Euler'schen Turbine ist es klar, daß die Wasserschichten in dem Injektionsapparate in einer Stärke von einander geschieden sind, welche der der flüssigen Schichten beinahe gleich ist; diese Entfernung ist übrigens notwendig, damit die Wasserschichten nicht übereinander kommen und durch ihren Stoß aufeinander in der relativen Bewegung, die sie annehmen müssen, Störungen hervorbringen, welche dem Nutzeffekte nachteilig sind.

Man vermeidet hierdurch auch die Stockung, die in den beweglichen Schaufeln vorkommen kann, wenn man nicht gar in das System der Reaktion verfällt, was geschehen würde, wenn das Wasser in seiner relativen Bewegung nicht durch die Öffnung fließen könnte, die sich am unteren Teile der Schaufeln befindet. Callon, welcher wahrscheinlich diese Stockung fürchtete, hat wohlweislich die Leitschaufeln in dem oberen Teile des beweglichen Kranzes eingezogen, um dem Wasser bei seiner relativen Bewegung mehr Raum zu verschaffen; die Schaufeln des beweglichen Kranzes sind demnach auf natürliche Weise erweitert worden.

Ich glaube die Absichten Callons bei dieser Wirkungsweise des Aufschlagwassers, die, wie man sieht, von derjenigen, welche Euler realisieren wollte, ganz verschieden ist, so viel als möglich dargelegt zu haben. Es

liegt übrigens nichts Auffallendes darin, daß Callon die Übereinanderschichtung der Wasserstrahlen durch Stoß bei der relativen Bewegung befürchtete.

Ich muß hier die erste Verzeichnung von Kurven anführen, die ich gemacht habe, wo man sah, daß sich der Strahl der relativen Bewegung von dem konvexen Teil der Kurve ablöste und die durch eine kontinuierliche Injektion entstehenden, aufeinander folgenden Strahlen sich übereinander legten, um an dem konkaven Teil der besagten Kurve frei zu entweichen. Diese Bezeichnung wurde von Belanger in einer mit ihm gepflogenen Unterredung getadelt; er glaubte, daß ich in Illusionen befangen sei über die gute Wirkung, die ich von einem solchen Tracé erwartete, weil, wie er sagte, die sich übereinander legenden Wasserfäden aufeinander folgende Pressungen veranlassen, deren Streben dahin gerichtet ist, die relative Bewegung der Moleküle, die sich der konkaven Wand nähern, zu verändern. Er gab mir bei dieser Gelegenheit den Rat, den zu befolgen ich mich hütete, den Kanal, in welchem das Aufschlagwasser mit relativer Bewegung zirkulieren sollte, ganz anzufüllen.

Diese Bemerkung Belangers führt uns unmittelbar auf die zweite Zeichnung Callons, welche gewissermaßen mit den Ansichten Belangers übereinstimmt, weil er den Zweck hatte, die Kanäle anzufüllen, indem er darin aus dem Wasserstrahle bei seiner relativen Bewegung eine Art von „Abweichung mit geformtem Strahl" machte; es mußte sich aber hier eine Schwierigkeit zeigen, und wie bei der von Poncelet erdachten und in Boucher probierten Turbine durften das Gefälle und die Geschwindigkeit des Motors keineswegs veränderlich und gewissermaßen mathematisch sein: in der Praxis eine schwierige, wenn nicht unmögliche Sache.

Bei dieser Gelegenheit muß ich bemerken, daß Poncelet, um den schädlichen Raum zwischen dem konkaven und dem konvexen Teile der Kurve auszufüllen, eine Kontreschaufel angebracht hatte, während Callon diesen Raum senkrecht einzog, so daß die Schaufeln auch hier ausgeweitet waren.

Man sieht also, daß bei den beiden Turbinen, auf welche Callon im Jahre 1840 ein Privilegium erhielt, das Ende, aus welchem das Wasser ausströmen muß, eine erweitete Mündung hatte, um zu bewirken, daß bei der ersten eine ausgesetzte oder getrennte Einströmung, und bei der anderen eine freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl stattfinde.

Nach meiner Besprechung dieser beiden Studien (man kann sie Studien nennen, da sie niemals ausgeführt wurden) hatte ich den festen Vorsatz, hinsichtlich des Prinzipes der Reaktion zu einem anderen Ideengange

überzugehen als die Nachahmer des Fourneyron; diese verfolgten gewissermaßen den ihnen ganz vorgezeichneten Weg, was sicherlich viel leichter war. Unglücklicherweise waren diese beiden Anordnungen noch nicht gereift genug, daß Callon daraus einen Motor hätte bilden können, welcher die bestehenden überflügelte, was er auch sehr wohl fühlte, indem er keine zur Ausführung brachte. Wir müssen ihm indessen Gerechtigkeit widerfahren lassen; als wir einmal in Verbindung getreten waren, begriff er sofort die neuen Studien, die ich zur definitiven Realisierung der freien Abweichung unternommen, und nach einigen unter uns stattgefundenen Zusammenkünften betrat er herzhaft die neue Bahn, welche ich eingeschlagen hatte.

Die erste Turbine, welche wir konstruierten, war die von Egreville in der Papierfabrik von Dufay im Jahre 1851, und es wurde dabei das Prinzip „der freien Abweichung" zum ersten mal auf eine vollkommene Weise zur großen Zufriedenheit Callons in Ausführung gebracht; der letztere hatte einige Besorgnisse, denn ich war nach seiner Meinung etwas zu weit gegangen, indem ich einen beweglichen Kranz machte, der gewissermaßen ganz durchlöchert war; jeder Zwischenraum der Schaufeln hatte zwei Löcher, womit aber ein doppelter Zweck verbunden war, nämlich erstens zu verhindern, daß sich eine gewisse atmosphärische Depression erzeuge, wodurch die Schaufeln sich hätten mit Wasser füllen können, was einen Druck zur Folge gehabt hätte, der die Wasserstrahlen in ihrer relativen Bewegung gehindert haben würde; zweitens zu veranlassen, daß das Wasser, bevor es in die enge Passage des unteren Teiles gelangte, eher aus der Schaufel herausfließen konnte, als den relativen Gang der flüssigen Strahlen zu behindern.

Bei dieser ersten Turbine hatte ich wohl am unteren Teile der Schaufel eine kleine unbedeutende Erweiterung angebracht, um das Abfließen des Wassers zu erleichtern, und die Besorgnis vor einer zu großen Divergenz der Wasserstrahlen hatte mich verhindert, sie größer zu machen; Callon theilte meine Ansicht vollkommen.

Die mit dem Bremsdinamometer an der Turbine von Egreville gemachten Versuche wurden von dem Hause Fontaine in Chartres, das jetzt von Fromont & Sohn geleitet wird, mit Ungeduld erwartet, und, sobald die Resultate bekannt waren, faßte man den Entschluß, in diesem Hause für die Folge keine anderen Turbinen mehr auszuführen als solche, deren nach obiger Turbine gemachtes Vorbild jetzt bereis 13 Jahre fortwährend in Thätigkeit ist.

Fontaine hielt es zwei Jahre später für rätlich, wieder zu seinen

Geschäften zurückzukehren, denn er fand einen neuen Industriezweig in Ausführung von Turbinen mit freier Abweichung; er übernahm daher sein altes Haus wieder, schloß einen neuen Vertrag mit mir, an welchem Callon als mein Associé teilnahm, und die Fabrik, die nun die Firma Fromont & Sohn, Fontaine & Brand annahm, verpflichtete sich nun, keine anderen Turbinen mehr auszuführen, als die mit freier Abweichung von Girard.

Es war erst später, als ich die große Erweiterung bei den beweglichen Kränzen anwendete, obschon man beim ersten Anblick ein großes Interesse wahrnimmt, den Raum nach und nach zu vergrößern, den das Wasser bei seiner relativen Bedeutung durchlaufen muß; es ist indessen etwas Gewöhnliches, daß man an einem sehr interessanten Gegenstande vorübergeht, ohne zu bemerken, daß er zu sehr wichtigen Resultaten führen kann. Diese Erweiterung gestattet die Zusammenziehung des Austrittswinkels, damit ihm am Ende nur eine sehr geringe Geschwindigkeit verbleibt, und dennoch verflossen vier Jahre, bis Callon und ich, die wir die „freie Abweichung" praktizierten, unsere Zuflucht zu dieser Erweiterung nahmen, welche Callon bei einem anderen Ideeengange angegeben hatte.

Es ist gewiß, wenn man sich die Mühe genommen hätte, einige einfache Berechnungen auszustellen, um den Verlust, der durch die Divergenz der Strahlen entstehen kann, sowie den daraus zu ziehenden Vorteil kennen zu lernen, so würde man bald gefunden haben, daß dieser Vorteil viel größer ist als der durch die Divergenz verursachte Verlust; man hatte aber nichts berechnet und konnte also nichts wissen. Man hat demnach vier Jahre hindurch Turbinen mit freier Abweichung ohne besondere Erweiterung konstruiert.

Dies führt uns ganz natürlich auf die Geschichte des Schraubenrades von Menier in seiner Fabrik zu Noisieil-sur-Marne.

Im Jahre 1853 vernahm Menier durch seine Freunde, daß ich in der Konstruktion der Wasserturbinen eine sehr wichtige Vervollkommnung eingeführt habe, und er bat mich, ihn in seiner Fabrik zu besuchen. Dort frug er mich vor einem arbeitenden Rade (Schiffmühlrad), ob es kein Mittel gebe, seinen alten Motor, der nur einen Nutzeffekt von 20 Prozent gewähre und einen sehr großen Übelstand habe, weil man ihm, je nach dem Wasserstande des Flusses, bald heben und senken müsse, durch meine Turbinen zu ersetzen. Nach einigem Nachsinnen antwortete ich verneinend und sagte ihm, daß sein Gefälle zu schwach sei, um eine so große Wassermasse zu benutzen, die sich mit der Verminderung des Gefälles noch vermehren müßte, um dem Motor immer dieselbe Kraft mitteilen zu können.

Menier, ein Mann des Fortschrittes, war unwillig, daß er seinen alten Motor nicht gegen eine meiner Turbinen vertauschen könne, denn er beabsichtigte eine Vergrößerung seines Etablissements. „Dann," sagte er zu mir, „erfinden Sie mir etwas Anderes, um dieses alte Rad zu ersetzen", worauf ich ihm zur Antwort gab, daß man Erfindungen dieser Art nicht so leicht mache wie kleine Pasteten, da ich indessen in ihm einen Mann des Fortschrittes erblickte, so würde ich es versuchen, seinem Wunsche zu entsprechen.

Meine erste Idee war die Konstruktion eines gewöhnlichen festen Rades, das stets an dem Boden des Gerinnes arbeite; um seinen Wasserlauf besser zu benützen, bedeckte ich es mit einem hydropneumatischen Mantel, damit es beim Hochwasser nicht im Wasser wate. Nach einiger Überlegung aber überzeugte ich mich bald, daß dieses Rad beim Hochwasser, wo das Gefälle geringer ist, nicht Wasser genug haben würde, um dem Motor eine konstante Kraft zu sichern. Ich erdachte deshalb ein Schraubensystem, das sich nach meiner Ansicht besser dazu eignete, bei Hochwasser große Wassermassen nutzbar zu machen, weil es in diesem Augenblicke ganz in Wasser eingetaucht werden konnte; die Rechnung aber bewies mir, daß es in diesem besonderen Falle seinen Zweck wohl erfülle, nicht aber beim niederen Wasserstande des Flusses.

Ich übergehe es mit Stillschweigen, wie oft ich von dem pneumatischen Rade zu der Schraube überging und vice versa; indessen verweilten meine Gedanken lieber bei der Schraube als bei dem Rade. Ich begann damit eine starke Nabe im Zentrum der Schraube anzubringen, damit die verschiedenen Punkte der Flügel mit minder ungleichen Geschwindigkeiten vorgehen, um die Wasserströmung besser benützen zu können. Demnächst erforschte ich die zweckmäßigste Neigung der Schaufeln, denn es mußte der Stoß des Wassers bei seinem Eintritte vermieden werden, und das Wasser mußte ohne merkliche Geschwindigkeit abfließen, um den besten Nutzeffekt zu erreichen. Ich befand mich zwischen zwei Klippen; wollte ich den Stoß vermeiden, so floß das Wasser hinter der Schraube mit einer großen Geschwindigkeit aus; wenn dagegen bei dem Austritte eine geringe Geschwindigkeit stattfinden sollte, so hatte ich ein Einströmen mit Stoß. Da kam ich auf den Gedanken, die inneren und äußeren Wände, worin sich die Schraubenschaufeln befinden, zu erweitern, und so entstand das Schraubenrad.

Man sieht, daß es mir unmöglich war, den beweglichen Kranz nicht zu erweitern, weil das Wasser ohne Vorbereitung durch die Leitschaufeln in natürlicher Weise auf die schraubenförmigen Schaufeln trat und bis

auf eine übrigens sehr geringe, durch den Rückstoß oder den Druck der Schaufel auf das Wasser in entgegengesetzter Richtung seiner Bewegung entstehende Abweichung beinahe senkrecht zur Umdrehung des Rades durchströmen mußte. Es war daher, um den theoretischen Nutzeffekt kennen zu lernen, vor allem notwendig, bei den passiven Arbeitsverlusten denjenigen zu berücksichtigen, der durch die Divergenz der Wasserfäden bei dem Ausflusse durch die erweiterten Schaufeln entsteht, und ich war erstaunt, zu bemerken, daß dieser Verlust gewissermaßen nichtsbedeutend war, denn wenn man als Einheit den Punkt der größten Divergenz annimmt, so nimmt dieser Verlust ab wie das Quadrat von dem Teile des Abstandes zwischen dem mittleren Faden und dem äußersten Punkte der Divergenz, so daß, wenn man den Verlust des am meisten divergierenden äußeren Fadens als Einheit annimmt, dieser Verlust sich auf ein Viertel für den mittleren Faden reduziert.

Wenn man nun diesen geringen Verlust mit dem besseren Effekte vergleicht, den man aus der freien Abweichung ziehen kann, so findet man durch approximative Berechnungen, daß diese Erweiterung die Grenzen weit übersteigen kann, die ich mir anfänglich gezogen, nämlich, daß der Winkel der Divergenz etwas geringer als 45 Grad sei.

Die Resultate dieser Berechnungen, die man nur annäherungsweise machen kann, lassen sich sicherlich nur durch die Erfahrung bestätigen; indessen muß ich bemerken, daß sie diejenigen Rechnungen sind, die mich darauf führten, die große Erweiterung definitiv anzunehmen.

Wenn man die Wirkung des Wassers durch freie Abweichung wie bei der ersten Turbine von Egreville ohne merkliche Erweiterung in Ausführung bringen will, so muß man den Leitschaufeln eine starke Neigung geben, um einen sehr geringen Durchgang zu haben, und wenn man will, daß der Wasserfaden bei seiner relativen Bewegung auch unter einem recht schwachen Winkel austrete, um wenig absolute Geschwindigkeit zu bezwecken, so stößt man auf folgende drei Schwierigkeiten:

1. Die Stärke, welche man den Einfallleitschaufeln geben muß, ist sehr vergleichbar der Stärke des Wasserfadens, und man verfällt hier etwas in den intermittierenden Eintritt des Wassers zurück, welchen Callon studierte, wodurch aber wegen des Stoßes der Wasserfäden aufeinander Störungen entstehen. Ich muß indessen bemerken, daß die Turbine von Egreville, welche so konstruiert war, einen sehr guten Nutzeffekt gehabt hat. Kann man dagegen die Leitschaufeln gerade richten, so läßt sich die Breite des festen Kranzes vermindern, und dann kann man auch den Leitschaufeln nur eine sehr schwache Stärke geben, denn die Kraft, der sie zu wider-

stehen haben und die durch die Wirkung des Gefälles entsteht, wird unbedeutend, und man gelangt auf diese Weise zu einer beinahe kontinuierlichen Einströmung ohne merkliche Trennung der einfallenden Wasserfäden, was die Folge hat, daß sie bei ihrer relativen Bewegung ohne Stöße und Störungen übereinander sein können.

2. Da der Wasserfaden horizontal gerichtet ist, so stößt der Strahl an die Wand des äußeren beweglichen Kranzes, bevor er die Turbine verläßt. Da die große Erweiterung eine minder horizontale Richtung des Wassers bei seinem Eintritte in den beweglichen Kranz zuläßt, so wird dadurch die Länge der Projektion, die von der absoluten Bewegung des Wassers ist zurückgelegt worden, vermindert und der besagte Stoß ist nicht mehr bemerkbar.

3. Da sich die durch den Druck des Wassers bei seiner relativen Bewegung entstehende Arbeit bei jedem Strahl auf beinahe allen nacheinander folgenden Punkten der Schaufelbreite äußert, so entsteht dadurch ein Verlust, daß alles an der mittleren Peripherie vorgehen muß, wo die mittlere Geschwindigkeit stattfindet. Die Erweiterung der Schaufeln bewirkt, da dadurch die Breite der Schaufeln vermindert wird, daß die Resultate der Wirkungen an einem Punkte stattfindet, der weniger von dem Mittelpunkte der Schaufelung entfernt ist.

Diese drei Schwierigkeiten werden also durch die Anwendung der großen Erweiterung gehoben, und ungeachtet der Divergenz der äußeren Strahlen, welche die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers vermehrt, erreicht man dadurch eine bedeutend bessere Wirkung. Es realisieren sich also auf diese Weise: einesteils die Turbine von Egreville mit freier Abweichung ohne bemerkenswerte Erweiterung; 2. anderenteils das Schraubenrad, das ohne Leitschaufeln unter Wasser arbeiten kann, während es mehr als die doppelte Wirkung der Schiffmühlräder hervorbringt; 3. die Anwendung der großen Erweiterung dieses Rades an der Turbine mit freier Abweichung und 4. im Jahre 1857 die neue und definitive Kombination, mittelst welcher ich das Prinzip verwirkliche, das ich „die freie Abweichung mit geformtem Strahl" nenne, und das sich von „der freien Abweichung mit getrenntem Strahl" unterscheidet.

Kritik der bekannten und erste Elemente einer neuen Theorie. — In meiner Note, welche ich in der akademischen Sitzung vom 9. Februar 1863 überreicht habe, sagte ich, daß die Wirkungsweise „durch freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahle" sich auf rationellem Wege nicht anders realisieren lasse als durch die Anwendung der Verzeichnung des gleichseitigen Dreieckes. Die Ursache davon ist ganz einfach

die folgende: man wollte den Wasserstrahl bei seiner relativen Bewegung dadurch formen, daß man entweder, wie es Poncelet angiebt, eine Kontreschaufel in der zur Bewegung des Wassers parallelen Richtung anbringt, oder daß man die Stärke des Strahles in senkrechter Richtung vermindert, wie es Callon andeutet. Die angenommene Art, um diese Abformung zu bewirken, hatte eine geringe Wichtigkeit, es war aber erforderlich, daß nicht bloß die Bedingungen der Geschwindigkeit und des Gefälles unveränderlich blieben, sondern daß auch die Formeln, worauf die Bezeichnungen dieser beiden Turbinen beruhen, nichts zu wünschen übrig lassen. Nun haben mich meine desfallsigen Studien über diesen Gegenstand auf die Überzeugung von der Ungenauigkeit derselben geführt. In der That, wenn man von den Formeln absieht, wäre es erforderlich gewesen, daß sich die Stärke des Wasserstrahles bei seiner relativen Bewegung nicht mit der Verschiedenheit der Geschwindigkeit des Motors und des Gefälles verändere, was nicht praktisch ist; ferner geben die Formeln an, daß sich der Querschnitt des Kanales im umgekehrten Verhältnisse der Halbmesser in dem Rezeptor mit innerem Einflusse verenge und sich in dem Rezeptor mit äußerem Einflusse erweitere. Dies ist es, was ich zu beweisen versuchen werde.

Man führt in die allgemeinen Formeln zur Verzeichnung der Turbinenschaufeln, sei es bei Turbinen mit innerer oder bei solchen mit äußerer Beaufschlagung, einen Ausdruck für die beschleunigte oder verzögerte Wirkung der Zentrifugalkraft ein, welcher nach meiner Ansicht die Bedingungen nicht erfüllt und nicht bloß mit dem gründlichen Studium der relativen Bewegung, sondern auch mit der Erfahrung nicht in Übereinstimmung steht.

Die Folge davon ist, daß die Winkelgeschwindigkeit, welche der bewegliche Kranz annimmt, mit der Beobachtung nicht übereinstimmt, was man durch den Einfluß des Wassers bei seiner absoluten Bewegung bestätigt findet. In Anbetracht dieser durch die Erfahrung begründeten Thatsache stellte ich mir die Frage, ob es nicht nützlich wäre, die Verzeichnung der Schaufeln zur Erzielung der freien Abweichung auf neue Daten zu basieren, welche in Ermangelung eleganter Formeln sich den Beobachtungen möglichst nähern.

Um nun alle die Wirkungen zu entdecken, die sich bei den flüssigen Molekülen erzeugen, welche in den Radschaufeln in Bewegung sind, habe ich den folgenden Weg eingeschlagen.

Ich machte in den Radschaufeln die Beobachtung, daß die Zentrifugalkraft bei der freien Abweichung der Flüssigkeitsstrahlen nicht die

angegebene Wirkung zu machen scheint, denn die Schaufeln reißen nicht, wie bei den Reaktionsturbinen, das Wasser in ihrer Umdrehungsbewegung mit fort; das Wasser dagegen übt beim Eintritte in den beweglichen Kranz daselbst einen Druck auf die Schaufeln aus, indem es auf ihrer konkaven Fläche abweicht; es scheint daher hier bloß eine Wirkung des Rückstoßes von Seiten der Schaufel stattzufinden, welche das Bestreben hat, die lebendige Kraft des Wassers zu vernichten, die in mechanische Arbeit verwandelt worden ist.

Ich sah deshalb die Notwendigkeit nicht ein, bei den Berechnungen die Zentrifugalkraft zu berücksichtigen, wie es Poncelet bei der in Boucher versuchten Turbine mit äußerer Beaufschlagung, wie auch Callon im Jahre 1840 bei der mit innerer Beaufschlagung gethan.

Bei diesen beiden Formen mußte die relative Geschwindigkeit an dem Eintrittspunkt der Schaufeln gleich sein der Geschwindigkeit dieses Punktes; dann, nach Maßgabe, als das Wasser in dem Inneren oder gegen das Innere vortritt, mußte diese Bewegung um eine Quantität, welche proportional ist dem Unterschiede der Halbmesser des Ein- und des Austrittes des Wassers in das Rad, verzögert oder beschleunigt werden. Es folgte daraus, daß bei ein und demselben Gefälle und Turbinen von gleichen Dimensionen die eine hätte mit einer Winkelgeschwindigkeit gehen können, welche gegen die andere um die Differenz der inneren und äußeren Halbmesser größer ist, während diese beiden Räder mit derselben Geschwindigkeit sich hätten bewegen können, um das Prinzip zu verwirklichen, das die Autoren der „freien Abweichung mit geformtem Strahle" aufgestellt haben. Mit anderen Worten, bei übrigens ganz gleichen Dingen war die Geschwindigkeit, die man dem Äußeren und Inneren dieser Räder gab, nicht genau und folglich war nicht bloß die Anordnung des abnehmenden Querschnittes für die zweckmäßige Verwendung des Aufschlagwassers ungeeignet, sondern auch die dem Rade gegebene Geschwindigkeit war zu groß für die Turbine mit innerer und zu klein für die mit äußerer Beaufschlagung.

Was war also bei diesem Widerspruche zu thun und wie sollte man die Geschwindigkeit bestimmen, die man erlangen mußte, nicht um die freie Abweichung mit geformtem Strahle zu realisieren, was andere praktische Rücksichten verhinderten, sondern bloß um die mit getrenntem Strahle zu verwirklichen?

Ich verfuhr auf folgende Weise. Als Beispiel nahm ich den einfachsten Fall, den nämlich, wo die Wasser aufnehmende Leitschaufel stark geneigt ist, so daß der Eintrittswinkel des Wassers bei einer Turbine mit innerer Beaufschlagung mit der Tangente an der Peripherie zusammenfällt. Zeichnen

wir nun an dem Eintrittspunkt eine sehr kleine Kurve, welche macht, daß der Wasserstrahl einer relativen Bewegung in zwei rechten Winkeln mit einer Geschwindigkeit $= \frac{V}{2}$ abweicht: V die Geschwindigkeit des einfallenden Strahles, die durch das Gefälle des Aufschlagwassers entsteht. Indem der Strahl die Kurve verläßt, nimmt er eine absolute Bewegung in der Richtung des Halbmessers mit einer Geschwindigkeit an, welche durch $\frac{V \cdot \sin \beta}{2}$ dargestellt wird, worin β der sehr kleine Winkel, den die Richtung der relativen Geschwindigkeit am Austritte der Schaufel mit der Tangente bildet. Der Strahl wird folglich keinen Druck auf die Schaufel ausüben, selbst wenn sich diese von diesem Moment an in Spiralform fortsetzte, und seine relative Bewegung wird in unbestimmtem Maße zunehmen, wenn sich die Schaufel in derselben Weise fortsetzt und verläßt endlich diese letztere immer mit einer Geschwindigkeit, welche der des äußeren Kranzes gleich und in entgegengesetzter Richtung ist.

Auf diesem ganzen Laufe wird die absolute Geschwindigkeit des Wassers nirgends eine Veränderung erleiden, was auch ferner nicht der Fall sein wird, wenn sie ihre Bewegung in der Richtung des Halbmessers beibehalten soll. Es geht daraus hervor, daß die Zentrifugalkraft diejenige Wirkung nicht haben kann, die man ihr zuschreiben wollte, und es ist diese Erscheinung nichts anderes als eine Folge des Rückstoßes, der durch die sehr kleine Schaufel ausgeübt wird, welche die lebendige Kraft des Wassers vernichtet und demselben nur eine unbedeutende absolute Geschwindigkeit gelassen hat.

Es ist also der Punkt, wo dieser Rückstoß stattfindet, welcher bestimmt werden muß, um die Geschwindigkeit dieses Punktes kennen zu lernen; in dem von uns gewählten Beispiele ist diese Geschwindigkeit die Hälfte von derjenigen des einfallenden Wassers.

Nehmen wir nun an, daß der Druck des Wassers auf die Schaufel nach der ganzen Ausdehnung derselben von dem Eintritte in das Innere bis zum Austritte stattfinde; der Punkt des Rückstoßes wird sich jeden Augenblick ändern und es wird die mittlere Lage desselben die Mitte der Schaufel sein; hier ist also der Punkt, wo sich gewissermaßen die ganze Wirkung des Aufschlagwassers äußern wird, die in dem von uns betrachteten Falle die Hälfte der Geschwindigkeit, d. h. $\frac{V}{2}$ annehmen muß.

Um den Beweis hierzu zu führen, stelle ich durch $R \cdot v$ dasjenige dar, was ich unter „Arbeit des Rückstoßes" verstehe; R ist der Druck

der Schaufel auf das Wasser während der relativen Bewegung der Flüssigkeit und v die Geschwindigkeit in der dem ausgeübten Drucke entgegengesetzten Richtung; mit B endlich bezeichnen wir den Druck auf die zusammengezogene Öffnung, durch welche das Wasser eintritt.

Diese Wirkung des Rückstoßes muß immer gleich sein der Triebkraft T, und man muß erhalten

$$R \cdot v = P \cdot V = T.$$

Nehmen wir zu diesem Zwecke den einfachsten Fall an, den nämlich, wo der Wasserstrahl tangential geworfen wird; auch nehmen wir den Fall an, wo sich das Wasser bei seiner relativen Bewegung nicht von der Achse des Rezeptors entfernt. Man erhält

$$R = 2P \text{ und } v = \frac{V}{2},$$

was jedermann bekannt ist.

R wird sich vermindern und v vermehren nach Maßgabe, als man die Leitschaufeln gerade richtet, um das Wasser unter einem stumpfern Winkel zu diregieren; man gelangt auf diese Weise nach und nach zur Verzeichnung durch das gleichseitige Dreieck, was für R und v giebt:

$$R = P, \; v = V,$$

was mich auf die Verwirklichung der „freien Abweichung des geformten Strahles" geführt hat.

Was mich hier aber am meisten beschäftigt, das ist der Fall, wo das Aufschlagwasser in den Rezeptor geführt wird, um sich bei seiner relativen Bewegung von der Achse zu entfernen oder sich derselben zu nähern, was den Gegenstand etwas komplizierter macht.

Der Einfachheit wegen nehmen wir an, daß das Wasser tangential einströmt und durch das Innere des Kranzes eintritt, um daraus durch das Äußere auszutreten; übrigens bezieht sich das, was wir in diesem Falle geben, auch auf den anderen. Wir nennen R′ den Druck des Rückstoßes an dem Eintrittspunkte des Wassers, R″ den beim Austritt, r′, v′ den Halbmesser und die Geschwindigkeit außerhalb, r, v den Halbmesser und die Geschwindigkeit der Mitte des Kranzes, P den Druck der Wassersäule an dem Punkte des zusammengezogenen Strahls, V die Geschwindigkeit, welche durch den Druck dieser Säule entsteht, x die unbestimmte relative Geschwindigkeit.

Nach unseren Voraussetzungen ist

$$v = \frac{V}{2};$$

$$v' = \frac{r' \cdot v}{r}, \quad v'' = \frac{r'' \cdot v}{r}, \quad v' + v'' = V;$$

folglich

$$\frac{r' \cdot v}{r} + \frac{r'' \cdot v}{r} = 2v;$$

man hat

$$x = V - v' = v'',$$

die Geschwindigkeit der äußeren Peripherie des Rades, welche konstant bleiben muß, damit die vom Wasser beibehaltene absolute Geschwindigkeit nach der Richtung des Halbmessers geleitet werde, was den größten Nutzeffekt giebt.

Man hat also für die beiden äußeren Punkte des Rückstoßes

$$R' = 2P\frac{v''}{v}R'' = 2P\frac{v'}{v} \cdot \frac{r'}{r''}.$$

R'' ist, wie man sieht, schwächer als R' wegen der Vermehrung der Geschwindigkeit, welche die nacheinander folgenden von dem Wasser bei seiner relativen Bewegung gedrückten Punkte annehmen; ein Druck, der im umgekehrten Verhältnis der Halbmesser kleiner wird, was sofort ergiebt

$$R' + R'' = 2R.$$

Man hat auch für das andere Glied der Gleichung, wenn man $\frac{v'' \cdot r'}{r''}$ durch v' ersetzt,

$$2P\left(\frac{v'' + v'}{v}\right);$$

und da $v'' + v' = 2v$, so folgert man daraus, daß

$$2R = 4P,$$

$$R = 2P;$$

folglich $$Rv = 2P\tfrac{1}{2}V = PV = T.$$

Wir kommen nun zu dem Fall der äußeren Beaufschlagung.

Es findet hier derselbe Vorgang statt, nur ist x gleich

$$x = V - v'' = v',$$

weil das Wasser mit jener Geschwindigkeit austreten muß, welche gleich und entgegengesetzter Richtung der vom Innern der Schaufel ist; man hat also hier

$$R'' = \frac{2Pv'}{v}R' = 2P\frac{v'}{v} \cdot \frac{r''}{r},$$

was uns giebt $R'' + R' = 2R$.

Ersetzen wir $\frac{v'r''}{r}$ durch v'', so hat man

$$2P\left(\frac{v' + v''}{v}\right),$$

$$v' + v'' = 2v,$$

woraus $$2R = 4P,$$

$$R = 2P,$$

$$Rv = 2P\tfrac{1}{2}V = PV = T.$$

Wir haben nicht nötig, weiter zu gehen; diese ganz einfache Theorie führt zur Wahrheit, während jene kompliziertere, welche darin besteht, die Wirkungen der Zentrifugalkraft in Erwägung zu ziehen, zu Irrtümern Veranlassung giebt, denn man hat dieser Kraft eine beschleunigende Funktion gegeben, die sie nicht besitzt.

Betrachten wir in der That, was denn geschehen würde, wenn wir unter den uns gestellten Bedingungen diese Theorie anwenden wollten, welche die relativen Geschwindigkeiten aus Rücksicht auf die Zentrifugalkraft vergrößert.

Ohne es auf eine gründliche Art ermitteln zu wollen, von welchem Maße die Vergrößerung der Geschwindigkeit des Wassers in den nach obigen Bedingungen konstruierten Schaufeln ist, erscheint es doch offenbar, daß daraus eine größere Arbeit hervorginge, weil die nach und nach zunehmende Geschwindigkeit die aufeinander folgenden Punkte mehr drücken würde, und die Folge davon wäre, wenn man den neuen Druck des Rückstoßes durch R darstellt,

$$R_1 > \frac{R' + R''}{2},$$

und $$R_1 > 2P;$$

daher auch $$R_1 \tfrac{1}{2} v > PV > T,$$

während er geringer sein sollte, weil das Wasser, das aus der Schaufel mit einer größeren relativen Geschwindigkeit als die der äußeren Peripherie des Rades austritt, in der dieser Bewegung entgegengesetzten Richtung eine absolute Geschwindigkeit beibehält, welche einen Bruchteil der Triebkraft darstellt. Dieses Resultat ist in doppelter Hinsicht unmöglich, denn man würde nicht nur eine größere mechanische Arbeit als die der ganzen Triebkraft erhalten, sondern auch das aus dem Rezeptor fließende Wasser würde eine gewisse lebendige Kraft beibehalten, weil es eine Null gleiche Geschwindigkeit nicht haben kann, denn die relative Geschwindigkeit ist größer als die äußere Geschwindigkeit des Kranzes und wird in umgekehrter Richtung geleitet.

In Berücksichtigung dieser Resultate könnte man hier an die Worte des berühmten Poinsots erinnern: „Man findet nichts anderes in den Formeln, als was man selbst darin eingeführt hat, und wenn das, was

sie darstellen, falsch ist, so darf man überzeugt sein, daß alles daraus Entwickelte ebenfalls unrichtig ist."

Was ist also in diesem Falle nötig, um zu beweisen, daß das von uns befolgte Raisonnement auf Wahrheit beruht? Die Antwort lautet: Erfahrung, und diese ist es, auf welche ich mich beziehe, um die Grundlagen der neuen Theorie zu bewahrheiten.

Wenn die Schaufeln angeordnet sind, um die freie Abweichung nach der Theorie zu realisieren, welche die wirkliche Geschwindigkeit bestimmt, die der bewegliche Kranz annehmen soll, wenn man einen Koeffizienten einführt, um die Reibungen zu berücksichtigen, die das Wasser sowohl in den Leitschaufeln als in den beweglichen Schaufeln erleiden kann, so darf man alsdann überzeugt sein, daß das Wasser in der Richtung des Halbmessers das Rad verläßt, eine Bedingung, welche notwendig ist, um den besten Nutzeffekt aus dem Aufschlagwasser zu ziehen. Wenn man dagegen auf die Wirkungen der Zentrifugalkraft Rücksicht nimmt, welche die relative Bewegung beschleunigen oder verhindern muß, indem man übrigens dieselben Reduktionskoeffizienten der Geschwindigkeit anwendet, so findet man, daß das Wasser in absoluter Beziehung in entgegengesetzter Richtung der Bewegung des beweglichen Kranzes austritt, was notwendigerweise einen geringeren Nutzeffekt ergeben muß, wie wir gesehen haben, denn das Wasser hat bei seinem Austritt eine größere Arbeit konserviert, die durch die neue absolute Geschwindigkeit dargestellt wird.

Wenn das von uns aufgestellte Raisonnement genau ist, so begreift man die Schwierigkeit, einen Rezeptor mit freier Abweichung, mit geformtem Strahl, zu kombinieren, wenn man genau den aus der bisherigen Theorie abgeleiteten Formeln folgt, ohne auf die praktischen Bedingungen Rücksicht zu nehmen, welche erfüllt werden müssen, wie wir es weiter oben auseinander gesetzt haben.

Bei den Versuchen, welche ich mit der ersten Turbine mit freier Abweichung und getrenntem Strahl, mit großer Erweiterung und innerer Beaufschlagung machte, konnte ich die Genauigkeit der Zeichnung der Kurven wahrnehmen, welche auf dem Prinzip des Rückstoßes beruht, das für die Geschwindigkeit $\frac{V}{2}$ den mittleren Punkt des beweglichen Kranzes giebt, wenn man voraussetzt, daß die Beaufschlagung tangential ist; diese Versuche wurden im Conservatorium des Arts et Metiers (Sitzung der Akademie vom 21. April 1856) vorgenommen. Da ich aber bei dieser Turbine schon eine große Erweiterung bemerkte, was mich in den Stand setzte, den Durchgang des Wassers in den Leitschaufeln oder Mundstücken

weniger zusammenzuziehen, so konnte ich im Voraus die Geschwindigkeit bestimmen, welche der mittlere Punkt des Kranzes annehmen mußte, indem man die Geschwindigkeit auf die gewöhnliche Weise zusammensetzte, die in Bezug auf Größe und Richtung durch die Formation eines gleichschenkligen Dreieckes dargestellt wurde, wodurch ich für die theoretische Geschwindigkeit erhielt

$$v = 0{,}5275\,V,$$

mit 0,96 multipliziert $v = 0{,}5067\,V$

oder $v = \frac{1}{2}\,V$,

eine Geschwindigkeit, welche für den mittleren Punkt der Schaufel jener im Konservatorium versuchten Turbine die zweckmäßigste ist; nun aber wurde bei den angestellten Versuchen, indem man die Geschwindigkeit des Motors veränderte, immer Rücksicht darauf genommen, daß das Wasser bei seiner absoluten Bewegung in der Richtung des Halbmessers austritt, was leicht zu beobachten war.

Man ist zu der Überzeugung gelangt, daß die auf praktischem Wege erhaltene Geschwindigkeit immer etwas geringer als die auf theoretische Weise ermittelte, mit Ausnahme der Versuche, wo die Öffnung der Turbine vollständig ist. In diesem Falle hatte die Reibung den geringsten Einfluß; auch ist sie diejenige, welche sich der neuen Theorie am meisten nähert; der Nutzeffekt ergab sich bis 76 Prozent der absoluten Arbeit des Motors.

Bei dieser Gelegenheit bemerken wir, daß die Messung des Wassers in den Bassins des Konservatoriums während des Versuches mit der Bremse vorgenommen wurde, wodurch jede Ungewißheit über den erreichten Effekt beseitigt wird. Ich muß ferner bemerken, daß diese Turbine sehr klein und folglich immer empfindlicher war als die großen Maschinen, die dem Einfluß der Reibungen jeder Art weniger unterworfen sind, und dieser Umstand macht es auch erklärlich, daß bei dem Versuche Nr. 1 die Arbeit an der Bremse nur 22 Kilogrammeter, der Nutzeffekt 71 Prozent betrug, während bei dem Versuche Nr. 7 die Arbeit auf 96 Kilogrammeter und der Nußeffekt auf 76,2 Prozent stieg.

Bei solchen Resultaten konnte ich keinen Anstand mehr nehmen, die große Erweiterung bei meinen Turbinen mit freier Abweichung (Turbine Egreville von 1851) zu adoptieren, und gestützt auf diese neuen Anhaltspunkte konnte ich eine Anzahl von Rezeptoren verschiedener Form, sowohl mit senkrechter als mit horizontaler Achse kombinieren, welcher letzteren Art ich den Namen Radturbine gab, wie ich es bei dem Rezeptor von Menier gethan, den ich Schraubenrad nannte.

Betrachtungen über den Vorzug der Benutzung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt seines Gewichtes. Ich habe es mir vorgenommen, einige kurze Erklärungen über alle Arten von Maschinen zu geben, die ich erdacht habe, um die Bedingungen zu erfüllen, welche bei der Benutzung der Wasserkraft, von dem niedrigsten bis zum höchsten Gefälle und von dem geringsten Volum von 1 bis 2 Liter per Sekunde mit Gefällen von 50,0 Meter und mehr, bis 20 000 oder 30 000 Liter per Sekunde mit Gefällen bis zu 0,50 Meter vorkommen können; vorher aber möchte ich noch eine Bemerkung über die Betrachtungen machen, die mich dahin geführt haben, die Wirkungsweise der lebendigen Kraft des Wassers statt bloßer Benutzung seiner Schwere, was der Gegenstand meiner ersten Studien war, zu adoptieren.

Im Jahre 1839 hatte mich die Entdeckung, die mich darauf führte, beträchtliche Flüssigkeitsmassen ohne merklichen Effektverlust in den Schiffahrtsschleusen zu bewegen, hingerissen, um Motoren dieser Art anzufertigen; meine erste Idee war die Konstruktion einer Wassersäulenmaschine, welche direkt auf eine Pumpe wirken sollte, um die Organe derselben zu vereinfachen und einen größeren Nutzeffekt an gehobenem Wasser zu erhalten.

Ich hatte mich nicht getäuscht, und die Versuche, welche in den Bassins von Chaillot mit einem ziemlich geringen Gefälle von beiläufig 1,40 Meter angestellt wurden, gewährten einen Nutzeffekt von 65 Prozent an steigendem Wasser. Dieser Apparat wurde von mir nebst einem Erläuterungsbericht der Akademie der Wissenschaften vorgelegt und war der Gegenstand eines im Jahre 1849 von Combes verfaßten Berichtes, welcher die Einrückung meiner Abhandlung in den Recueil des Savantes étrangers zur Folge hatte.

Indessen eignete sich diese Maschine kaum zur Bewegung der Arbeitsmaschinen einer Fabrik und war daher speziell nur für Wasserhebungen bestimmt. Da ich mich auf der anderen Seite in diesem Moment mit verschiedenen Wasserrädern beschäftigte, über die ich einige Untersuchungen angestellt, so widmete ich mich wiederum dieser Arbeit, in der Meinung, daß die Wassersäulenmaschine alles geleistet, was man davon erwarten konnte.

Zwei vorherrschende Ideen erfüllten meinen Geist: sollte ich die Benutzung der Schwere des Wassers verfolgen, oder sollte ich der Benutzung der lebendigen Kraft den Vorzug geben?

Die Benutzung des Wassergewichtes erschien mir einfacher und weniger Irrtümern zugänglich; das langsam sich bewegende Wasser veranlaßte nach meiner Ansicht weniger Verluste der lebendigen Kraft, folglich sei

dies die Art, die man anwenden sollte, wenn man von einem Wasserlauf die möglich größte mechanische Arbeit gewinnen will, und da ich mich schon damals mit der Bewegung großer Wassermassen von dem Oberwasser nach dem Unterwasser bei vollständiger Benutzung des ganzen Gefälles durch meine Wassersäulenmaschinen beschäftigte, so überzeugte ich mich sofort, daß ich bei Anwendung des Schaufelrades nur dann dasselbe thun konnte, wenn ich es in das untere Gerinne in die ganze Wasserhöhe tauche, welche in den Schaufeln enthalten ist. Ich kam dadurch in dieselben Verhältnisse als bei der Wassersäulenmaschine, d. h. ich konnte das Wasser aus der oberen Haltung entnehmen, es in die untere Haltung leiten und das Gefälle im Kreise anstatt senkrecht benutzen; da zeigten sich aber dieselben Übelstände als bei den alten Maschinen, daß man nämlich das von dem Motor benutzte Volumen nicht verändern konnte, ohne wegen der Differenz der Wasserhöhe in den Schaufeln und dem Unterwasser einen mehr oder weniger großen Verlust an Gefälle zu erleiden.

Dagegen konnte ich mittels der Schaufeln von dem Oberwasser Wasser in verschiedenen Höhen ohne Schwierigkeit erhalten, folglich blieb das Niveau der obern Haltung gänzlich unabhängig, was man auch thun mochte. Man hatte also nur das Mittel zu erforschen, um ein künstliches Niveau herzustellen, das mich in den Stand setzte, das Unterwasser stets im Verhältnis mit der Höhe des Wassers in den Schaufeln zu erhalten. Damals faßte ich die Idee, das Rad und einen Teil des Ober- und Untergrabens mit einem pneumatischen Mantel zu bedecken, der mir gestattete, die unter dem Mantel befindlichen Wasserspiegel des Ober- und Untergrabens durch die Vermehrung oder Verminderung des Druckes der umgebenden Luft zu verändern.

Zu diesem Zwecke legte ich einen kleinen Schacht in die Wange, der sich mit dem in den Schaufeln am niedrigsten Punkte der Kropfgerinnes befindlichen Wasser in steter Verbindung befand, und legte in denselben einen den Wasserstand anzeigenden Schwimmer, dessen Zweck es war, eine unter dem pneumatischen Mantel angebrachte kleine Röhre für den Abzug der überflüssigen Luft in Bewegung zu setzen, um die Höhe regulieren zu können, auf welche der Spiegel des Unterwassers gespannt werden konnte, um ihn immer auf gleicher Ebene als das Niveau des kleinen Schachtes erhalten zu können.

Denken wir uns einen sehr kleinen Druck oder eine Depression, hervorgebracht durch ein Gebläse, das die Luft unter dem pneumatischen Mantel fortwährend drückt oder ansaugt; handelt es sich um den Druck z. B., so kann diese Luft nur durch die besagte Röhre entweichen, denn

das untere Ende des pneumatischen Mantels liegt im Wasser in einer Tiefe, welche dem kleinsten Wasserverbrauch des Rades korrespondiert; die Luft des Mantels wird also durch die Röhre entweichen und der untere Wasserspiegel wird beständig in einer Höhe erhalten werden, die sich nur mit der Lage des Röhrenendes verändert; diese Veränderung aber ist es, welche von dem Schwimmer bestimmt wird, der sich in dem mit den Schaufeln stehenden Schacht befindet.

Bei dieser Anordnung kann also das Aufschlagwasser oberhalb von den Schaufeln aufgenommen und nach Benutzung seines Gewichtes in dem Kropfgerinne des Unterwassers abgesetzt werden, und zwar ohne Druckverlust oder Stauung, wie groß auch das Volumen sein möge, das dem Rade mitgeteilt worden ist. Man wird den möglichst größten Effekt erreichen, wenn man Sorge trägt, daß die Schaufeln in dem Kropfgerinne vollkommen adjustiert sind.

Diese Anordnung des hydropneumatischen Rades gestattete eine beträchtliche Vermehrung der Wassermenge per Meter der Radbreite, und ich hatte zu diesem Zwecke den Schaufeln eine Höhe gegeben, gleich dem halben Halbmesser des Rades. Man erreichte also ganz gleichzeitig große und kleine Wassermengen bei einer sehr beschränkten Breite des Gerinnes; der Nutzeffekt war also in allen Fällen sehr beträchtlich, doch war die Geldfrage noch in Berücksichtigung zu ziehen.

In der That erfordert dieses sehr langsam gehende Rad, um die Geschwindigkeit zu erreichen, die bei den meisten Werken zur Bewegung der Arbeitsmaschinen benötigt wird, große Transmissionsvorrichtungen, um die passendste Geschwindigkeit hervorzubringen. Die zwei oder drei großen Zahnräder, die man anbringen muß, haben trotz ihrer vollkommenen Ausführung ebenso wie die dazu gehörigen Wellen sehr große Übelstände, wodurch eine beträchtliche Verminderung des Nutzeffektes des Rades hervorgebracht wird. Es ist aber nun auch an die Kosten zu denken, welche all diese großen Organe erfordern, um sie dauerhaft herzustellen; dann muß man auch, wenn man veränderliche Wasservolumen benutzen will, den hydropneumatischen Mantel hinzufügen, der in diesem Falle unumgänglich erforderlich ist, wenn man den Wasserlauf aufs vorteilhafteste benutzen will.

Ich kann nicht umhin es einzugestehen, daß die Kosten eines solchen Apparates die Industriellen gewissermaßen erschrecken würden, da die meisten derselben es notwendig haben, daß sie eine Vergleichung zwischen den von ihrem Wasserlaufe zu erwartenden Vorteilen und den damit verbundenen Kosten anstellen. Soll der Motor die hier aufgezählten Vorteile

gewähren, so wird er immerhin zwei- bis dreimal mehr Kosten erfordern, als die bis dahin gebräuchlichen Rezeptoren (Turbinen), welche freilich bei variablen Volumen nur mit einer bedeutenden Verminderung des Nutzeffektes arbeiteten, weshalb man sie beinahe immer ausschließen mußte.

Ich habe damals bei Anwendung des pneumatischen Systems auf die Turbinen, welche für mich schon ein Gegenstand des Studiums waren, das zu verfolgen ich mir vornahm, indem ich das neue Prinzip der freien Abweichung nannte, bald wahrgenommen, daß ich den pneumatischen Apparat sehr vorteilhaft benutzen konnte, was für mich um so leichter war, als dieser Apparat durch das Gerinne, in welchem das in den Rezeptor fallende Wasser fließt, beinahe zum großen Teil hergestellt war. Die Unentschiedenheit über die Wahl meiner neuen Untersuchungen, ob Benutzung der Schwere des Wassers oder seiner lebendigen Kraft, währte keine lange Zeit, und ein Jahr später, 1851, entstand schon die Turbine von Egreville, bei der ich eine vollständige Anwendung von dem Prinzip der freien Abweichung und von dem pneumatischen Apparat machte; der Rezeptor erhielt die Benennung „hydropneumatische Turbine".

Summarische Darstellung der unterscheidenden Charaktere verschiedener Rezeptoren. — Fig. 1 Tafel 26 stellt das Schraubenrad von Menier mit innerer Transmission dar, das in Noisieil an der Marne zur Anwendung kam; Fig. 7 Tafel 26 ist dasselbe Rad für eine Wasserhebung, die bei Meaux an der Marne ausgeführt wurde.

Ich stelle diesen Motor in die erste Reihe, denn er ist nicht allein dazu berufen, die Kräfte nutzbar zu machen, deren Einführung in die Industrie man noch nicht versucht hat (ich meine die Kraft der Flüsse), sondern man verdankt auch dem Bau dieser Maschine alle die wichtigen Vervollkommnungen derjenigen, die wir beschreiben werden; dieser Apparat war es, der mich in den Stand setzte, allen Bedürfnissen zu entsprechen, die mit der Beschaffenheit der Gefälle und der zu benutzenden Wasservolumen verbunden sind.

Ich halte es nicht für notwendig, hier an dasjenige zu erinnern, was ich im ersten Abschnitte gesagt habe, daß es nämlich die große Erweiterung der Schaufeln an dem Austrittspunkte des Aufschlagwassers ist, welche mich darauf geführt hat, aus einer Schraube das Schraubenrad zu machen, und indem ich auch sehr genaue Berechnungen anstellte, um den Verlust zu bestimmen, der durch die lebendige Kraft entsteht, welche der Strahl des Aufschlagwassers bei seinem Ausgang aus dem Rade behalten, eine Kraft, welche durch die wegen der großen Erweiterung entstehende Divergenz

aus diesem Prinzip einen beträchtlich größeren Nutzeffekt ziehen und mannigfache Rezeptoren kombinieren könne.

Die Eigenschaft dieser Maschine besteht darin, sehr große Wassermassen mit sehr geringem Gefälle nutzbar zu machen; hauptsächlich ist sie in Flüssen verwendbar, deren Wasserstände sehr großen Veränderungen unterliegen, und es findet natürlicher Weise eine, dem Motor eine beinahe konstante Kraft erhaltende Kompensation zwischen der Verminderung des Gefälles bei Hochgewässern und dem Wasservolumen statt, welches das Rad benutzen kann, denn dasselbe kann während der Verminderung des Gefälles bedeutend zunehmen.

Diese Wirkung geht auf ganz natürliche Weise vor sich, denn da das Rad senkrecht ist, so kann es nur eine gewisse Tiefe im Wasser waten, und es wirkt alsdann das Wasser beim niedrigen Stande nur auf einen sehr kleinen Teil des Umfanges; bei Hochwasser dagegen kann es ganz mit Wasser bedeckt sein, und es kann das Auffschlagquantum auf die ganze Oberfläche wirken, während es in ganz regelmäßigem Gange bleibt, obgleich es vom Wasser ganz überflutet wird, wie es bei dem Rade der Fabrik von Noisieil-sur-Marne sehr oft vorkommt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 6,0 Meter; es macht 15 bis 16 Umgänge per Minute und kann eine Kraft von 180 Pferden entwickeln, indem es bei vollem Wasser und einem Gefälle von nur 1,0 Meter arbeitet.

Fig. 3 Tafel 26 stellt einen Rezeptor mit horizontaler Achse dar, welcher zum Heben des Wassers für Herrn Nicolai eingerichtet und von mir „große Radturbine" genannt wurde, denn sie kann sehr leicht die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen, während dieselben Transmissionsachsen beibehalten werden, wie es in der Mühle des Obengenannten stattfindet, wo das für ein Rad mit ebenen Schaufeln eingerichtete Gerinne ohne Änderung für die Radturbine angewendet werden konnte. Man kann diesen Rezeptor für große und mittelmäßige Gefälle benutzen.

Wie man sieht, ist dieses Rad dem Poncelet'schen ähnlich; die Wirkung des Wassers findet übrigens nach demselben Prinzip statt, das Wasser aber wird durch das Innere des Kranzes eingeführt, so daß in dem letzteren ununterbrochene Flüssigkeitsfäden realisiert werden können, wie es die Poncelet'sche Theorie für eine isolierte Moleküle andeutet.

Das Wasser strömt durch einen kreisförmigen Schutz, welcher die Öffnungen nacheinander bedeckt, so daß mit einem beliebigen Wasservolumen und nicht bloß mit ganz offenen Öffnungen von verschiedener Anzahl,

sondern auch mit teilweise geschlossenen Öffnungen gearbeitet werden kann, was die Geradestellung der Leitschaufeln gestattet.

Dieses Rad, das erwähntermaßen die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen kann, ohne etwas zu verändern, eignet sich ganz vortrefflich zur direkten Bewegung der Pumpen, wobei es ein Schwungrad bildet.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 5,20 Meter; es macht 11 Umschläge per Minute, und bei einem Gefälle von 1,40 Meter und einem Aufschlagsquantum von einem Kubikfuß per Sekunde entwickelt es 14 Pferdekräfte.

Fig. 8 Tafel 26 stellt einen Rezeptor dar, den ich „transversale Radturbine" genannt habe; er hat ebenfalls eine horizontale Achse und ist für mittelmäßige Gefälle in dem Falle bestimmt, wo das Etablissement und die Kanäle für das Ober- und Unterwasser herzustellen sind; damit die Verteilung der Kraft auf eine rationelle Weise vor sich gehe, stellt man das Rad in die Mitte des betreffenden Gebäudes; es entwickelt eine beträchtliche Arbeit, die man sofort auf die Wellen mit großer Geschwindigkeit übertragen kann, welche an beiden Seiten des Rades liegen. Bei der Errichtung eines Fabrikgebäudes kann man diesen Apparat als Typus betrachten.

Das Rad hat 4,0 Meter äußeren Durchmesser, macht 25 Umgänge per Minute und hat bei einem Gefälle von 3,0 Meter und einem Aufschlagsquantum von 3 Kubikmetern 90 Pferdekräfte.

Fig. 6 Tafel 26 sehen wir eine doppelte Radturbine in dem Gerinne eines gewöhnlichen mittelschlächtigen Rades mit der Beaufschlagung durch zwei Röhren, wovon jede einen rechten Winkel bildet, und ein Ende derselben ist mit dem Aufschlagwasser, das andere mit den kreisstückförmigen Verteilern verbunden, die wie bei dem vorigen Rade angebracht und mit einem Schutze versehen sind.

Was dieses Rad charakterisiert, ist gewissermaßen der doppelte Effekt, den es hervorbringen kann, und die Benutzung sehr großer Wassermassen bei geringem Gefälle; doch kann es auch mit sehr veränderlichen Aufschlagsquantitäten arbeiten, wenn man das Wasser bei niedrigem Stande nur auf einer Seite, bei mittlerem und hohem Stande von zwei Seiten zugleich eintreten läßt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 3,40 Meter, seine Geschwindigkeit 24 Umgänge per Minute, das Gefälle 1,60 Meter mit einem Aufschlagsquantum von 4 Kubikmetern; wenn beide Seiten offen sind, liefert es eine Kraft von 60 Pferden.

Fig. 4 Tafel 26 ist ein Typus einer Radturbine für starke Gefälle, die mit einem Mantel versehen ist, um das mit großer Rotationsgeschwindigkeit fortgerissene Wasser aufzunehmen, das zwar keine bedeutende Quantität bildet, jedoch so stark geschleudert wird, daß man sich dem Rade ohne gänzliche Durchnässung nicht nähern kann.

Das Rad liegt in dem Gerinne eines oberschlächtigen Wasserrades von 10,0 Meter Durchmesser, und der Nutzeffekt derselben war größer als der des alten Rades.

Der unterscheidende Charakter dieses Rades ist der, daß es auf einem beliebigen Platze der Fabrik aufgestellt und von einer Röhre gespeist werden kann, durch welche das Wasser unter Druck eingeführt wird; die direkte Transmission der Kraft auf die im Innern der Fabrik stehenden Maschinen, z. B. Holländerwalzen, ist dann leicht zu bewerkstelligen.

Der Durchmesser ist 1,70 Meter, die Geschwindigkeit 90 Umgänge, das Gefälle 9,67 Meter, das Aufschlagsquantum beiläufig 600 Liter und die Kraft circa 60 Pferde.

In Fig. 2 Tafel 26 bemerken wir eine Radturbine für die Benutzung sehr großer Gefälle, welche gewissermaßen der Typus einer konstanten Kraftverteilung und von mir in der Stadt Genua ausgeführt worden ist. Die Maschine ist auf eine solide Weise an einer Grundplatte befestigt, was den Vorteil hat, daß man sie ganz zusammengesetzt transportieren kann; bei ihrer Aufstellung ist nichts anderes erforderlich, als sie auf einem zu diesem Zweck bearbeiteten Stein zu befestigen.

Das Rad hat einen Durchmesser von 0,33 Meter und macht bei einem Gefälle von 50,0 Meter per Minute 850 bis 900 Umgänge, wozu ein Aufschlagsquantum von 9 Litern per Sekunde erforderlich ist; die Kraftentwickelung beträgt 4 Pferde.

Fig. 10 u. 11 Tafel 27 stellen zwei Turbinen mit senkrechter Achse und mit einer geschlossenen gußeißernen Radstube dar, welche einen Kanal bildet, der das Wasser von der oberen Haltung in den Kranz führt, ohne daß durch die Erweiterung im Querschnitte der geringste Verlust an lebendiger Kraft stattfindet; im Gegenteil vermindert sich der Querschnitt bis zu dem Punkte, wo das Wasser in den Schaufelkranz eintritt.

Bei dieser Anordnung kann man sehr große Wassermassen bei Hochdruckturbinen in einem sehr kleinen Raume verwenden, und sie haben auch den Vorteil, daß man mittelst Heber Wasser aus der oberen Haltung entnehmen kann, was manchmal von hoher Wichtigkeit ist, wenn Gründungsarbeiten mit Schwierigkeiten verbunden sind, wie es häufig vorkommt, wenn man große Wassermassen bei geringer Fallhöhe benutzen will. Es

ist diese Anordnung in Figur 11 dargestellt worden. Der Schutzmechanismus besteht aus kleinen Schützen, die durch die Bewegung einer ringförmigen Platte und einer Kurbel geöffnet oder geschlossen werden, wozu es nur einer halben Umdrehung bedarf. Da sich diese Schutzbretter nacheinander öffnen, so kann man das Auffschlagsquantum nach Belieben bestimmen (Sitzung der Akademie am 9. Februar 1863). Diese Turbine arbeitet mit großer Geschwindigkeit, die Kurven sind nach dem Prinzipe des gleichseitigen Dreieckes mit freier Abweichung und geformtem Strahle verzeichnet.

Der mittlere Durchmesser der Heberturbine ist 3,60 Meter, die Geschwindigkeit 22 Umgänge bei einem Gefälle von 1,60 Meter und einem Auffschlagsquantum von 10 Kubikmetern; die Leistung ist 150 Pferdekräfte.

Figur 10 stellt einen Typus dar, welcher sich für große und mittlere Gefälle eignet und wobei keine oft hindernde Wasserstuben stattfinden; die Verteilung ist dieselbe wie die mit dem Heber (Fig. 11). Diese Turbine ist mit freier Abweichung und einzelnem Strahle konstruiert, und da das Gefälle ziemlich groß ist, so kann das Auffschlagsquantum veränderlich sein, ohne dem Nutzeffekte Eintrag zu thun. Der mittlere Durchmesser ist 1,80 Meter, die Zahl der Umgänge 31 per Sekunde, das Gefälle 1,90 Meter, die Wassermenge ungefähr 1800 Liter und die mechanische Arbeit 30 Pferdekräfte.

Auf derselben Tafel Fig. 7 u. 8 sehen wir zwei Turbinen mit geschlossenem Kasten und derselben Wasserrichtung als in Fig. 10 u. 11. Sie haben gewissermaßen die Bestimmung, ganz entgegengesetzte Bedingungen zu erfüllen, d. h. Benutzung beinahe konstanter (Fig. 11) und sehr veränderlicher (Fig. 10) Auffschlagsquantitäten. Die Turbine in Fig. 7 sollte der in Fig. 10 bei beinahe konstanten Wassermengen vorgezogen werden, denn ihre Anordnung, wie auch ihr Schutzmechanismus und die Anordnung der Kurven mit großer Geschwindigkeit gestattet die Verwendung großer Auffschlagsquantitäten mit einem sehr kleinen und wohlfeilen Apparat. Es ist also der mit Ökonomie verbundene Typus vorzuziehen, wenn es nicht notwendig ist, veränderliche Wassermassen zu benutzen; Fig. 9 dagegen hat eine kompliziertere Konstruktion und es wird bei übrigens gleichen Verhältnissen der Wasserverbrauch für ein und dieselbe Kraft viel größer; man kann aber sehr veränderliche Wassermengen benutzen, weil die Einrichtung des Schutzwerkes so ist, daß man bloß $\frac{1}{40}$ der Gesamtfläche sämtlicher Öffnungen an jeder Seite zu öffnen braucht, während man bei Fig. 10, wo man auch veränderliche Auffschlagsquantitäten benutzt, mindestens an jeder Seite $\frac{1}{16}$ öffnen muß.

Diese Turbine also sollte für die Benutzung sehr hoher Gefälle mit Weglassung der Wasserstube und bei sehr veränderlichen Wassermengen verwendet werden.

Die Turbine Fig. 8 hat einen Durchmesser von 2,0 Metern, sie macht 85 Umgänge, das Gefälle ist 5,20 Meter, der Wasserverbrauch 2400 Liter und die Arbeit 110 Pferdekräfte. Die Turbine Fig. 7 hat einen Durchmesser von 2,20 Metern, ihre Geschwindigkeit ist 33 Umgänge, der Wasserverbrauch 3 Kubikmeter, und bei einem Gefälle von 2,365 entwickelt sie eine Kraft von 60 Pferdekräften.

Fig. 9 Tafel 27 zeigt gewissermaßen den Typus, welcher den meisten Erfolg gehabt hat; die Turbine hat ebenfalls eine geschlossene Wasserstube, kann aber nur geringere Wassermengen verwenden als die in Fig. 7 derselben Tafel, denn sie empfängt das Wasser nur mit der Hälfte ihrer Peripherie in zwei entgegengesetzten Vierteln, welche durch zwei Schmetterlingsschützen geschlossen werden, die miteinander nicht verbunden sind, damit man sie gleichzeitig oder einzeln öffnen kann, wie man aus Fig. 9 ersieht, wo $7^1/_2$ Öffnungen auf einer Seite geöffnet sind, während die andere ganz geschlossen ist. Man kann also bei der Anordnung dieser beiden getrennten Schütze die geringste Wasserquantität, über die man bei niedrigem Wasserstande zu verfügen hat, auf eine einzige Seite leiten, um alle Strahlen miteinander zu verbinden, was immer eine bessere Wirkung macht, denn es besteht in der letzten Öffnung, welche gewissermaßen auf den Boden der Schaufel stößt, anstatt dort frei abzuweichen, ein merklicher Verlust, welcher durch einen doppelten Verlust dargestellt werden würde, wenn man $3^3/_4$ Öffnungen an jeder Seite frei machte. Wenn wir noch bemerken, daß der Verschluß dieser bogenförmigen Schieber vollkommen hermetisch ist, so ist es begreiflich, welchen großen Wert diese Anordnung für veränderliche Wasservolumen hat, die man bei einem einzigen Motor immer nur mit Schwierigkeit benutzen kann.

Es kann daher dieser Typus mit Vorteil in solchen Fällen angewendet werden, wo sehr große Gefälle vorhanden sind; bei geringen Wassermengen aber und wenn sehr große Wassermassen nur mit einem Motor zu benutzen stehen, soll man den in Fig. 7 dargestellten Apparat vorziehen.

Der Durchmesser des beweglichen Kranzes ist 1,50 Meter, die Anzahl der Umgänge 75; bei einem Gefälle von 6,70 Meter und einem Aufschlagwasser von 1000 Litern arbeitet das Rad mit 67 Pferdekräften.

Fig. 3 u. 4 Tafel 27 stellt zwei Turbinen mit Beaufschlagung von der Seite dar, welche einen sehr großen Erfolg gehabt haben. Der Eintritt des Wassers hat viele Ähnlichkeit mit dem der einfachen Radturbinen,

doch haben diese eine senkrechte Achse. Die erste (Fig. 3) ist sehr solide konstruiert und ist für sehr große Gefälle bestimmt, wenn es sich darum handelt, die Bewegung auf einen sehr hoch über dem Spiegel des Unterwassers gelegenen Punkt zu übertragen. Ihre Schutzvorrichtung besteht in einem einfachen Bogenschieber, der durch eine Stopfbüchse nach aufwärts gezogen werden kann; er macht auch die Eintrittsöffnungen nacheinander frei, so daß man die veränderlichen Wassermengen benutzen kann, während auch die Vergrößerung des mittleren Durchmessers erleichtert wird, um die Anzahl der Umgänge per Minute zu vermindern, was oft bei sehr hohen Gefällen mit Schwierigkeit verbunden ist.

Diese Anordnung, welche so zu sagen der Ausdruck der Einfachheit ist, hat in mir die Idee erweckt, einen ähnlichen Apparat für geringe Gefälle zu kombinieren, welcher weniger Festigkeit erfordert und dessen Bau folglich sehr wohlfeil sein muß. Dieses System ist in Fig. 4 dargestellt, das sich, wie man sieht, von dem vorigen nur durch die Schutzvorrichtung unterscheidet, die aber eine noch einfachere Anordnung hat wie Fig. 3.

Der Durchmesser der Turbine Fig. 1 ist 1,30 Meter, die Anzahl der Umgänge 226, das Gefälle 50,0 Meter, das Aufschlagsquantum 270 Liter, die mechanische Arbeit 135 Pferdekräfte. Der Durchmesser der Turbine Fig. 4 ist 1,30 Meter; sie macht 83 Umgänge, und bei einem Gefälle von 7,0 Metern und einer Wassermenge von 230 Liter entwickelt sie beiläufig 15 Pferdekräfte.

In Fig. 1 Tafel 27 sehen wir eine sehr große Turbine nebst Wasserkammer für sehr veränderliche Wassermassen und Gefälle; auch sie ist hydropneumatisiert, um nur einen Teil ihrer Eintrittsöffnungen frei zu machen, wenn der Spiegel im Unterwasser zu steigen beginnt und das Rad zu ersäufen droht, was dem Nutzeffekte sehr nachteilig sein würde, wenn man nicht ein künstliches Niveau herzustellen im Stande wäre, um sich von dem äußeren Wasser zu befreien.

Es ist sehr notwendig, hier das Maximum der Wirkung bei eintretendem Wassermangel zu benutzen, weil die mechanische Arbeit, welche die Turbine nicht entwickelt, einer Dampfmaschine entnommen werden muß, die zur Zeit des niedrigsten Wasserstandes mit der Turbine in Verbindung steht.

Diese Turbine ist in gewisser Hinsicht der vollständige Typus aller jener, die mit offener Wasserstube konstruiert wurden. In der That ist sie nicht allein mit Schutzklappen versehen, die sich nacheinander gänzlich öffnen, um eine gewisse Anzahl von Öffnungen gleichzeitig frei zu machen,

sondern es ist auch, um die mechanische Arbeit, die eine jede dieser Klappen entwickeln kann, gewissermaßen zu differenzieren, ein Differenzialsektor angebracht worden, welcher $\frac{1}{60}$ der die Gesamtheit darstellenden Öffnungen nacheinander frei macht; ferner wird jeder Bruchteil der Öffnung bei der neuen Anordnung der stark redressierten Leitschaufeln, wodurch die große Erweiterung des beweglichen Kranzes erleichtert wird, ebenfalls auf eine vollständige Weise benutzt.

Ich kann ferner behaupten, daß diese Turbine der Typus ist, bei welcher das Maximum der Erweiterung angebracht wurde, die man mit Nutzen geben kann, und die in dem Compte rendu de l'académie des sciences vom 9. Juli 1862 erwähnten Versuche haben die Resultate davon nachgewiesen, die man in der Tabelle Seite 402, welche auch die Resultate der in Fig. 2 Tafel 27 dargestellten Turbine enthält, kennen lernen wird.

Da es sich bei dieser Anwendung um die Erzielung des höchsten Nutzeffektes bei einem ziemlich hohen Gefälle handelte, so wurden die Schaufeln nach dem Prinzip der freien Abweichung und des einzelnen Strahles gezeichnet.

Der mittlere Durchmesser ist 3,60 Meter, die Anzahl der Umgänge 18, und bei einem Auffschlagsquantum von 4728 Litern und einem Gefälle von 1,93 Metern werden 97 Pferdekräfte entwickelt. (Versuch Nr. 7.)

Fig. 2 stellt eine Turbine mit offener Wasserkammer dar; sie benutzt ebenfalls sehr veränderliche Auffschlagsquantitäten, ist aber nur für ziemlich kleine Motoren anwendbar, denn sie nimmt wie die Turbine in Fig. 9 Tafel 25 das Wasser nur an der halben Peripherie, ein Viertel an jeder Seite auf. Es ist dies gewissermaßen die einfachste Turbine, die man mit offener Wasserstube konstruieren kann, und zwar insofern, als sie einen Schmetterlingsschutz hat, welche Anordnung ökonomisch ist und einen hermetischen Verschluß gewährt; übrigens ist dieser Schmetterlingsschutz sehr leicht zu bewegen, besonders seitdem man bei Ausführung der großen Erweiterung die Breite des Leitschaufelkranzes verringern konnte. Dieser Motor ist dem in der Kautschukfabrik von Persan (Oise) ganz ähnlich, und die Resultate der Versuche, die mit dieser Turbine gemacht wurden, sind in der Tabelle Seite 402 angeführt. Wie man sehen kann, giebt der Nutzeffekt dieser letzteren nichts nach; es ist übrigens ihre Ausweitung auch sehr beträchtlich.

Der mittlere Durchmesser dieses Rezeptors ist 1,70 Meter, es werden per Minute 47 Umgänge gemacht, das Gefälle beträgt 3,80 Meter, das Auffschlagsquantum 800 Liter, die entwickelte Kraft 28 Pferde.

Anhang. Notiz über die Versuche, welche an zwei Turbinen mit freier Abweichung gemacht und wovon die Resultate der Akademie der Wissenschaften in der Sitzung vom 21. Juli 1862 mitgeteilt wurden. — Die Resultate, welche ich in der Akademie der Wissenschaften in den Sitzungen vom 28. April und 6. Oktober 1851 und 20. Februar 1852 vorzulegen die Ehre hatte, wiesen es nach, daß das Turbinensystem, welches ich das hydropneumatische mit freier Abweichung nannte, hinsichtlich des davon zu erwartenden Nutzeffektes, selbst bei sehr veränderlichen Wassermengen und Gefällen, nichts zu wünschen übrig lasse. Später, in der Sitzung vom 30. April 1855, überreichte ich der Akademie eine Notiz in Betreff eines neuen Motors, Schraubenrad genannt, wo in dem Innern der beweglichen Kanäle desselben das Wasser nur unter der Bedingung mit Nutzen arbeiten kann, wenn diese Kanäle eine Form haben, die von dem Eintritt bis zum Austritt sehr stark erweitert ist.

Diese Erweiterung, welche mehreren gelehrten Ingenieuren sehr übertrieben erschien, und zwar in dem Maße, daß der Nutzeffekt der Maschine beeinträchtigt würde, ist durch Versuche, die man im Conservatorium imperial des Arts et Metiers an einer kleinen Verteilungsturbine mit konstanter Kraft, die für ein Gefälle von 50,0 Meter bestimmt war, machte und über die von dem General Morin am 21. Juli 1856 der Akademie berichtet wurde, nichtsdestoweniger gerechtfertigt.

Diese letzten Versuche als Anhaltspunkte betrachtend, widmete ich mich mehrere Jahre hindurch dem Studium der Anwendung dieser großen Erweiterung des beweglichen Kranzes auf die Turbinen mit senkrechter Achse. Die ersten Turbinen, welche ich nach diesem Prinzip ausführte, wurden wie das Schraubenrad selbst in der Art hergestellt, daß die Flüssigkeitsfäden, obwohl in den beweglichen Kanälen frei abweichend, sie doch vollständig ausfüllten, und dieser Umstand war es, der mich darauf führte, dieser Wirkungsweise die Benennung „Gang durch freie Abweichung mit geformten Strahlen" zu geben.

Mehrere Hydrauliker haben sich in verschiedenen Epochen damit beschäftigt, diese Wirkungsart zu realisieren, jedoch ohne Erfolg, und man sah es bei einiger Überlegung bald ein, daß man den beabsichtigten Zweck wegen der in der Praxis vorkommenden Veränderungen und Gefälle und der Geschwindigkeiten mit hinreichender Annäherung nur durch eine solche Schiefstellung der Leitschaufeln erreichen könne, daß die absolute Geschwindigkeit des zufließendes Wassers, die Geschwindigkeit der Turbine und endlich die relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes unter sich

gleich seien, d. h. daß sie drei Seiten eines gleichseitigen Dreieckes bilden, denn alsdann bleibt die Stärke des in die beweglichen Kanäle eingeführten flüssigen Strahles dieselbe, sei es nun, daß man einen der beiden äußersten Fälle in Betracht zieht, den nämlich, daß sich die Turbine mit einer Geschwindigkeit bewegt, welche der des zuströmenden Wassers gleich ist, oder daß die Turbine mit einer beinahe Null gleichen Geschwindigkeit gehe.

Eine große Anzahl von Anwendungen verschaffte mir das Vergnügen, die Richtigkeit meiner Ansichten bestätigt zu sehen; als Beispiel führe ich die beiden Turbinen der Papierfabrik von de la Haye-Descartes (Fig. 10 und 11 Tafel 27) an, welche nach dem Prinzip konstruiert sind und durch Heber beaufschlagt werden, deren jeder nicht weniger als 8 bis 10 Kubikmeter per Sekunde ergießt, da diese Speisungsmethode den Vorteil gewährte, die Turbinen mit dem niedrigsten Stande des Unterwassers gleich zu legen, während man sonst, um eine zweckmäßige Beaufschlagung zu erreichen, genötigt gewesen wäre, sie beträchtlich unter diesen Wasserstand zu legen, so daß sich die Schwierigkeiten der Fundamentierung noch bedeutend vermehrt hätten (Sitzung der Akademie vom 9. Februar 1863).

Die Anwendung der Turbinen mit geformten Strahlen geschah hauptsächlich bei geringen Gefällen mit sehr großen Wassermassen, weil man in diesen Fällen die Winkelgeschwindigkeit der gewöhnlichen Turbinen beinahe verdoppeln kann. Nicht weniger interessant aber war es, das Studium des Prinzipes der großen Ausweitung auch auf die Turbinen auszudehnen, welche der Gegenstand der Mitteilungen vom Oktober 1851 und April 1852 waren, nämlich Turbinen mit geringer Geschwindigkeit, welche ich seitdem zur Unterscheidung von den eben besprochenen „Turbinenbetrieben durch freie Abweichung mit einzelnen Strahlen" Turbines marchant par libre déviation à veines détachées nannte.

Die Resultate dieser letzten Untersuchung nun sind es, welche ich heute der Akademie vorlegen will, indem ich Bericht erstatte über die Versuche, die an zwei Turbinen dieses letzteren Systemes gemacht wurden, wovon die eine in der Manufaktur von Rousseau de Lafarge zu Persan (Oise) bei einem Gefälle arbeitet, dessen Unterwasserspiegel sehr geringe Veränderungen erleidet, während die andere mit dem Beistande des Ingenieurs Hrn. Callon in der Spinnerei von Revil & Comp. in Amilly bei Montargis (Loiret) für ein Gefälle errichtet wurde, wo die Wasservolumen und die Niveaus sehr veränderlich sind, was die Herstellung eines hydropneumatischen Apparates für diese Turbine motivierte, um in komprimierter Luft gehen zu können (Fig. 1 Tafel 27).

Bei der ersten dieser beiden Turbinen war das Verhältnis der Breiten des beweglichen Kranzes beim Eintritt und beim Austritt 0,110 bis 0,350 Meter, und bei der zweiten 0,246 bis 0,901 Meter. Diese beiden Verhältnisse, die ziemlich auf das von $1:3\frac{1}{2}$ herauskommen, sind den Angaben entgegengesetzt, welche man bei den Autoren findet, die über diesen Gegenstand geschrieben haben; und wenn man indessen die Verluste an lebender Kraft beim Austritte aus dem Rezeptor, welche die Folge einer solchen Erweiterung sind, wie wir auseinandergesetzt haben, auch so annähernd als möglich betrachtet, so nimmt man bald wahr, daß der Vorteil, den man aus dieser Erweiterung infolge des kleinen Winkels zieht, unter dem es dann möglich ist, das Wasser dann austreten zu lassen, größer ist als der Verlust.

Die in der Tabelle auf Seite 402 angeführten Versuche liefern übrigens hierzu die Beweise. Diese Tabelle ist in zwei verschiedene Serien eingeteilt, wovon die eine der Turbine der Kautschukmanufaktur zu Persan angehört und vier Versuche enthält; die zweite bezieht sich auf die Spinnerei von Amilly und enthält zehn Versuche.

Das sehr geringe Auffschlagsquantum, über das man im ersten Falle verfügen konnte, gestattete die Ermittelung der Wassermenge, welche die Turbine verbrauchte, mittelst eines Überfalles mit dünner Wand, der in dem Unterwasser in hinreichender Entfernung von der Turbine hergestellt worden war. Die Kontraktion des flüssigen Strahles fand an den drei Seiten des Überfalles statt, und lag dessen Schwelle beiläufig 0,60 Meter über der Kanalsohle, d. h. in einer solchen Höhe, daß die Wassertiefe oberhalb des Überfalles gleich war dem Vier- oder Fünffachen der Höhe des Wasserspiegels über der Schwelle des Überfalles. Wir hatten also hierbei die Versuche Lesbros' bei seinen zwei Überfällen mit vollständiger Kontraktion im Auge, deren Schwellen 0,54 Meter über der Sohle des Überfalles lagen. Die Versuche Lesbros' für die Druckhöhen zwischen 0,14 Meter und 0,95 Meter haben im Durchschnitte ergeben Koeffizienten von 0,393 Meter und 0,398 Meter, je nachdem die Breite des Überfalles 0,200 Meter oder 0,600 Meter war. Hier, wo die Breite 4,0 Meter betrug, glaubten wir als Koeffizienten der Wassermenge die von Poncelet und Lesbros ermittelte Zahl 0,405 Meter als einen in gewöhnlich praktischen Fällen brauchbaren Durchschnitt annehmen zu müssen.

Wir erhielten auf diese Weise die in der zehnten Spalte angegebenen Volumen, und da wir aus der sechsten und achten Spalte die Druckhöhe auf die Einlaßöffnungen der Turbine und den Querschnitt dieser Öffnungen kennen, so konnten wir die theoretische Wassermenge berechnen, die

sich durch sie ergießt, und daraus den entsprechenden Koeffizienten ableiten. Wir fanden die vier Zahlen: 0,876, 0,858, 0,863 und 0,812, die sich untereinander nur innerhalb der Grenze unterscheiden, welche von dem Grade der Genauigkeit abhängt, die man bei der Ausführung von Öffnungen erwarten kann, deren kleinste Dimension 0,028 ist. Dazu ist noch zu bemerken, daß der Durchschnitt 0,852 dieser vier Zahlen vollkommen mit dem Koeffizienten 0,85 übereinstimmt, den wir gewöhnlich bei den Berechnungen zur Anlage von Turbinen dieser Art zu Grunde legen, wo die Wasserstrahlen, die mit der der Druckhöhe über den Öffnungen entsprechenden Geschwindigkeit einströmen, in den beweglichen Kanälen wirken, ohne sie auszufüllen, d. h. indem sie sich von ihren konvexen Wänden absondern und sich im Gegenteil an ihre Konkavität legen.

Wir haben also mit Anwendung desselben Koeffizienten 0,85 und den Zahlen der sechsten und achten Spalte der Tabelle das Auffschlagsquantum der Turbine von Amilly für die acht ersten Versuche berechnet, wo diese Turbine, 0,59 Meter im Unterwasser badend, sich dennoch in der komprimierten Luft dreht, d. h. wo sie hydropneumatisiert war.

Bei den beiden anderen Versuchen, wobei sich die Turbine im Unterwasser bewegte (da die Wirkung des hydropneumatischen Apparates absichtlich aufgehoben war), war die Druckhöhe der Abflußgeschwindigkeit keine andere als das Gefälle selbst, das in der fünften Spalte notiert ist.

Indem man die in der 14. Spalte angegebenen Ergebnisse mit denen vergleicht, welche der Gegenstand meiner am 6. Oktober 1851 und 23. Februar 1852 gemachten Mitteilungen waren, so findet man, daß diese letzteren mindestens erreicht, wo nicht überschritten sind.

Man kann also behaupten, daß die Anordnung einer sehr starken Ausweitung des beweglichen Kranzes den ausgesprochenen Befürchtungen gegenüber gar keinen nachteiligen Einfluß auf die Leistungen des Rezeptors ausgeübt hat; es ist aber außerdem zu erwägen, daß diese Anordnung, indem sie minder breite Einlaßöffnungen zuläßt, bei übrigens gleichen Verhältnissen, hierdurch selbst die Anlage von leichter zu handhabenden Schutzen, sowie dünnere Leitschaufeln gestattet, welche also für den Einfluß des Wassers besser geeignet sind.

Man bemerkt, daß die Turbine von Amilly, obgleich sie kräftiger ist als die von Persan, ein merklich geringeres Ergebnis zu verraten scheint, doch ist diese Anomalie wirklich nur scheinbar, denn sie hat ihren Grund 1. zum größten Teil in der Ursache, daß der Kraftmesser im ersten Falle an eine liegende von der Turbine in Bewegung gesetzten Welle angelegt werden mußte, während man ihn in Persan auf die Achse des Rezeptors

selbst legen konnte; 2. daß die Turbine natürlicherweise nicht im Wasser watete, während man bei der Turbine von Amilly im Voraus von der von dem Rezeptor mitgeteilten Arbeit diejenige abziehen mußte, welche die Ingangsetzung des Einblasungs- oder hydropneumatischen Apparates erforderte.

Vergleicht man hinsichtlich derselben Turbine von Amilly den Versuch Nr. 7 mit denen der Nr. 7bis und 7ter, so kann man den Wert der Hydropneumatisation in einem Falle beurteilen, wo das Aufschlagwasser auf die $\frac{4}{7}\frac{8}{2} = \frac{2}{3}$ der Peripherie des Rades wirkt. Der Nutzeffekt beträgt:

$$\frac{0{,}799 - 0{,}704}{0{,}704} = 13 \text{ bis } 14 \text{ Prozent},$$

welche Ziffer mit denen übereinstimmt, über welche bei ähnlichen Verhältnissen der Akademie am 23. Februar 1852 Bericht erstattet wurde. Es ist unnütz hinzuzufügen, daß sich dieser Nutzeffekt nach Maßgabe, als das Wasser auf einen minder ausgedehnten Bogen des beweglichen Kranzes fällt, noch vermehrt.

Da aber das Prinzip der Hydropneumatisation und seine Folgen von den Industriellen nicht immer vollkommen verstanden wird, so glaube ich beim Schluß dieser Abhandlung die Bemerkung machen zu müssen, daß der Zweck der Hydropneumatisation darin besteht, drei sehr verschiedene Verluste an Nutzeffekt, die durch das Eintauchen einer Turbine in das Unterwasser entstehen, zu vermeiden. Die beiden ersten Verluste, welche die minder wichtigen sind, werden die einzigen sein, die sich ergeben, wenn die Turbine das Aufschlagwasser auf ihrem ganzen Umfange aufnimmt; es handelt sich hier einesteils um die Reibung der Turbine in dem Wasser, worin sie sich dreht, andernteils um Störungen, welche dadurch entstehen, daß der Teil der beweglichen Kanäle, wo sich die Strahlen des Aufschlagwassers absondern, mit Luft*) gefüllt sind, wenn die Turbine nicht im Wasser geht, und sich im entgegengesetzten Falle mit relativ stagnierendem Wasser füllen, das die freie Abweichung des Aufschlagwassers hindert.

Der dritte Verlust aber, welcher der bedeutendste ist, zeigt sich, wenn eine mehr oder minder im Wasser gehende Turbine nur an einem Teile ihres Umkreises beaufschlagt wird. In der That, wenn die Schaufeln der Turbine, nachdem sie sich im Unterwasser gefüllt haben, beim Durchgange unter dem nicht gespeisten Bogen bei Einlaßöffnungen vorbei gehen,

*) Bei atmosphärischem Drucke, wenn sich die Turbine über dem Unterwasser bewegt, und unter einem vom Hinterwasser bestimmten Drucke, wenn sich die Turbine unter dem Unterwasser, jedoch in komprimierter Luft, dreht.

so muß zwischen der relativ stagnierenden Wassermasse, welche die Schaufeln ausfüllt, und den ersten vom Oberwasser zufließenden Strahlen, die mit dieser Wassermasse zusammentreffen, ein wirklicher Stoß entstehen, der demjenigen ähnlich ist, der von zwei festen Massen herrührt, die sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten begegnen, und daraus entsteht ein Verlust lebendiger Kraft oder mechanischer Arbeit. Dies ist aber noch nicht alles; die Strahlen des Aufschlagwassers, welche infolge des Stoßes einen Teil der relativen Geschwindigkeit verloren haben, die ihnen notwendig ist, um frei in die beweglichen Kanäle abzuweichen und daraus mit einer absoluten, Null oder beinahe Null gleichen Geschwindigkeit auszutreten, werden mit der Rotationsbewegung der Turbine fortgerissen, und es gesellt sich daher zu der durch den Stoß verursachten Unregelmäßigkeit eine neue, die nicht minder bedeutend ist.

Erklärung der Figuren in Betreff der vergleichenden Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in den Turbinen. — Fig. 9 und 17 Tafel 26 stellen den Eintritt des Wassers unter beschleunigendem Druck ohne Stoß und mit gezwungener Entleerung dar, wenn die Schütze ganz geöffnet sind; werden diese aber nur zum Teil geöffnet, so findet der Eintritt ohne beschleunigenden Druck, jedoch mit Stoß statt; bei den Schaufeln mit horizontaler Beaufschlagung (Fig. 17) findet die Entleerung in beinahe kontinuierlicher Weise statt, während dies bei denen mit senkrechtem Eintritt (Fig. 9) in diskontinuierlicher Art der Fall ist.

Diese beiden Anordnungen, unbeschadet der Viertelumdrehung, welche Fourneyron an dem Eulerschen Apparate (den ich bloß im Zustande der Theorie betrachte, wenn Fourneyron daraus einen vortrefflichen Motor für die Industrie herstellt) anbrachte, haben eine auffallende Ähnlichkeit; nur hat man den Schaufeln eine Viertelumdrehung in Fig. 6 gegeben, als diese alle die Vervollkommnungen erhalten hatte, welche diese Wirkungsweise des Aufschlagwassers gestattet.

Fig. 13 Tafel 26 stellt den theoretischen Ausdruck der neuen Wirkungsweise des Wassers dar, welche ich Beaufschlagung ohne Druck und Stoß und mit kontinuierlicher Entleerung durch freie Abweichung (admission sans pression et sans choc, et à évacuation continue par libre déviation) nenne. Diese Figur soll den Beweis liefern, daß die Wirkung, welche man der Zentrifugalkraft beimißt, in der über diese Wirkungsweise aufgestellten Theorie nicht existiert. Man kann wahrnehmen, daß die absolute Bewegung des Wassers beim Austritte aus der sehr kleinen Schaufel, b c, die an dem Rande des inneren Kranzes gezeichnet

ist, weder in der Größe noch in der Richtigkeit geändert wird, daß aber dieses Wasser Zonen in der Richtung des Halbmessers durchläuft, deren Geschwindigkeit sich bis zum äußeren Rande des Kranzes vermehrt, und wenn sich in diesem Falle die relative Bewegung vermehrt, so geschieht es wegen der aufeinanderfolgenden Punkte, die sich mit immer größeren Geschwindigkeiten vor dem flüssigen Strahle bewegen, und nicht durch die Zentrifugalkraft, weil dieser Strahl von den Wänden des sich drehenden Systemes nicht berührt worden ist.

Derselbe Vorgang findet statt, wenn man diese Kurve so vergrößert, daß die beiden Ränder des Kranzes, der äußere und innere, miteinander verbunden werden; nur wird dieser Punkt, da sich die Wirkung des Aufschlagwassers im Mittelpunkte seiner Breite konzentriert, diejenige Geschwindigkeit annehmen, welche der Punkt annimmt, wo die kleine Schaufel konstruiert ist, damit die Wirkung durch freie Abweichung ihren höchsten Grad erreiche, was auch schon durch die oben dargestellte sehr einfache Theorie bewiesen ist.

Fig. 12 stellt die Realisation der neuen Wirkungsmethode des Wassers, die ich „Beaufschlagung ohne Druck und ohne Stoß und mit kontinuierlichem Ausflusse durch freie Abweichung" nenne, dar, wenn die Einlässe nach ihrer ganzen Höhe geschlossen und in hinreichender Anzahl vorhanden sind, um das ganze variable Volumen, das man benutzen will, einströmen zu lassen. Auch stellt diese Figur die Zeichnung der Leit- und beweglichen Schaufeln der Anwendung ohne merkliche Erweiterung (Egreville 1851) dar.

Fig. 14 und 16 sind die Pendants von Fig. 8 und 9, so groß ist die Ähnlichkeit zwischen diesen Figuren. In der That tritt das Wasser bei beiden senkrecht ein, nur Fig. 14 hat ihre horizontale Achse, während die Fig. 17 senkrecht ist. Um bei dieser neuen Verzeichnung die freie Abweichung rationeller zu bewirken, sind die Wände der beiden beweglichen Kränze bedeutend ausgeweitet, wie aus dem zwischen beiden Figuren stehenden und beiden gemeinschaftlichen Querschnitte zu ersehen ist.

Aus diesen Versuchen geht hervor:

1. daß der Nutzeffekt der Girardschen Turbine bei Gefällen von 4,0 bis 12,0 Meter und Wasservolumen von 4 bis 15 Liter per Sekunde niemals bis unterhalb 0,65 gesunken ist;

2. daß sich dieser Nutzeffekt mit der Schutzöffnung vermindert, ohne jemals geringer zu sein als 0,71 Meter, wenn der Schutz ganz geöffnet ist;

3. daß bei den bedeutendsten Gefällen von 9 bis 10,0 Meter, über die man verfügen konnte, und bei einer vollständigen Öffnung des Schutzes der Nutzeffekt auf 0,76 stieg.

Versuche mittelst Turbinen mit freier Abweichung, starker Erweiterung und geringer Geschwindigkeit,
welche in den Etablissements von Persan (Oise) und Amilly (Loiret) eingeführt wurden.

Bezeichnung der Turbine	Nr. der Versuche	Belastung d. Zaumes in Kilogr. Persan: r = 2,4 m Amilly: r = 3,0 m P	Revol. der Welle per Min. N	Gefälle in Met. H	Effektive Druckhöhe Persan: C = H − 0,19 m Amilly: C = H − 0,4 m C	Anzahl der offenen Öffnungen n	Summe der Ω der Mundlöcher S	h in Met. h	Q nach Überfall Q	Q nach Mundlöchern Q	Theoretische Arbeit in Pferden T	Nutzeffekt in Pferden T_1	Güte-Verhältnis T_1/T
Turb. Persan	1	84,00	36,0	2,660	2,66 — 0,19 — 2 470	20 (von 40)	0,06160	0,140	375,81	—	13,33	10,13	0,76
	2	99,00	38,0	2,610	2,61 — 0,19 — 2,420	24 " "	0,07392	0,155	437,87	—	15,24	12,61	0,82
	3	124,00	38,0	2,485	2,485 — 0,19 — 2,295	32 " "	0,09856	0,185	570,96	—	18,92	15,79	0,83
	4	134,00	37,0	2,590	2,590 — 0,19 — 2,400	36 " "	0,11088	0,195	617,86	—	21,34	16,61	0,78
												Mittel =	0,80
Turbine Amilly	1	74,100	70,25	1,794	1,794 — 0,4 — 1,394	14 (von 72)	0,296184	—	—	1316,5	31,49	21,80	0,692
	2	99,100	70,53	1,820	1,820 — 0,4 — 1,420	18 " "	0,380808	—	—	1708,4	41,46	29,28	0,706
	3	135,600	70,27	1,805	1,805 — 0,4 — 1,405	24 " "	0,507744	—	—	2265,7	54,53	39,91	0,732
	4	165,600	73,64	1,770	1,770 — 0,4 — 1,370	30 " "	0,634680	—	—	2796,7	66,00	51,80	0,774
	4 bis	175,600	71,40	1,800	1,800 — 0,4 — 1,40	30 " "	0,634680	—	—	2827,1	67,85	52,52	0,774
	5	217,100	68,09	1,778	1,778 — 0,4 — 1,378	36 " "	0,761616	—	—	3365,0	79,79	61,92	0,776
	6	243,600	70,56	1,770	1,770 — 0,4 — 1,370	42 " "	0,888552	—	—	3915,4	92,40	72,00	0,779
	7	285,600	81,32	1,930	1,930 — 0,4 — 1,530	48 " "	1,015488	—	—	4728,6	121,00	97,28	0,799
												Mittel =	0,754
	7 bis	285,600	80,75	1,950	1,950	48 " "	1,015488	—	—	5338,4	138,80	96,60	0,696
	7 ter	305,600	76,00	1,930	1,930	48 " "	1,015488	—	—	5310,8	136,66	97,29	0,712
												Mittel =	0,704
	(1.)	(2.)	(3.)	(4.)	(5.)	(6.)	(7.)	(8.)	(9.)	(10.)	(11.)	(12.)	(13.)	(14.)

Erklärung.

C in Kolonne (6) bedeutet die Druckhöhe über dem Zentrum der Einlaßöffnungen als Erzeugerin der Geschwindigkeit des einströmenden Wassers.

S in Kolonne (8) bedeutet den Gesamtquerschnitt der offenen Öffnungen: Turbine von Persan $= n \cdot 0{,}11 \cdot 0{,}028$ u. Amilly $= n \cdot 0{,}246 \cdot 0{,}086$.

h in Kolonne (9) bedeutet die Wasserhöhe im Unterwasser über der Kante des Überfalles. (Breite des Überfalles = 4 Meter.)

Q in Kolonne (11) bedeutet die abgeflossenene Wassermenge per Sekunde, berechnet durch die Mundlöcher der Turbine: $Q = 0{,}85 \cdot n s \cdot \sqrt{2 g C}$.

Q in Kolonne (10) bedeutet die abgeflossene Wassermenge per Sekunde nach der Messung mittelst des Überfalles: $Q = 0{,}405 \cdot 4 \cdot h \sqrt{2 g h}$.

T in Kolonne (12) bedeutet die theoretische Arbeit, ausgedrückt in Pferden: $T = \frac{Q \cdot H}{75}$.

T_1 in Kolonne (13) bedeutet die effektive Arbeit in Pferdestärken, berechnet mittelst des Zaumes: $T_1 = \frac{P \cdot 2 \pi r N}{60 \cdot 75}$.

Bemerkungen zu den Versuchen.

Bemerkungen zu den Versuchen 1 bis 4 der Turbine Persan:

Die Turbine arbeitete außer dem Unterwasser. Das Gefälle war also der senkrechte Abstand von dem Spiegel des Oberwassers bis zur unteren Fläche des beweglichen Kranzes.

Turbine Amilly. Versuch 1 bis 7. Die Turbine befand sich 0,5 m unter dem Unterwasserspiegel, arbeitete aber wegen der Wirkung des hydropneumatischen Apparates nicht im Wasser.

Versuch 7bis und 7ter. Die Turbine drehte sich 0,58 m tief im Unterwasser.

Bemerkungen.

Die Schutzöffnung in der letzten Kolonne, welche als Funktion des ganzen Querschnittes derselben ausgedrückt ist, wurde für jeden Versuch nach der Geschwindigkeit des Wassers berechnet, die durch die Fallhöhe entsteht; aus den auf diese Weise erhaltenen Ziffern ersieht man, bis zu welchem Punkte die Verkleinerung der Einlaßöffnung einen Einfluß auf den Nutzeffekt ausübt.

Beaufschlagung.

Nr. der Versuche	Mittleres Gefälle	Dauer des Versuchs	Anzahl der Revol.	Relative Geschwindigkeit des Zaumes	Belastung des Zaumes	Arbeit gemess. m. d. Zaum	Aufschlag-Wasser per Sekunde	Triebkraft in abgeschlossenem Wasser	Nutz-Effekt	Berechnete Schützöffnung
	M.	Zoll		M.	K.	Kgr.-M.	L.	Kgr.-M.		
1.	3,88	930	156,81	7,934	2,787	22,11	8,01	31,08	0,711	0,94
2.	6,898	—	296,95	15,025	1,000	15,02	3,575	24,66	0,609	0,32
3.	6,583	240	287,30	14,537	2,000	29,07	6,76	44,52	0,652	0,61
4.	7,074	600	268,60	13,591	3,987	54,18	10,10	71,45	0,758	0,88
5.	10,083	300	346,80	17,548	1,500	26,32	4,26	42,99	0,612	0,31
6.	9,87	240	340,00	17,204	3,000	51,61	7,71	76,09	0,678	0,57
7.	9,491	240	380,80	19,268	3,000	96,34	13,32	126,42	0,762	Ganz
8.	12,159	180	360,40	18,236	5,000	54,70	6,48	78,79	0,693	0,43

§ 99.

Bemerkungen des Verfassers (G. Meißner) zur vorstehenden Abhandlung von Girard.

In der vorliegenden Abhandlung legt Girard in höchst interessanter Weise dar, wie er nach längerem Zögern nach und nach dazu gelangt ist, das Prinzip der freien Abweichung beim Bau seiner hydraulischen Motoren in durchgreifender Weise zur Anwendung zu bringen und zwar hat er dies bekanntlich mit solchem Erfolge gethan, daß Girard-Turbinen jetzt in allen Ländern in großer Anzahl gebaut werden. Ich übergehe den geschichtlichen Teil der Erörterungen Girards, auf den Schluß des Werkes verweisend, und wende mich zum sachlichen Teile derselben. Ein neues Prinzip hat Girard bei seinen Turbinen allerdings nicht in Anwendung gebracht, denn reine Druckturbinen sind in verschiedenen Gegenden lange vor dem Bekanntwerden Girards angewendet worden, wenn auch nur als Partial-Turbinen, Tangentialräder und sogenannte Zentrifugalturbinen.

Allein Girard hat dieses Prinzip (die reine Aktionswirkung der Wasserstrahlen) zuerst auf Turbinen mit voller Beaufschlagung und zwar in so bewußter und nachhaltiger Weise ausgedehnt und an den von ihm gebauten Motoren so zahlreiche Verbesserungen angebracht, daß das reine Aktionsprinzip überhaupt nur dadurch allgemein zur Geltung gelangen konnte. Es muß daher Girard als der intellektuelle Urheber der reinen Aktionsturbinen bezeichnet werden.

Die althergebrachten Regeln über den Bau der hydraulischen Motoren

über den Haufen werfend und allen Vorurteilen ins Gesicht schlagend, hat Girard als ausgezeichneter Konstrukteur eine ganze Reihe hydraulischer Motoren mit ganz neuen Dimensionsverhältnissen, gänzlich neuen Formen, mit vorzüglichen Regulier-Vorrichtungen der mannigfachsten Art gebaut und zwar alles in so vorzüglicher konstruktiver Durchführung und alle Schwierigkeiten überwindend, daß seine Motoren noch lange Zeit als Muster dastehen werden.

Girard hat zuerst die Ausweitung des Laufradquerschnittes gegen die Austrittstelle hin und gleichzeitig die Luftöffnungen zur Ventilierung des Rades angewendet und hauptsächlich dadurch seine Erfolge herbeigeführt. Es ist in § 76 nachgewiesen worden, wie groß der Einfluß dieser Radausweitung ist, ohne welche eine reine Aktionsturbine gar nicht vorteilhaft sein könnte.

Girard hat auch zuerst einen klaren Unterschied gemacht zwischen Turbinen mit frei abweichendem Strahle und mit kontinuierlicher Entleerung (Aktionsturbinen mit voller Beaufschlagung und mit dünnen Leitschaufeln, welche keine wesentliche Unterbrechung des austretenden Strahles resp. Wasserkranzes bilden) und solche mit intermittierendem Strahle (Partialturbinen wie z. B. die Turbine Tafel 18, wo jeder austretende Wasserstrahl durch eine dicke Leitschaufel vom anderen getrennt ist, so daß der Motor eine eigentliche Strahlturbine bildet), er hat ferner zuerst unterschieden zwischen ganz freier Abweichung und Abweichung mit geformtem Strahle (Turbinen mit begrenztem Strahle).

In einem Punkte hat sich Girard (und mit ihm die meisten seiner Nachahmer) bezüglich seiner Turbinen getäuscht und zwar hinsichtlich der Einwirkung der Zentrifugalkraft beim Durchflusse des Wassers durch das Laufrad bei den Turbinen mit parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung. Er stellt jedes zentrifugale Bestreben des Wassers in seinen Aktionsturbinen in Abrede und hat hierin vollkommen Recht für die Turbinen mit radialer Beaufschlagung von innen oder außen, keineswegs aber für die weitaus größere Zahl derjenigen mit achsialer (parallel der Achse gerichteter) Beaufschlagung, für welche unter §§ 81 und 82 das zentrifugale Bestreben nachgewiesen wurde. An einer einzigen Stelle ist Girard indessen doch auch auf dieses Abfließen des Wassers von der Achse aufmerksam geworden, wie aus dem Wortlaute seiner Abhandlung hervorgeht, wo er die Nachteile aufzählt, welche ein nicht ausgeweitetes Laufrad einer Aktionsturbine im Gefolge hat. Girard findet an dieser einen Stelle ganz richtig, daß der aus dem Leitkanal ausfließende Wasserstrahl um so stärker gegen den äußeren beweglichen Kranz (den äußeren Umfang des

Laufrades) stößt, je kleiner der Austrittswinkel a des Leitapparates oder je länger die Projektion des absoluten Wasserweges auf die Radebene ist.

Die Turbinen nach dem Girard'schen Systeme haben in neuerer Zeit eine sehr große Verbreitung erlangt und werden überall unter ihrem einzig richtigen Namen als Girard-Turbinen bezeichnet, ausgenommen in Deutschland.

Sei es, daß man dort aus etwelcher patriotischer Spekulation keine französische Konstruktion anerkennen will, oder sei es geschäftliche Spekulation verbunden mit Eitelkeit, man hört dort selten die Bezeichnung „Girard-Turbine" und beinahe jeder Konstrukteur eines größeren Geschäftes, welches in dieser Branche arbeitet, beliebt den ganz mittelmäßig abkopierten Girard-Turbinen seinen Namen vorzuhängen.

Teilweise mag es wohl auch Unkenntnis sein, welche diese Konstrukteure veranlaßt, längst vorhandene oder nur höchst unbedeutend veränderte (nicht einmal verbesserte) Konstruktionen unter dem eigenen Namen auszurufen und sogar patentieren zu lassen.

Was nun die algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung von Girard anbelangt, so sind dieselben erfahrungsmäßig in der gegebenen knappen Form den meisten Lesern nicht verständlich und folgen daher hier einige erläuternde Bemerkungen zu denselben.

Es ist nämlich bei jeder Turbine der mittlere Druck, welchen das Wasser bei seinem Durchflusse durch das Laufrad auf die Schaufeln ausübt, leicht aus der Umfangskraft der Turbine und diese letztere aus der Umfangsgeschwindigkeit zu berechnen.

Nennt man T die theoretische Leistung des Motors in Kilogrammmetern, R die Umfangskraft in Kilogrammen und v die Umfangsgeschwindigkeit in Metern am mittleren Durchmesser, so erhalten R und v verschiedene Werte, je nach der Größe der Winkel a und β und es ist unter allen Umständen das Produkt der Umfangsgeschwindigkeit mit der theoretischen Umfangskraft gleich der theoretischen Leistung der Turbine; also

$$R \cdot v = T.$$

Es ist daher umgekehrt die Umfangskraft R jederzeit $R = \frac{T}{v}$ sowie die Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{T}{R}$.

Um nun die Werte von R und v mit dem Werte $\sqrt{2gh}$ in Beziehung zu bringen, ist es notwendig, ein Verhältnis zwischen $\sqrt{2gh}$ und T festzustellen, was auf folgende Weise geschieht.

Es ist die theoretische Leistung T jederzeit $= 1000\,Q\,h$, oder wenn man das Wasserquantum in Kilogramm mit Q bezeichnet:

$$T = Q\,h.$$

Nun ist bei jeder reinen Druckturbine die theoretische Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate gleich

$$U = \sqrt{2\,g\,h} \qquad \text{und}$$

daher die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte $\Delta = \frac{Q}{\sqrt{2\,g\,h}}$;

$$\text{oder } Q = \Delta\sqrt{2\,g\,h}.$$

Setzt man in dem Ausdrucke $T = Q\,h$ statt Q den gleich großen Wert $\Delta\sqrt{2\,g\,h}$ ein, so wird

$$T = \Delta\sqrt{2\,g\,h}\cdot h$$

und da ferner der hydrostatische Druck auf den ganzen Ausflußquerschnitt gleich ist $\Delta\,h$, so ist auch, wenn man diesen jederzeit gegebenen Druck $\Delta\,h$ mit P und den Wert $\sqrt{2\,g\,h}$ mit V bezeichnet

$$T = \Delta\,h\cdot\sqrt{2\,g\,h} = P\cdot\sqrt{2\,g\,h}\cdot = P\cdot V,$$

d. h. es ist bei jeder reinen Aktionsturbine der theoretische Effekt der Wasserkraft gleich dem Produkte des hydrostatischen Druckes (nicht hydrodynamischen Druckes) auf den Ausflußquerschnitt mit der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$.

Da der Wert $\sqrt{2\,g\,h}$ und derjenige von Δ jederzeit gegeben ist, so läßt sich nun der Umfangsdruck (der Wasserdruck auf die Schaufeln des Laufrades) leicht mit dem hydrostatischen Drucke P vergleichen; denn es ist

$$R\cdot v = P\cdot V = T.$$

Ist nun bei einer Druckturbine die Umfangsgeschwindigkeit $v =$ der halben theoretischen Ausflußgeschwindigkeit oder $v = \frac{1}{2}V$, so wird $R = 2P$ und wenn $v = V$ wird, so ist $R = P$, d. h. der Wasserdruck auf die Schaufeln ist bei allen Druckturbinen mit der Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{1}{2}V$ (oder $v = \frac{1}{2}\sqrt{2\,g\,h}$) gleich dem doppelten hydrostatischen Drucke $\Delta\,h$ auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates.

Bei den Grenz-Turbinen mit Winkel $\alpha = \beta = 60^0$ (§ 70) oder wie Girard es nennt, bei der Konstruktion nach dem gleichseitigen Drucke (wobei die Ausflußgeschwindigkeit V, die Umfangsgeschwindigkeit v und die relative Eintrittsgeschwindigkeit u unter sich gleich groß sind und zusammen ein gleichschenkliges Dreieck bilden) ist dagegen der Wasserdruck auf die Schaufeln gleich dem einfachen hydrostatischen Drucke auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates ($R = P = \Delta\,h$). Man ersieht aus

diesen einfachen Beziehungen, daß der Wasserdruck auf die Schaufeln um so größer ausfällt, je kleiner der Winkel α ist, und daß das Maximum dieses Wasserdruckes $2P$ beträgt, da ein größerer Wert des Winkels α als 60^0 nicht anwendbar ist, ohne daß die Turbine in eine Reaktionsturbine übergeht.

Die übrigen algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung sind so einleuchtender Art, daß eine Bemerkung zu denselben nicht notwendig ist.

Eine eigentliche vollständige Anleitung zur Berechnung der Dimensionen und Geschwindigkeitsverhältnisse der Turbine hat Girard nirgends gegeben und dies mag wohl auch der Grund sein, daß seine Arbeiten in Deutschland (wo man mehr auf die theoretische Seite der Sache sieht und die Anwendung kommen läßt, wann sie kommt) sehr lange nicht bekannt geworden sind und wenig Anerkennung gefunden haben.

Das Verdienst Girards liegt nicht in eleganten ellenlangen algebraischen Entwicklungen, sondern in der praktischen Schöpfung ganz neuer Typen vorzüglicher Motoren, welche einen bedeutenden Fortschritt in diesem Fache repräsentieren und noch für lange Zeit als Muster ausgezeichneter Konstruktion dastehen werden.

§ 100.

Rittingers Turbinentheorie.

In seiner „Theorie und Bau der Rohrturbinen" (mit Saugrohr versehenen achsial beaufschlagten Turbinen oder Jonval-Turbinen) geht Rittinger von der Voraussetzung aus, daß man bei einer mit Saugrohr versehenen Turbine das Wasser bei gehöriger Wahl der Leit- und Radkanäle mit jeder beliebigen Geschwindigkeit aus dem Leitrade ausfließen lassen könne und zwar in der Weise, daß U auch bedeutend größer werden könne als $\sqrt{2gh}$.

Bezeichnet H das ganze Gefälle, H_u die Höhe der Unterwassersäule, H_0 die Höhe der Oberwassersäule, b_0 die Höhe des Leitrades, b_1 die Höhe des Laufrades, n_0 die Zahl der Leitradschaufeln, n_1 die Zahl der Laufradschaufeln, $o = \frac{n_0}{n_1}$, γ_2 das Gewicht der Kubikeinheit Wasser, M die Wasserbarometerhöhe $= 10{,}33$ Meter.

x_0, x_1, x_2 die hydrostatische Druckhöhe am Auslaufe des Leitrades, m Eintritt ins Laufrad und beim Austritte aus dem Laufrade;

z_0, z_1, z_2 die Pressung des Wassers per Flächeneinheit am Auslaufleitrad, Eintrittlaufrad und Austrittlaufrad;

h_0, h_1, h_2 die Druckhöhe (Geschwindigkeitshöhe) für U, U_1 und w (U_1 bedeutet die absolute Geschwindigkeit des Wassers am Anfange der Laufkanäle),

so entwickelt Rittinger seine Theorie wie folgt:

Er findet zunächst, daß beim Übertritt vom Leit- ins Laufrad keine Änderung der Pressung und somit keine Änderung der absoluten Geschwindigkeit eintreten solle und daß daher Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse derart gewählt werden müssen, daß das Wasser ohne Stoß vom Leitrade ins Laufrad übertritt, so daß $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$.

1. Die der Pressung z_0 entsprechende Höhe $\frac{z_0}{\gamma} = M + h_0$ des Wassers beim Austritte aus dem Leitrade ergiebt sich, wenn man zur totalen Gefällhöhe h die Wasserbarometerhöhe M hinzufügt und sodann von der Summe das Untergefälle Hu, die Radhöhe b_1 und die Austrittgeschwindigkeitshöhe $h_0 = \frac{U^2}{2g}$ abzieht.

Es ist daher, da $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$ die Pressung beim Eintritte ins Laufrad

$$z_1 = \left(M + h - Hu - b_1 - \frac{U^2}{2g}\right)\gamma_2.$$

2. Die hydrostatische Druckhöhe x_1 beim Eintritte ins Laufrad ist

$$x_1 = h - Hu - b_1.$$

3. Für die Austrittseite des Laufrades ist die Pressung kleiner als die atmosphärische, indem das Wasser im Abflußrohre saugt. Um sich eine richtige Vorstellung von der Pressung des Wassers an dieser Stelle zu machen, hat man dort nur eine abwärts gebogene Röhre bis in das Unterwasser einmünden zu lassen, in welcher das Wasser auf eine Höhe $= Hu$ emporgesaugt wird.

Das Wasser würde an dieser Stelle die absolute Pressung $(M - Hu)\gamma_2$ besitzen, wenn das Wasser keine absolute Geschwindigkeit w hätte.

1. Ob ohne Änderung der Pressung bloß durch Änderung seiner Geschwindigkeit, d. h. durch reine Aktionswirkung oder

2. blos durch Änderung seiner Pressung bei gleichbleibender absoluter Geschwindigkeit, d. h. durch reine Reaktionswirkung oder schließlich

3. durch Änderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich, d. h. durch kombinierte Aktions- und Reaktionswirkung.

11. Wie die Folge zeigt, sind reine Reaktionsturbinen unmöglich und um daher den Reaktionsgrad festzustellen (die Art der Turbine zu charakterisieren), wählt man einen Koeffizienten m, mit welchem das Gefälle h multipliziert werden muß, um die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ für die Ausflußgeschwindigkeit U zu erhalten.

Es ist also $\frac{U^2}{2g} = m\,h$ und bildet m die Charakteristik der Turbine.

Für eine reine Reaktionsturbine würde m = Null werden, was unmöglich ist, indem kein Wasser durch die Turbine fließen könnte, denn bei m = Null wird auch U = Null.

Für eine reine Reaktionsturbine ist m = 1, d. h. es ist $U = \sqrt{2\,g\,h}$.

Für alle zwischen m = 0 und m = 1 liegende Werte von m ist die Turbine eine gemischte Turbine, in welcher das Wasser durch Änderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich im Laufrade wirkt.

Man nennt die vorwiegend mit Reaktion arbeitenden Motoren im Gegensatze zu den reinen Aktionsturbinen Reaktionsturbinen, obwohl ganz reine Reaktionsturbinen unmöglich sind. Dagegen heißt eine mit geringerem Reaktionsgrade arbeitende Turbine eine Aktionsturbine.

12. Bei jeder Turbine muß das Wasser mit einer bestimmten absoluten Geschwindigkeit w den Motor verlassen, deren Druckhöhe einem Bruchteile $m_2\,h$ des Gefälles h entspricht. Dieser Bruchtheil $m_2\,h$ ist für die nützliche Wirkung des Wassers verloren und kann beliebig gewählt werden. Ein kleiner Austrittsverlust erfordert kleine Austrittswinkel y und somit eine große teure Turbine und umgekehrt.

Bei den angeführten besseren Turbinen ist m_2 in der Regel nicht weit von dem Werte 0,05 entfernt, so daß also $\frac{w^2}{2g} = m_2 h = 0{,}05\,h$ als Regel angenommen werden kann.

13. Bezeichnet man mit K den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine, d. h. denjenigen Bruchteil des totalen theoretischen Effektes der Wasserkraft, welcher wirklich an das Rad übertragen wird, so ist derjenige Teil des Gefälles, welcher dieser wirklich verrichteten Arbeit entspricht, gleich K h.

Der Koeffizient K zeigt also an, ein wie großer Teil $h - K\,h$ des ganzen Gefälles h zur Überwindung sämtlicher Nebenhindernisse dient, welche das Wasser auf seinem Wege vom Oberwasserspiegel durch die Turbine zum Unterwasserspiegel findet.

In diesen Nebenhindernissen sind dagegen nicht inbegriffen: der Wasserverlust durch den Spalt, die Reibung des Laufrades im Wasser und die Reibung der Welle in ihren Lagern, weil diese Verluste mit dem geometrischen Zusammenhange der Turbinenkonstruktion nichts zu schaffen haben.

Um den eigentlichen Wirkungsgrad oder den mechanischen Wirkungsgrad zu erhalten, hat man vom hydraulischen Wirkungsgrade noch die Verluste abzuziehen, welche durch die Reibung der Turbine in Luft und Wasser, den Wasserverlust durch den Spalt und die Reibung der Turbinenwelle in Lagern und Pfannen entstehen.

14. Bestimmung der unbekannten Größen.

Es sei R der äußere Halbmesser der Turbine; r der mittlere und R_2 der innere Halbmesser, u_4 die Verhältniszahl zwischen dem inneren und äußeren Halbmesser; also $u_4 = \frac{R_2}{R}$; man pflegt u_4 nicht kleiner als $\frac{2}{3}$ anzunehmen.

δ_0 die Dicke der Leitradschaufeln an der Austrittstelle.

a_0 die innere Lichtweite der Leitradkanäle an der Austrittstelle.

δ_1 und a_1 dieselben Größen an der Eintrittstelle des Laufrades.

δ_2 und a_2 dieselben Größen an der Austrittstelle des Laufrades.

$$v_4 = \frac{\delta_0}{R} = \frac{\delta_1}{R} = \frac{\delta_2}{R} \text{ oder } \delta\, v_4\, R;$$

wobei v_4 zu $\frac{1}{4\frac{1}{0}}$ angenommen werden kann.

Von den verschiedenen bei einer Turbine vorkommenden Größen sind vorerst Q und h gegeben und es können n_0, n_1, m, u_4 v und K beliebig gewählt werden nach den üblichen Konstruktionsverhältnissen, da sich eben nach diesen willkürlich zu wählenden Größen die Werte der unbekannten Größen richten müssen.

Zu suchen sind also a, β, y, U, w, v, R und m, zu deren Bestimmung Rittinger folgende Ausdrücke entwickelt:

a) Sobald m gefunden ist, ergiebt sich sofort der Wert

$$U = \sqrt{2\,g\,m\,h}$$

$$\text{und } w = \sqrt{2\,g\,m_2\,h},$$

(wobei m_2 in der Regel $= 0{,}05$ zu wählen ist).

b) Winkel β wird

$$\cos\beta = \frac{K + 2\,m\,(o^2 - 1}{2\,o\,\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}.$$

Je nachdem der Zähler dieses Bruches positiv, Null oder negativ ausfällt, wird β ein spitzer, rechter oder stumpfer Winkel.

c) Winkel a ergiebt sich zu

$$\cos a = \frac{K}{2\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}.$$

d) Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v ergiebt sich zu

$$v = \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)}\,\sqrt{2\,g\,h} = k\,V,$$

wenn man der künftigen Abkürzung halber

$$\sqrt{2\,g\,h} = V \text{ und } \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)} = k \text{ setzt.}$$

e) Für den äußeren Durchmesser ergiebt sich der Ausdruck

$$R^2 = \frac{Q}{[(1 + u_4)\,\pi\,\sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)\,U},$$

oder wenn man den aus c) abgeleiteten Wert von

$$\sin a = \sqrt{1 - \frac{K^2}{4\,m_2\,[K + m_2\,(o^2 - 1)]}}$$

in die obige Gleichung einsetzt

$$R = \frac{1}{\sqrt{[(1 + u_4)\,\pi \sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)\sqrt{2\,m\,g}}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Setzt man, um diesen Ausdruck für die Folge abzukürzen, den von Q und h unabhängigen ersten Faktor dieses Ausdruckes $= f$, so ist

$$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Aus diesem letzteren Ausdrucke ersieht man, daß bei sonst gleichen Konstruktionsverhältnissen der Halbmesser R der $\sqrt{Q}$ gerade und der $\sqrt[4]{h}$ verkehrt proportional ist.

f) Der Wert des Austrittswinkels y wird

$$\sin y = \sqrt{\frac{m}{K + m\,(o^2 - 1) + m_2}}.$$

g) Für die wichtige Größe m, von welcher fast alle anderen abhängig sind, ergiebt sich folgender Ausdruck, aus welchem durch probeweises Einsetzen verschiedener Werte von m der richtige Wert dieser Größe zu suchen ist, bei deren Einsetzung die Auflösung der Gleichung Null ergiebt.

Es ist nämlich:

$$0 = \sqrt{m - \frac{K^2}{4\,[K + m\,(o^2 - 1)]}} -$$

$$\sqrt{m_2} + A\,n_1\,v_4\,\sqrt{K + m\,(o^2 - 1) + m_2} - n_0\,v_4\,\sqrt{m};$$

in welchem Ausdrucke $A = \frac{1}{1 + u_4\,\pi}$ ist.

h) Die Anzahl Umdrehungen n der Turbine per Minute wird

$$n = \frac{p f \sqrt{h}}{R} = p_2 \frac{\sqrt{h}}{R};$$

worin bedeutet

$$p = \frac{19{,}1 \sqrt{2 g [K + m (o^2 - 1)]}}{(1 + u_4) f}; \text{ und } p_2 = p f.$$

i) Die normale Weite der Leitkanäle an der Austrittstelle ist

$$a_0 = q_0 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

wobei $q_0 = [(1 + u_4) \pi \sin a - v_4 n_0] \frac{f}{n_0}$.

k) Die normale Weite der Laufradkanäle an der Eintrittstelle ist

$$a_1 = q_1 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

wobei $q_1 = [(1 + u_4) \pi \sin \beta - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}$.

l) Die normale Weite der Laufradkanäle an der Austrittstelle wird

$$a_2 = q_2 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

wobei $q_2 = [(1 + u_4) \pi \sin y - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}$.

15. Grenzwerte und Wahl der willkürlichen Größen.

a) Aus der Gleichung für den Winkel a (unter c) der vorigen Nummer ist zu entnehmen, welchen entscheidenden Einfluß die Größe $o = \frac{n_0}{n_1}$ und mit ihr die Größe m auf die Konstruktion einer Rohrturbine ausübt; denn durch diese beiden Größen allein sind die Winkel a und β vollkommen bestimmt, sobald $\delta_0 = \delta_1$ oder sobald die Schaufeln am Austrittsleitrade gleich dick sind wie am Eintrittslaufrade.

Da das Wasser die Leitkanäle an der Austrittstelle und ebenso die Radkanäle an der Eintrittstelle vollständig ausfüllen muß, so ist

$$Q = n_0 a_0 U (R - R_2) = n_1 a_1 u (R - R_2)$$

und da $\frac{U}{u} = \frac{\sin \beta}{\sin a}$ und $U \sin a = u \sin \beta$, so folgt

$$\frac{n_0 a_0}{\sin a} = \frac{n_1 a_1}{\sin \beta}.$$

Da nun aber die Werte $\frac{a_0}{\sin a}$ und $\frac{a_1}{\sin \beta}$ die horizontalen Weiten

der Leit- und Radkanäle in der Spaltenebene bedeuten, so folgt sofort, daß die Summe der horizontalen Kanalweiten bei beiden Rädern an der Übertrittstelle gleich groß sein soll und daß mithin auch die Summe der horizontalen Schaufeldicken (Projektion der Schaufeldicken auf die Spaltenebene) an derselben Stelle gleich groß sein muß.

Daraus ergiebt sich nun für $\delta_0 = \delta_1$

$$\frac{n_0}{n_1} = \frac{\sin a}{\sin \beta} = o,$$ das heißt:

Die Schaufelzahlen n_0 und n_1 stehen im geraden Verhältnis mit den Sinussen der betreffenden Schaufelwinkel und es üben somit die Schaufelzahlen resp. deren Verhältnis einen sehr bedeutenden Einfluß auf die Hauptverhältnisse der Turbine aus.

Auf dieses Verhältnis $\delta_0 = \delta_1$ und den obigen Satz gestützt baut nun Rittinger seine weiteren Ableitungen der Konstruktionsverhältnisse der Turbine auf, indem die Annahme $\delta_0 = \delta_1$ sowohl für die Ausführung der Turbine, als auch für die Theorie ihre Bequemlichkeit habe.

Was nun die Wahl der willkürlichen Größen anbelangt, so giebt Rittinger folgendes an:

a) Für das Verhältnis des äußeren Durchmessers R der Turbine zum inneren Durchmesser R_2 wähle man für gewöhnliche Verhältnisse $u_4 = \frac{2}{3}$ und für größere Gefälle und geringere Wassermengen $u_4 = \frac{5}{6}$.

b) Die Anzahl der Leit- und Laufradschaufeln soll nicht unter 12 bis 16 und nicht über 24 bis 32 betragen.

c) Die Dicke δ der Schaufeln im Uebertrittquerschnitte (in der Spaltenebene) wähle man bei gegossenen Schaufeln

für kleine Turbinen $\delta =$ 6 bis 7 Mill. oder $v_4 = \frac{\delta}{R} = \frac{1}{30}$,

„ größere „ $\delta = 10$ „ 12 „ „ „ „ $= \frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{60}$.

d) Die Verhältniszahl $0 = \frac{n_0}{n_1}$ liegt nach b) zwischen den Grenzen $1/2$ und 2 und von dieser Verhältniszahl hängt der ganze Charakter (Reaktionsgrad) der Turbine ab.

Denn je größer die Anzahl der Laufradschaufeln gegenüber derjenigen der Leitradschaufeln ist, desto kleiner wird der Ausflußquerschnitt des Laufrades gegenüber demjenigen des Leitrades, mit desto geringerer Geschwindigkeit wird das Wasser zu den Leitkanälen ausfließen und desto größer wird der Reaktionsgrad der Turbine sein.

Der Wert $o = \frac{n_0}{n_1}$ ist die erste der zu wählenden Größen, von welcher alle anderen abhängen und es geben die untenstehenden Tabellen die Werte aller zu suchenden Größen für verschiedene Verhältnisse von $\frac{n_0}{n_1}$ an.

e) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w wird allgemein so gewählt, daß in der derselben entsprechenden Druckhöhe $\frac{w^2}{2g} = m_2 h$ der Wert von m_2 gleich oder nahe $m_2 = 0{,}05$ wird, so daß von dem totalen Effekte der Wasserkraft ungefähr 5 Prozent durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit verloren gehen.

f) Der hydraulische Wirkungsgrad K ergiebt sich für die hier angenommenen Konstruktionsverhältnisse zu $K = 0{,}75$ bis $K = 0{,}80$.

Der mechanische Wirkungsgrad ist um circa 6 bis 8 Prozent kleiner als K oder gleich 0,68 bis 0,75.

g) Die Höhe des Lauf- und Leitrades $b_0 = b_1$ wird für beide Räder gleich groß genommen und zwar $b_0 = b_1 = \frac{1}{2}R$ oder nahe diesem Werte.

h) Der Spielraum zwischen Lauf- und Leitrad wird so gering als möglich gemacht und kann zu $\frac{1}{80}R$ angenommen werden.

Je nach der Genauigkeit der Ausführung einer Turbine ergiebt sich wegen des Schwankens der Räder der nötige Spielraum zu 2 bis 4 Millimeter.

16. Berechnung der numerischen Werte der Unbekannten Größen und tabellarische Zusammenstellung derselben. Durch das Verhältnis $\frac{n_0}{n_1}$ wird der Reaktionsgrad oder der Wert der Größe m in dem Ausdrucke $U = \sqrt{2gmh}$ bedingt und da die Werte aller anderen unbekannten Größen wesentlich von m abhängen, so muß vor allem auch der Wert dieser Größe festgestellt werden und zwar mit Hülfe des früher unter Nr. 14 angegebenen Ausdruckes:

$$0 = \sqrt{m \frac{K^2}{4[K + m(o^2 - 1)]}} -$$

$$- \sqrt{m_2} + A(n_1 v_4 \sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2} - n_0 v_4 \sqrt{m},$$

in welchem $A = \frac{1}{(1 + u_4)\pi}$.

In diesem Ausdrucke sind die verschiedenen Werte von $o = \frac{n_0}{n_1}$ ein-

zusetzen, wobei man die konstanten Größen $u_4 = \frac{2}{3}$, $v_4 = \frac{1}{4^{1/6}}$, $m_2 = 0{,}05$ und $K = 0{,}75$ wählt und indem man probeweise für m verschiedene Werte wählt, bis die Auflösung der Gleichung auf Null führt, bestimmt man auf diesem freilich mühsamen Wege den Wert von m.

Um für $o = \frac{n_0}{n_1}$ nicht gar viele verschiedene Werte annehmen und die mühsame Rechnung nicht allzu häufig durchführen zu müssen, beschränkt man sich auf folgende sieben Verhältnisse der Schaufelzahlen, was für die Zwecke der Praxis vollkommen genügt:

$n_0 = 12$ mit $n_1 = 24$ — $n_0 = 16$ mit $n_1 = 12$
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 20$ — $n_0 = 20$ „ $n_1 = 12$
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 16$ — $n_0 = 24$ „ $n_1 = 12$.
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 12$

Um nun für die mühsame Berechnung von m resp. den probeweise einzusetzenden Wert dieser Größe nähere Anhaltspunkte zu haben, mag folgendes dienen:

Im allgemeinen ist bekannt, daß m positiv und ein echter Bruch sei. Es ergaben ferner nähere Betrachtungen der einschlägigen Verhältnisse, daß

1. für $o = \frac{1}{2}$ ist $m < K$ oder $m > 0{,}75$
   und $m > \frac{1}{3} K$ „ $m > 0{,}25$
2. für $o = 1$ ist $m > \frac{1}{4} K$ „ $m > 0{,}19$
3. für $o = 2$ „ $m > \frac{1}{6} K$ „ $m > 0{,}13$.

Unter der Voraussetzung, daß $m_2 = 0{,}05$, und $K = 0{,}75$ angenommen wird, folgt für

$o = \frac{1}{2}$	$o = 1$	$o = 2$
$m < 1{,}07$	$m = \infty$	$m > -0{,}27$.

Eine Durchführung der Rechnung ergiebt nun für obige 7 Verhältnisse der Schaufelzahlen die in der nachstehenden Tabelle I zusammengestellten numerischen Werte von m sowie aller für die Konstruktion der Turbine maßgebenden Größen wie $a\ \beta\ y\ v\ R\ u\ a_0\ a_2$, wobei angenommen ist, daß $u_4 = \frac{2}{3}$, $v_4 = \frac{1}{4^{1/6}}$ und $m_2 = 0{,}05$ sei.

Bemerkungen zu den erhaltenen Resultaten. Eine nähere Betrachtung der erhaltenen Resultate läßt folgendes erkennen:

1. Jedem unter 1 liegenden Werte von o entsprechen zwei verschiedene Werte von m, welche die Wirkungsweise des Wassers auffallend charakterisieren. Bei der Gruppe mit den größeren Werten von m wirkt das Wasser vorwiegend durch Aktion, während bei der Gruppe mit dem kleineren Werte von m seine Wirkung hauptsächlich in der Reaktion

besteht. Für $o = 1$ nimmt m nur einen einzigen reellen Wert an, der in die Gruppe der Reaktionsturbinen fällt. Für alle über 1 liegenden Werte von o erhält man für m nur solche reelle Werte, die sich den obigen Reaktionswerten regelmäßig anreihen.

2. Aus den größeren Werten von m geht hervor, daß Turbinen mit reiner Aktionswirkung theoretisch möglich sind, denn für $o = 0{,}917$ und für $n_0 = 12$ mit $n_1 = 19$ findet man $m = 999$ also $= 1$. Bei weiterer Zunahme von o oder Abnahme von n_1 nehmen die Werte von m stetig zu und erreichen bei $n_0 = n_1 = 12$ oder allgemein bei $o = 1$ ihre Grenze, indem m unendlich groß ($m = \infty$) wird.

Obwohl es nun theoretisch zulässig ist, daß m größer als 1 ist (d. h. daß die Ausflußgeschwindigkeit U größer ist als $\sqrt{2gh}$), so erscheinen doch wesentlich höhere Werte von m als $m = 1$ nicht vorteilhaft, weil der Spaltendruck negativ und zwar größer ausfällt als der Saughöhe der Turbine entspricht, so daß Wasser aus dem Saugrohr durch die Spalte eintreten würde.

Für die über 1 liegenden Werte von o nimmt der Wert von m ab, oder der Reaktionsgrad zu, bis bei $0 = 2$ der Wert von $m = 0{,}157$ wird.

Der Wert $m = o$ kann auch theoretisch nicht erreicht werden, weil für diesen Wert die erste Wurzelgröße in der Gleichung imaginär wird; auch könnte bei $U = o$ kein Wasser durch die Turbine fließen. *Reine Reaktionsturbinen sind daher unmöglich.*

3. Der Winkel β ist bei allen Aktionsturbinen stumpf und es erhält daher diese Turbinengruppe durchgehend Sackschaufeln. Bei den Reaktionsturbinen dagegen ist Winkel β durchgehend spitz.

4. Die Umfangsgeschwindigkeit v nähert sich bei *Aktionsturbinen* der halben, bei Reaktionsturbinen der ganzen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

5. Der Halbmesser R zeigt bei den verschiedenen Turbinen-Varietäten keinen wesentlichen Unterschied, ist aber bei den Aktionsturbinen etwas kleiner als bei den Reaktionsturbinen.

6. Die Anzahl der Umdrehungen n ist bei den Aktionsturbinen bedeutend kleiner als bei den Reaktionsturbinen.

Je größer der Reaktionsgrad ist, desto größer wird die Anzahl der Umdrehungen.

17. *Berechnung der Turbinen unter Voraussetzung gleicher normaler Kanalweiten am Ein- und Austritt des Laufrades.* Soll das Laufrad einer Turbine an der oberen und unteren Radebene eine gleiche normale Kanalweite erhalten, so wird außer der bisherigen Annahme, daß $\delta_0 = \delta_1$ sei, auch noch vorausgesetzt, daß

I.
Tabelle für die numerische Berechnung der Turbinen mit Saugrohr.

Nr.	$u_1 = \frac{2}{3}$							$\nu_4 = \frac{1}{40}$					$m_2 = 0{,}05$		
	o	n_0	n_1	m	a	β	y	k	f	p	$\mathfrak{p}$	q_1	q_2	q_1	q_2
								$v = k\sqrt{2gh}$	$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	$\mathfrak{n} = \frac{p\sqrt{h}}{R}$	$a_0 = a_1 q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_0 = a_1 = q_1 R$	$a_2 = q_2 R$
1. Aktionsturbinen.															
A_1	$\frac{1}{2}$	12	24	0,723	14°40′	149°40′	26°10′	0,456	0,661	62,2	41,4	0,057	0,047	0,086	0,071
B_1	$\frac{3}{5}$	12	20	0,917	14°10′	156°0′	29°0′	0,404	0,637	57,3	36,5	0,052	0,065	0,082	0,102
C_1	$\frac{3}{4}$	12	16	1,448	13°0′	162°30′	35°20′	0,315	0,596	47,2	28,2	0,044	0,098	0,074	0,164
D_1	1	12	12	∞											
2. Reaktionsturbinen.															
A_2	$\frac{1}{2}$	12	24	0,293	18°0′	38°1′	17°0′	0,728	0,733	89,7	65,7	0,080	0,028	0,109	0,038
B_2	$\frac{3}{5}$	12	20	0,279	20°20′	35°30′	16°30′	0,756	0,689	99,1	68,3	0,087	0,033	0,127	0,049
C_2	$\frac{3}{4}$	12	16	0,256	21°50′	29°40′	15°40′	0,799	0,676	106,7	72,1	0,092	0,043	0,137	0,063
D_2	1	12	12	0,227	24°40′	24°40′	14°30′	0,866	0,651	120,1	78,2	0,102	0,054	0,157	0,084
E_2	$\frac{4}{3}$	16	12	0,196	26°50′	19°50′	13°10′	0,950	0,662	129,5	85,7	0,081	0,048	0,123	0,074
F_2	$\frac{5}{3}$	20	12	0,174	29°10′	17°0′	12°20′	1,029	0,667	139,3	92,9	0,069	0,046	0,103	0,068
G_2	2	24	12	0,157	31°0′	15°0′	11°30′	1,105	0,677	147,7	100,0	0,059	0,042	0,087	0,062
3. Turbinen mit gleichen normalen Kanalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.															
A_3	0,545	12	22	0,800	14°30′	152°40′	27°20′	0,433	0,649	60,2	39,1	0,055	0,055	0,084	0,084
4. Turbinen mit reiner Aktionswirkung.															
A_4	0,632	12	19	0,999	14°0′	157°30′	30°0′	0,386	0,628	55,6	34,9	0,051	0,071	0,080	0,113

$\delta_1 = \delta_2$ und da der obigen Annahme zufolge $a_1 = a_2$ ist, so folgt für das Laufrad $\sin\beta = \sin y$

das heißt bei gleichen normalen Kanalweiten sind die Schaufelwinkel β und y einander gleich.

Es ist ferner $U \sin a = w$,

woraus folgt $\sin a = \frac{w}{U}$ und $\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}}$;

sowie $\sin\beta = \frac{1}{o}\sqrt{\frac{m_2}{m}}$ und $\sin y = \sqrt{\frac{m_2}{m}}$.

Aus obigen Gleichungen ergiebt sich ein sehr einfacher Ausdruck für m. Es wird $m = K + m_2$.

Für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$ wird z. B. $m = 0{,}75 + 0{,}05 = 0{,}80$.

Die vorliegende Turbinen-Varietät gehört sonach unter die Aktionsturbinen.

Für den Wert von o erhält man den Ausdruck

$$o = \tfrac{1}{2}\sqrt{\frac{K + 4\,m_2}{K + m_2}}.$$

Es ist somit hier das Verhältnis $\frac{n_0}{n_1} = o$ nicht mehr willkürlich, wird vielmehr durch die beiden Größen K und m_2 vollkommen bestimmt. Es wird z. B. für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$

$$o = \tfrac{1}{2}\sqrt{\frac{95}{80}} = 0{,}545.$$

Um zu wissen, ob Winkel β spitz oder stumpf sei, ist außer dem Sinus-Ausdrucke noch ein anderer Ausdruck erforderlich und es ergiebt sich

$$\cos\beta = -\sqrt{\frac{K}{K + 4\,m_2}}$$

d. h. es ist Winkel β ein stumpfer und es nehmen die Schaufeln eine sackförmige Gestalt an.

Man erhält auch noch $\operatorname{tang}\beta = -2 \operatorname{tang} a$ d. h. für gleiche normale Kanalweite ist die Tangente des Eintrittswinkels am Laufrad doppelt so groß als die Tangente des Austrittswinkels am Leitrad.

Für v erhält man den Wert

$$v = \tfrac{1}{2}\sqrt{2\,g\,K\,h}.$$

Für die Größen f und a_1 gelten die früher erhaltenen Ausdrücke.

Für a_2 erhält man den Wert

$$a_2 = \left[\frac{2\,(1 + u_4)\,\pi}{n_1}\sqrt{\frac{m_2}{K + 4\,m_2}} - v_4\right] R = q_2\,R.$$

Die Anzahl der Umdrehungen ergiebt sich zu

$$n = \frac{9{,}55\sqrt{2\,g\,K\,h}}{(1+u_3)\,R}.$$

Die dritte Abteilung der Tabelle I enthält die berechneten Werte der unbekannten Größe für die vorstehend betrachtete Turbinen-Varietät, von welcher Fig. 6 Tafel 24 die Beschaufelung zeigt.

18. Gleichheit der horizontalen Kanalweiten an der oberen und unteren Laufradebene.

Soll eine Turbine in der Weise konstruiert werden, daß die horizontale Kanalweite an der oberen und unteren Laufradebene gleich groß wird, für welche Annahme triftige Gründe vorhanden sind, (man sehe die Bemerkungen des Verfassers am Schlusse dieses Paragraphen) so ist

$$\frac{a_1}{\sin\beta} = \frac{a_2}{\sin y}, \text{ sowie auch } \frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta^2}{\sin y}.$$

Es ergiebt sich nun $w = U \sin a$, ferner

$$\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}} \text{ oder } \cos a = \sqrt{1-\sin^2 a}\sqrt{1-\frac{m_2}{m}}.$$

Für β erhält man den Wert

$$\cos\beta = \frac{K - 2\,(m - m_2)}{2\,o\sqrt{m\,(m-m_2)}},$$

wobei die Wurzelgröße stets positiv zu nehmen ist.

Es wird daher für $K > 2\,(m - m_2)$, Winkel β ein spitzer und für $K < 2\,(m - m_2)$ Winkel β ein stumpfer.

Für m ergiebt sich der Ausdruck:

$$m = \frac{1}{2\,(o^2-1)}\left[m_2\,(o^2-1) - K \pm \right.$$

$$\left. \sqrt{o^2\,K^2 + 2\,m_2\,K\,(o^2-1) + m_2{}^2\,(o^2-1)^2}\right]$$

Für die Werte von n, a_0 und a_1 gelten die früher erhaltenen Ausdrücke.

Bei dieser Annahme gleicher horizontaler Kanalweiten ist ferner

$$\frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta_2}{\sin y} \text{ und } \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\sin\beta}{\sin y},$$

d. h. es sind die Schaufeldicken δ_1 und δ_2 ungleich groß.

Für a_2 erhält man den Wert

$$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei } q_2 = \frac{o \qquad\qquad 1}{\sqrt{K + m\,(o^2-1) + m_2\,n_0\,f\,(1-u_4)\sqrt{2\,g}}};$$

wobei f den in Nr. 14 angegebenen Wert hat.

Die nachstehende Tabelle II enthält die Werte der unbekannten Größen für verschiedene Werte von n_0 und n_1 unter der Voraussetzung gleicher horizontaler Kanalweiten an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades.

Die Schaufeln werden bei diesen Turbinen in der Mitte am dicksten, was für die Ausführung vorteilhaft ist.

Auch bei dieser Turbinen-Varietät entsprechen jedem Werte von o, der kleiner ist als 1, zwei Werte von m und jenachdem m näher der Einheit oder näher der Null liegt, arbeitet der Motor vorwiegend durch Aktion oder Reaktion. Für $o = 1$ ist m unendlich groß, was nicht realisierbar ist und für $o > 1$ erhält m bloß einen reellen positiven und zwar einen Reaktionswert.

Die Werte der Konstruktionsgrößen nach Tafel II sind wenig von denjenigen nach Tafel I verschieden und wie bereits erwähnt, setzen die Turbinen nach Tafel II gleiche horizontale Schaufeldicken, dagegen diejenigen nach Tafel I gleiche normale Schaufeldicken an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades voraus.

Die dritte Abteilung der Tabelle I paßt auch in Tabelle II.

19. Reine Aktionsturbinen. Soll eine Turbine mit reiner Aktion arbeiten, wie dies bei allen Turbinen ohne Unterwasserrohr (Saugrohr) für hohe Gefälle und partielle Beaufschlagung erforderlich ist, so ist $m = 1$ oder $U = \sqrt{2gh}$.

Auch hier soll vorausgesetzt werden, daß die Schaufeldicke am Ein- und Austritte des Laufrades gleich groß sei.

Der Wert von $o = \frac{n_0}{n_1}$ ergiebt sich aus folgender Gleichung:

$$0 = \sqrt{1 - \frac{K}{4\,(K + o^2 - 1)}} - \\ - \sqrt{m} + n_1 \, v_4 \, A \left[\sqrt{K + o^2 - 1} + m_2 - o\right].$$

Aus dieser Gleichung läßt sich o, welcher Wert der einzige innerhalb weiter Grenzen willkürliche ist, durch probeweise Substitution herausfinden, indem man für denselben probeweise verschiedene Werte einsetzt, bis die Auflösung auf Null führt.

Dieses Verfahren wird erleichtert, wenn man die Grenzen kennt, zwischen welchen o liegen kann. Es muß nun o mindestens $= \frac{1}{2}$ und kann nicht größer als 2 sein.

Aus der Tabelle I ersieht man bereits, daß für $m = 1$ der Wert von o nahe an $1\frac{2}{9}$ liegen müsse und in der That ist für $o = \frac{n_0}{n_1} = 1\frac{2}{9}$ $= 0{,}632$ der Wert von $m = 0{,}999$ oder 1.

II.
Konstante horizontale Schaufeldicken.

Turbinen mit gleichen horizontalen Kanalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.

Nr.	$u_4 = \frac{2}{3}$							$v_4 = \frac{1}{40}$				$m_2 = 0{,}05$			
	o	n_0	n_1	m	a	β	y	k	f	p	$\mathfrak{p}$	q_1	q_2	q_1	q_2
								$v = k\sqrt{2gh}$	$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	$n = \frac{p\sqrt{h}}{R}$	$a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_0 = a_1 = q_1 R$	$a_2 = q_2 R$
1. Aktionsturbinen.															
A_1	1/2	12	24	0,720	15°20′	148°0′	26°0′	0,458	0,645	64,0	41,3	0,058	0,048	0,090	0,075
B_1	3/5	12	20	0,919	13°30′	158°50′	29°0′	0,402	0,656	55,3	36,3	0,051	0,066	0,077	0,100
C_1	3/4	12	16	1,491	10°30′	166°0′	35°40′	0,312	0,688	40,8	28,1	0,038	0,091	0,055	0,132
2. Reaktionsturbinen.															
A_2	1/2	12	24	0,330	22°50′	51°0′	18°20′	0,709	0,618	106,6	65,8	0,089	0,036	0,144	0,058
B_2	3/5	12	20	0,303	24°0′	42°40′	17°30′	0,745	0,615	109,4	67,3	0,094	0,042	0,153	0,068
C_2	3/4	12	16	0,273	25°20′	34°56′									
D_2	1	12	12	0,238	27°20′	27°20′	15°0′	0,865			78,1	0,107	0,060	0,176	0,099
E_2	4/3	16	12	0,205	29°40′	21°50′			0,609	128,2					
F_2	5/3	20	12	0,181	31°40′	18°20′									
G_2	2	24	12	0,163	33°40′	16°10′	11°30′	1,116	0,640	158,2	101,3	0,061	0,044	0,096	0,069
3. Turbinen mit gleichen normalen Kanalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.															
A_3	0,545	12	22	0,800	14°30′	152°40′	27°20′	0,433	0,649	60,2	39,1	0,055	0,055	0,084	0,084
4. Turbinen mit reiner Aktionswirkung.															
A_4	0,632	12	19	1,002	12°50′	159°20′	30°10′	0,385	0,661	52,5	34,7	0,084	0,075	0,073	0,113

Führt man diese beiden Werte von o und m in die allgemeinen Formeln ein, so erhält man die Werte, welche in der vierten Abteilung der Tabelle I zusammengestellt sind.

Ebenso giebt die vierte Abteilung der Tabelle II die Konstruktionsdaten für den Fall, daß bei gleichen horizontalen Kanalweiten $m = 1$ sein soll.

20. Turbinen für außergewöhnliche Verhältnisse. Die bisher erhaltenen Resultate sind nur für die Anwendung auf mittlere Verhältnisse, d. h. mittlere Gefälle und Wassermengen geeignet; für große Wassermengen würden sich zu große Radhalbmesser und für kleinere Wassermengen zu kleine Radhalbmesser ergeben. Auch müssen große Turbinen von über 1 Meter Durchmesser mehr als 12 Leitschaufeln mit entsprechenden Radschaufeln haben und es müssen die Schaufeln dünner werden als $\frac{1}{40}$ R. Die nachfolgende Tabelle III giebt die Werte der Konstruktionsgrößen der Turbinen für große Wassermengen an und zwar für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 18$ mit Schaufeldicken, die dem Werte von $v_4 = \frac{1}{50}$ entsprechen, sowie für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 24$ mit Schaufeldicken, die dem Werte von $v_4 = \frac{1}{60}$ entsprechen.

Für große Gefälle dagegen ist es, um einen größeren Halbmesser R und weniger Umdrehungen zu erhalten, passender für u_4 einen größeren Wert als $\frac{2}{3}$ anzunehmen.

Man nehme daher für solche Turbinen $n_0 = 12$; $u_4 = \frac{5}{6}$ und

$$o = \frac{n_0}{n_1} = \frac{12}{19}.$$

Dabei ergiebt sich der Wert von m zu 0,999 oder rund $= 1$.

Die erforderlichen Konstruktionsgrößen für diese Turbinengattung sind auf Tafel III angegeben. Es ist dabei immer noch volle Beaufschlagung vorausgesetzt.

Für noch größere Gefälle und kleinere Wassermengen liefern auch diese Konstruktionsverhältnisse noch zu kleine Durchmesser und zu große Umdrehungszahlen und man wendet daher in diesen Fällen Partialturbinen an, bei welchen das Wasser nur auf einem Teile des Radumfanges in das Laufrad eintritt.

Eine solche Turbine wird genau so berechnet und konstruiert, wie eine Vollturbine für eine xmal größere Wassermenge bei demselben Gefälle, wobei x ausdrückt, wie viel mal größer der ganze Radumfang sein soll als der beaufschlagte Teil desselben.

Nr.	m	u_4	v_4	o	n_0	n_1	a	β	y	k $v = k\sqrt{2gh}$	f $R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	p $n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	$\mathfrak{p}$ $n = \frac{\mathfrak{p}\sqrt{h}}{R}$	q_1 $a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	q_2 $a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	q_1 $a_0 = a_1 = q_1 R$	q_2 $a_2 = q_2 R$
1. Turbinen für große Wassermengen.																	
A_1	0,917	2/3	1/40	0,6	12	20	14°10′	156°0′	29°0′	0,404	0,637	57,3	36,5	0,052	0,065	0,082	0,102
B_1	0,916	2/3	1/50	0,6	18	30	14°30′	155°20′	29°0′	0,405	0,646	56,6	36,5	0,034	0,042	0,053	0,065
C_1	0,916	2/3	1/60	0,6	25	40	14°30′	155°20′	29°0′	0,405	0,660	55,4	36,5	0,025	0,031	0,038	0,047
2. Turbinen für hohe Gefälle.																	
A_2	0,999	5/6	1/40	0,632	12	19	14°10′	157°30′	30°0′	0,386	0,833	38,0	31,7	0,076	0,105	0,090	0,126
3. Partialturbinen.																	
A_3	1	5/6	1/40	0,632	12,64	20	14°10′	157°10′	30°0′	0,387	0,835	38,0	31,7	0,072	0,099	0,087	0,119
B_3	1	5/6	1/50	0,632	18,96	30	14°10′	157°40′	30°0′	0,387	0,860	36,9	31,7	0,047	0,065	0,054	0,076
C_3	1	5/6	1/60	0,632	25,28	40	14°10′	157°10′	30°0′	0,387	0,878	36,1	31,7	0,034	0,049	0,039	0,055

Für solche Turbinen ist immer $m = 1$ zu wählen und es wird passend $u_4 = \frac{5}{6}$ angenommen, wobei die Schaufeldicke dem Werte $v_4 = \frac{1}{40}$ bis $\frac{1}{60}$ für $n_1 = 20$ bis 40 zu entsprechen hat.

Es sei für $n_1 = 20$ der Wert von $v_4 = \frac{1}{40}$
„ „ „ $n_1 = 30$ „ „ „ $v_4 = \frac{1}{50}$
„ „ „ $n_1 = 40$ „ „ „ $v_4 = \frac{1}{60}$

wobei $0 = 0{,}632$ für alle drei Fälle.

Die dritte Abteilung der Tabelle III enthält für die verschiedenen Werte von n_1 und für gleich dicke Leit- und Radschaufeln die sich ergebenden Konstruktionsgrößen der Partialturbinen.

§ 101.

Bemerkungen des Verfassers (G. Meißner) zu der Rittingerschen Turbinentheorie.

Die Rittingersche Theorie der Turbinen mit und ohne Saugrohr bietet in ihrer Vollständigkeit und mit ihren für die Zwecke der Praxis so bequem zusammengestellten numerischen Werten der Hauptkonstruktionsgrößen manches Interessante dar und ist von bleibendem Werte für den Turbinenkonstrukteur, wenn auch nach den von Rittinger gewählten numerischen Verhältnissen heutzutage wohl nur noch wenige Motoren gebaut werden dürften.

Neben den Redtenbacherschen Resultaten für den Turbinenbau können wohl die Rittingerschen als diejenigen bezeichnet werden, welche den Praktiker noch am meisten über die einschlägigen Verhältnisse ins Klare stellen und überhaupt die praktische Anwendung der theoretischen Ergebnisse am meisten berücksichtigen.

Rittingers Buch würde jetzt noch vorzüglich brauchbar sein, wenn bei der Entwickelung der Theorie nicht das Verhältnis $o = \frac{a_0}{a_1}$ der Leit- und Radschaufelzahlen als maßgebend für den Reaktionsgrad des Motors zu Grunde gelegt worden wäre.

So richtig die gegebenen Entwickelungen und Resultate einerseits sind, so sehr schränkt andererseits diese Entwickelungsmethode den Konstrukteur bei der Wahl der willkürlichen Größen in so enge Grenzen ein, daß man bei der jetzigen Lage des Turbinenbaues vollständig auf die Benutzung der Rittingerschen Resultate verzichten muß.

Der Wert des hydraulischen Wirkungsgrades muß heutzutage bei einer Turbine wesentlich größer als 0,75 sein und soll bis auf 0,80 und 0,85 steigen,

wobei die Druckhöhe für w nicht kleiner zu sein braucht als $\sqrt{0{,}05 \cdot 2\,g\,h}$, oder m_2 nicht kleiner als 0,05.

Die Durchmesser der Turbine werden größer gewählt und die Kranzbreite kleiner im Verhältnis zum Halbmesser des Rades.

Ferner wird die Schaufelzahl von Lauf- und Leitrad in allen Fällen entweder ganz oder nahezu gleich groß angenommen und werden dagegen eher die Schaufeldicken ungleich gemacht; wobei die richtigen Querschnittsverhältnisse der Kanäle durch eine entsprechende Wahl des Reaktionsgrades hervorgebracht werden, wobei die Schaufelzahl eine untergeordnete Größe bildet, die den jeweiligen Reinheitsgraden des Wassers und den verschiedenen Anschauungen der Konstrukteure entsprechend kleiner oder größer gewählt werden kann.

Der Mangel dieser freien Wahl bildet die schwache Seite der Rittingerschen Resultate.

Die interessante Turbinenvarietät mit *gleich großen horizontalen Kanalweiten* ist bisher *einzig* von Rittinger behandelt worden, allerdings ohne daß die wichtigen Eigenschaften derselben für die reinen Aktionsturbinen hervorgehoben worden sind.

Wenn man nämlich von der seitlichen Ausweitung der Radkanäle absieht, so ist die Schaufelform dieser Varietät eigentlich die richtigste, (für eine reine Aktionsturbine mit geformtem (begrenztem) Strahl) weil das Wasser in zur Spaltenebene parallelen Schichten in das Laufrad eintritt und die Nebenhindernisse dann am kleinsten ausfallen, wenn die Wasserschichten ihre ursprüngliche Lage (parallel der Radebene) beibehalten können; denn nur in diesem Falle treten die gleichzeitig ins Laufrad eintretenden Wasserteilchen auch gleichzeitig aus dem Rade heraus und beschreibt jedes Wasserteilchen genau die gleiche Kurve.

Rittinger hat auch zuerst auf die Konstruktion der Turbinen mit Rückschaufeln mit gleicher normaler Kanalweite (nach Fig. 6 Tafel 24) aufmerksam gemacht, hat indessen allerdings nicht den Umstand hervorgehoben, daß derart konstruierte reine Aktionsturbinen auch im Unterwasser eingetaucht eine gute Wirkung geben, weil das Wasser die Kanäle gerade vollständig ausfüllt.

Auf diese wertvolle Eigenschaft ganz besonders aufmerksam gemacht zu haben ist *Hänels* Verdienst.

§ 102.

Redtenbachers Turbinentheorie.

A. Jonvalturbinen.

Behält man die Bedeutungen von Q h a β y U u u_1 w v Δ s wie in § 100 bei und nennt man ferner

R R_1 und R_2 den mittleren, den äußeren und den inneren Halbmesser der Turbine,

i und i_1 die Anzahl der Leit- und Radkanäle,

s_1 und s_2 die normalen Weiten der Laufradkänäle an der unteren und oberen Radebene,

Δ_1 und Δ_2 die Summe der normalen Weiten an der unteren und oberen Radebene,

v_1 und v_2 die Umfangsgeschwindigkeit am äußeren und inneren Radumfange,

E und E_1 die Dicke der Leit- und Laufradschaufeln,

g das Gewicht von 1 Kubikmeter Wasser = 1000 Kilogramm,

z die Höhe des Turbinenrades,

h_1 die Höhe des Mittelpunktes der Einlaßklappe über dem Spiegel des Unterwassers,

h_2 die Höhe des Mittelpunktes der unteren Ausflußöffnung des Saugrohres unter dem Spiegel des Unterwassers,

h_3 Abstand der unteren Laufradebene über dem Unterwasserspiegel,

A den Druck einer Atmosphäre auf einen Quadratmeter Fläche,

A_2 und A_3 Druck per Quadratmeter in der Spalte und unmittelbar unter dem Laufrade,

k und k_1 die Kontraktionskoeffizienten für den Ausfluß des Wassers aus den Leit- und Laufradkanälen.

1. Bedingungen des vorteilhaftesten Effektes.

Unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist

$$\frac{U^2}{2g} = h - h_3 - z + \frac{A}{g} - \frac{A_2}{g}.$$

Der stoßlose Übertritt im Laufrade bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \text{ und } \frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin\beta}.$$

Es ist auch $u^2 = v^2 + U^2 - 2\,v\,U \cos a$

sowie

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \frac{A_2}{g} - \frac{A_3}{g} + z \text{ und } w^2 = u_1^2 + v^2 - 2\,u_1\,v \cos y.$$

Für eine vorteilhafteste Wirkung muß w so klein als möglich sein, was dann der Fall ist, wenn $y = 0$ oder doch ein sehr kleiner Winkel ist.

Ist dieses letztere aber der Fall, so ist $u_1 = v$.

Da Winkel y niemals $= 0$ werden kann (da man sonst keinen Ausflußquerschnitt erhält), so ist die Annahme $u_1 = v$ immerhin nur eine Annäherung an die Wirklichkeit und somit auch alle aus dieser Annahme folgenden Resultate.

Wegen Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist

$$\frac{A_3}{g} + h_3 = \frac{A}{g}.$$

Da der Druck A_2 nie negativ werden kann, so darf h_3 nie größer als $\frac{A_2}{g}$ sein.

2. Bestimmung der Unbekannten.

Durch Verarbeitung der obigen, der maximalen Leistung entsprechenden Bedingungsgleichungen erhält man nun:

$$U = \sqrt{g\,h \frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

$$u = \sqrt{g\,h \frac{\sin^2 a}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

$$v = \sqrt{g\,h \frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin\beta}}.$$

Es ist nun:

$$\frac{A_2}{g} = h\left(1 + \frac{1}{2}\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}\right) - h_3 - z + \frac{A}{g}.$$

Da das Wasser alle Kanäle vollständig ausfüllen muß, ist

$$\Delta = \frac{Q}{U\,k}; \quad \Delta_1 = \Delta \frac{U\,k}{u}; \quad \Delta_2 = \Delta \frac{U\,k}{u_1\,k_1}.$$

Die oben gefundenen Werte für Δ sind aber noch nicht richtig, weil ein Teil von Δ durch die Radschaufelkanten verdeckt wird.

Ist $\frac{2R\pi}{i}$ die Schaufelstellung des Leitrades, so ist die mittlere normale Weite eines Kanales $\frac{2R\pi}{i} \sin a - E$ und da die radiale

Dimension eines Kanales $= R_1 - R_2$ ist, so ist der Querschnitt eines Kanales gleich

$$(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right)$$

und die Summe aller Querschnitte ist gleich

$$\Delta = i(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right).$$

Allein von dieser Weite Δ wird ein Teil durch die unter dem Leitrade vorbeigehenden Schaufelkanten des Laufrades verdeckt.

Jede Schaufel des Laufrades versperrt nämlich durch ihre Dicke E_1 und Breite $R_1 - R_2$ die normale Ausflußweite des Leitrades um den Betrag $E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2)$ und es ist daher die totale Verengung gleich

$$i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der wirkliche freie Ausflußquerschnitt Δ ist daher

$$\Delta = i(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right) - i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der Wert von s_1 ergiebt sich zu

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin a}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R} + \frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin \beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin \beta}{\sin(a+\beta)}.$$

Aus obigen Ergebnissen leitet Redtenbacher nun folgende Konstruktionsregeln für die Jonval-Turbinen ab.

3. Allgemeine Konstruktionsregeln für den Bau der Jonval-Turbinen.

a) Als Wirkungsgrad einer Jonval-Turbine giebt Redtenbacher 65 bis 75 % und im Mittel 70 % an, so daß $\frac{N\,n}{N\,a} = 0{,}7$.

b) Daraus ergiebt sich die bei einem gegebenen Gefälle h für eine bestimmte Leistung erforderliche Wassermenge

$$Q = \frac{75}{700}\frac{N\,n}{h} = 0{,}107\frac{N\,n}{h}.$$

c) Die Winkel a und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich angenommen werden und man darf im Mittel setzen: $a = 24^0$. $\beta = 66^0$.

d) Der Kontraktionskoeffizient k ist $= 1$ zu setzen, d. h. es findet beim Austritte aus dem Leitrade keine Kontraktion statt, vorausgesetzt,

daß (wie immer der Fall sein soll) die unteren Enden der Leitschaufeln gradlinig und einander parallel gemacht seien.

e) Der Kontraktionskoeffizient k_1 ist $= 0{,}9$ zu setzen, da das Wasser das Laufrad mit schwacher Konvergenz verlassen darf.

f) Die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus den Leitkanälen austritt, darf ohne Korrektur der theoretischen Geschwindigkeit gleich gemacht werden und es ist daher

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a\,\sin(a+\beta)}}.$$

g) Das Verhältnis zwischen den Radhalbmessern kann genommen werden:

$$R_2 = \tfrac{2}{3}\,R_1 \cdot R = \tfrac{5}{6}\,R.$$

h) Für die mittlere Anzahl der Leitschaufeln kann man wählen:

$$i = 16.$$

Die Anzahl der Laufradschaufeln darf größer sein und man kann im Mittel setzen:

$$i_1 = 24.$$

i) Die Mitteldicke der Leit- und Laufradschaufeln kann passend gewählt werden zu

$$E = E_1 = \tfrac{1}{40}\,R = 0{,}025\,R.$$

k) Der äußere Halbmesser des Rades ist zu nehmen:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin a\left(1-\frac{i}{2\pi\sin a}\frac{E}{R}\right)\left(1-\frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{E_1}{R}\right)}\right\}}.$$

l) Die untere normale Weite der Leitkanäle am mittleren Radumfange ist nun:

$$s = R\left(\frac{2\pi\sin a}{i} - \frac{E}{R}\right).$$

m) Die untere normale Weite der Radkanäle (Laufrad) wird

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi\sin a}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R} + \frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)}.$$

n) Die vorteilhafteste Umfanggeschwindigkeit am mittleren Radumfange wird:

$$v = 0{,}774\sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\,\cos a}}.$$

Dabei ist der Koeffizient 0,774 die erfahrungsgemäß nötige Korrektur des theoretischen Wertes von

$$v = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\,\cos a}}.$$

o) Die vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute wird:

$$n = 9{,}55 \frac{v}{R}.$$

p) Die Höhe des Leitrades nehme man $= 0{,}6\,R$. Die Höhe des Laufrades nehme man $= 0{,}5\,R$.

q) Den Abstand beider Räder $= \frac{1}{50} R$ (so klein als es die Ausführung erlaubt).

r) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgiebt:

$$= R_1 + \frac{R}{50} + \text{Kranzdicke am äußeren Umfange.}$$

s) Die Höhe der Ausflußöffnung aus dem Abflußrohre $= \frac{1}{2} R_1$.

t) Die Breite des Ablaufkanales bei der Turbine $= 4\,R_1$.

4. Spezielle Konstruktionsregeln für Jonval-Turbinen für mittlere Gefälle und Wassermengen.

Wenn das Gefälle nicht zu groß und die Wassermenge nicht zu klein ist, wenn man es somit mit mittleren Verhältnissen zu thun hat, so kann man für die willkürlichen Größen die oben angegebenen Werte wählen und man erhält dann zur Berechnung aller Hauptdimensionen einer Jonval-Turbine folgende praktische Konstruktionsregeln:

a) Wassermenge, welche per Sekunde auf das Rad wirken muß, bei einem Wirkungsgrade von 70 % . . . . . $Q = 0{,}107 \frac{N n}{h}$.

b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene . . . . . $a = 24^0$.

c) Mittlerer Winkel der Laufradschaufeln mit der oberen Radebene . . . . . $\beta = 66^0$.

d) Kontraktionskoeffizienten . . . . . $k = 1;\ k_1 = 0{,}90$.

e) Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade . $U = 0{,}707 \sqrt{2 g h}$.

f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16$.
„ „ Radschaufeln . . . . . $i_1 = 24$.

g) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . . $E = E_1 = \frac{R}{40}$.

h) Äußerer Halbmesser der Turbine . . . . $R_1 = 1{,}380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$.

Innerer „ „ „ . . . . $R_2 = \frac{2}{3} R_1$.
Mittlerer „ „ „ . . . . $R = \frac{5}{6} R_1$.

i) Normale Weite der Leitkanäle am Austritte $s = 0{,}135\ R.$
„ „ „ Radkanäle „ „ $s_1 = 0{,}080\ R.$
k) Vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange . . . . . $v = 0{,}60\sqrt{2gh}.$
l) Vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . $u = 9{,}50\frac{v}{R}.$
m) Höhe des Leitrades . . . . . $0{,}60\ R.$
„ „ Laufrades . . . . . $0{,}50\ R.$

5. Spezielle Konstruktionsregeln für Jonval-Turbinen zur Ausnutzung kleinerer Wassermengen bei größeren Gefällen.

Ist das Gefälle so groß und die Wassermenge so klein, daß die Turbine nach den vorhergehenden Regeln zu klein ausfällt und zu viele Umdrehungen machen würde, so muß für a ein kleinerer Wert und für $\frac{R_2}{R_1}$ ein größerer Wert gewählt werden und dann ergeben sich folgende einfache Regeln für die Konstruktion der Jonval-Turbinen für größere Gefälle:

a) Wassermenge, welche per Sekunde auf das Rad wirken soll . . . . . $Q = 0{,}107\frac{Nn}{h}.$
b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene . . . . . $a = 15^0.$
c) Mittlerer Winkel der Radschaufeln mit der oberen Radebene . . . . . $\beta = 60^0.$
d) Kontraktionskoeffizienten . . . . . $k = 1;\ k_1 = 0{,}90.$
e) Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkanälen . . . . . $U = 0{,}692\sqrt{2gh}.$
f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16^0.$
g) „ „ Radschaufeln . . . . . $i_1 = 24^0.$
h) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . . $E = E_1 = \frac{R}{49}.$
i) Äußerer Halbmesser der Turbine . . . . $R_1 = 1{,}966\sqrt{\frac{Q}{U}}.$
k) Innerer „ „ „ . . . . $R_2 = \frac{5}{7}R_1.$
l) Mittlerer „ „ „ . . . . $R = \frac{6}{7}R_1.$
m) Normale Weite der Leitkanäle am Austritte $s = 0{,}077\ R.$
n) „ „ „ Laufradkanäle „ „ $s_1 = 0{,}045\ R.$

o) Vorteilhafteste Geschwindigkeit am mittleren Umfange . . . . . $v = 0{,}579\sqrt{2gh}$.

p) Vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . $n = 9{,}55\frac{v}{R}$.

q) Höhe des Leitrades . . . . . $= 0{,}60\,R$.

r) „ „ Laufrades . . . . . $= 0{,}50\,R$.

s) Abstand beider Räder oder Spaltenhöhe . $= \frac{R}{50}$.

6. Partialturbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, daß selbst die Annahme $a = 15^0$ und $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässige große Anzahl Umdrehungen ergeben, so muß man sich zur Erstellung einer Partialturbine entschließen, und da eine solche als Reaktionsturbine konstruiert eine wesentlich geringere Leistung ergiebt, so wird man in einem solchen Falle besser zur Anwendung eines Tangentialrades greifen.

7. Berechnung der Leistung einer Jonval-Turbine.

Um die wirkliche Berechnung einer Jonval-Turbine mit gegebenen Dimensionen berechnen zu können, sind außer den früheren Bezeichnungen noch folgende notwendig:

O = Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser vom Turbinenrade niederstömt.

w_2 = Querschnitt der unteren Ausflußöffnung am Mantel.

y_2 = der Winkel, den die Richtung des ausfließenden Wassers mit der unteren Radebene bildet.

x = Kontraktionskoeffizient für den Austritt des Wassers unten aus dem Turbinenmantel.

$x_2 = \frac{v^2}{2gh}$.

Man berechne nun zunächst folgende Ausdrücke:

$$\Delta = \left(2R\pi\sin a - iE - i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin\beta}\right)(R_1 - R_2);$$

$$\Delta_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2);$$

$$\Delta_2 = \Delta\frac{\sin\beta}{\sin a};$$

$$m = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k}\cos a + \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2}\cos\beta;$$

$$n = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \sin a - \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \sin \beta;$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{w_2 y_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin y_2 \frac{\Delta_1 k_1}{O};$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2\right) \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2};$$

$$B = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2}{M};$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2}\right)^2 \cos^2 \beta}{M^2};$$

$$D = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für eine beliebige Geschwindigkeit des Rades:

a) das Verhältnis zwischen dem in Kilogrammmetern ausgedrückten Nutzeffekt E_n und dem absoluten Effekte 1000 Q h der Wasserkraft:

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,h} = -2\,A\,x_2 + 2\,B\sqrt{x_2 + C\,x_2^2};$$

b) das Verhältnis zwischen der Geschwindigkeit U und $\sqrt{2\,g\,h}$:

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,h}} = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k}\left(D\sqrt{x_2} + \frac{\sqrt{1 + C\,x_2}}{M}\right);$$

man findet ferner für die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit einer beliebigen Turbine

$$(x_2)\ \text{maximum} = \frac{1}{2\,C}\left\{+1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\};$$

und es ergiebt sich die maximale Leistung der Turbine

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,h}\right)\text{maximum} = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right].$$

Dabei ist zu berücksichtigen, daß in diesen Ausdrücken die Reibungsverluste nicht berücksichtigt sind, daß dieselben nicht dazu dienen, den wirklichen Effekt so zu bestimmen, daß man ihn beispielsweise garantieren kann; wohl aber läßt sich mit Hülfe dieser Ausdrücke eine jede richtig oder unrichtig konstruierte Turbine auf ihre Leistung prüfen im Verhältnis zu einer anderen richtig konstruierten Turbine, deren effektive Leistung man kennt.

B. **Fourneyronsche Turbinen** (Fig. 4, Tafel 7),

d. h. Reaktionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung.

Außer den bisherigen Bezeichnungen, welche sämtlich ihre Bedeutung beibehalten, bedeutet noch:

a der Winkel, den die mittlere Richtung m k (Fig. 4 Tafel 7) des aus dem Leitrade fließenden Wassers mit dem inneren Umfange des Laufrades bildet;

a_1 der Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den äußeren Radumfang schneiden;

β der Winkel der Laufradschaufeln mit dem inneren Radumfange;

γ der Winkel, welchen die mittlere Richtung des aus dem Laufrade fließenden Wassers mit dem äußeren Radumfange bildet;

R_2 der innere Halbmesser des Laufrades;

R_1 der äußere Halbmesser des Laufrades;

δ_1 die Höhe des Rades, d. h. der lichte Abstand der Radkronen;

v_2 die vorteilhafteste Geschwindigkeit am inneren Radumfange;

v_1 die vorteilhafteste Geschwindigkeit am äußeren Radumfange;

$\Delta\Delta_1\Delta_2$ die Summe der normalen Querschnitte am Austrittleitrade, Austrittlaufrade und Eintrittlaufrade;

$k\,k_1$ wie früher, die Kontraktionskoeffizienten für den Ausfluß aus Leit- und Laufrad;

h_2 die Tiefe der Tauchung des Rades, d. h. der Abstand der Mittelpunkte der Ausflußöffnungen des Laufrades unter dem Unterwasserspiegel.

1. Entwickelung der Theorie.

Da das Wasser die Kanäle überall ausfüllen muß, ist

$$Q = \Delta\, U\, k = \Delta_1\, u_1\, k_1 = \Delta_2\, u.$$

Indem man vorläufig von den Nebenhindernissen absieht, so erfolgt der Austritt des Wassers aus dem Leitapparate wie aus einer unter Wasser befindlichen Öffnung, deren Mittelpunkt in einer Tiefe $\frac{A}{1000} + h + h_2$ unter dem oberen und in einer Tiefe $\frac{A_2}{1000}$ unter dem unteren Wasserspiegel sich befindet.

Es ist daher:

$$U = \sqrt{2g\left(\frac{A}{1000} + h + h_2 - \frac{A_2}{1000}\right)}$$

oder

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{(A - A_2)}{1000} + h + h_2 .$$

Der stoßfreie Übertritt vom Leitrade ins Laufrad bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin [\pi - (a + \beta)]}{\sin \beta};$$

und es ist:

$$v^2 = v_2{}^2 + U^2 - U\, v_2 \cos a$$

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin (a + \beta)}{\sin \beta};$$

$$u^2 = v_2{}^2 + U^2 - 2\, v_2\, U \cos a .$$

Während des Durchflusses durch das Laufrad wird das Wasser auch durch die Zentrifugalkraft beschleunigt. Die Arbeit der Zentrifugalkraft auf das Wasser ist

$$\frac{1000\, Q}{2g} (v_1{}^2 - v_2{}^2) .$$

Am inneren Umfange des Rades herrscht eine Pressung A_2; am äußeren Umfange wirkt ein Druck $A + 1000\, h_2$. Das Wasser wird somit durch die Differenz dieser Pressungen herausgetrieben und außerdem durch die Zentrifugalkraft beschleunigt und es ist daher:

$$\frac{1000\, Q}{2g} (u_1{}^2 - u^2) = 1000\, Q \left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2 \right) + 1000 \frac{Q}{2g} (v_1{}^2 - v_2{}^2);$$

oder

$$u_1{}^2 - u^2 = 2g \left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2 \right) + (v_1{}^2 - v_2{}^2) .$$

Die vorteilhafteste Wirkung würde erhalten, wenn $w = 0$ und somit $y = 0$; oder da dies unmöglich ist, wenn diese Größen sehr klein sind.

Damit dies letztere der Fall sei, muß die Richtung von w radial sein und es kann sodann $u_1 = v_1$ gesetzt werden.

Aus den obigen Verhältnissen ergiebt sich nun durch einfache weitere Verarbeitung derselben

$$o = 2\, g\, h - 2\, v_2\, U \cos a$$

und es wird

$$U = \sqrt{g\, h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}};$$

$$v_2 = \sqrt{g\, h \frac{\sin (a + \beta)}{\cos a \sin \beta}};$$

$$u = \frac{\sin a}{\sin \beta} \sqrt{g\,h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}}.$$

Die obigen Gleichungen enthalten neun unbestimmte Größen, von welchen a und β gewählt werden können, wonach sich alle unbekannten Werte berechnen lassen.

Die Winkel a y β sind nur innerhalb gewisser Grenzen willkürlich; sie müssen nämlich so gewählt werden, daß die betreffenden Ausdrücke endliche reelle positive Werte geben. Dies ist dann der Fall, wenn $a < 90^0$ und $a + \beta\, 180^0$ genommen wird.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so ergiebt sich für $\Delta 1_1$ ein negativer Wert.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta < 180^0$ genommen, so wird U und v_2 imaginär und Δ_1 wird positiv unendlich.

Wird endlich $a < 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so wird U und v_2 imaginär und Δ_1 negativ.

Die verschiedenen Anordnungen, welche man für verschiedene Werte von a und β erhält, lassen sich in drei Klassen einteilen:

a) Die erste Klasse mit $2a + \beta < 180^0$ erhält $U < \sqrt{2gh}$
$A_2 > A + 1000\, h_2$,

denn es ist:

$$\frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)} = < 2.$$

b) Die zweite Klasse mit $2a + \beta = 180^0$ erhält $U = \sqrt{2gh}$
$A_2 = A + 1000\, h_2$,

denn es ist:

$$\frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)} = 2.$$

(Bei diesen Turbinen wirkt das Wasser durch reine Aktion.)

c) Die dritte Klasse mit $2a + \beta > 180^0$ erhält $U > \sqrt{2gh}$
$A_2 < A + 1000\, h_2$,

weil $\frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)} > 2$ ausfällt.

In diesem letzteren Falle strömt daher das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, welche größer ist als $\sqrt{2gh}$.

Es ist indessen nicht ratsam, diese letzteren Verhältnisse zu wählen, weil die Nebenhindernisse zu groß ausfallen.

2. Bestimmung der Unbekannten und willkürlichen Größen.

a) Durch Vergleichung ausgeführter Turbinen leitete Redtenbach zur Bestimmung des Durchmessers der Turbine eine Regel ab, nämlich

$$R_2 = 0{,}538 \sqrt{Q}.$$

b) Für die Winkel a und β haben sich folgende Werte als passend ergeben:

$$a = 30^0; \qquad \beta = 60 \text{ bis } 90^0.$$

Bei den von Fourneyron konstruierten Turbinen war jederzeit $\beta = 90^0$.

c) Für das Verhältnis $\frac{R_1}{R_2}$ wählt man passend:

$$\text{für } \beta = 90^0 \text{ wird } \frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{4{,}405}{\sqrt[3]{R_2}};$$

$$\text{für } \beta = 60^0 \text{ wird } \frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}27}{\sqrt[3]{R_2}}.$$

Bei den von Fourneyron konstruierten Turbinen war gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2} = 1{,}4$ bis $1{,}5$.

d) Anzahl der Leitschaufeln = 24 bis 30,
" " Radschaufeln = 30 " 36.

e) Die äußere normale Weite s_1 der Radkanäle wird aus dem folgenden Ausdrucke berechnet:

$$\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (a + \beta)}.$$

f) Die Höhe der Radkanäle ergiebt sich zu $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$.

g) Die Werte von s erhält man bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates.

h) Der Koeffizient k wird je nach der Form des Leitkanales $k = 0{,}9$ bis 1.

i) Die Ausflußgeschwindigkeit U wird berechnet nach dem Ausdrucke

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}};$$

oder für $\beta = 90^0$ ist $U = \frac{\sqrt{g h}}{\cos a}$.

k) Wenn die Wassermenge veränderlich ist, so muß das Laufrad mit einer oder auch mit zwei Zwischenkronen versehen werden, so daß das

Rad in der Höhe in drei Abteilungen geteilt wird, von welchen nach Belieben eine oder zwei geschlossen werden können.

l) Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit ergiebt sich erfahrungsmäßig kleiner als die theoretische und zwar zu

$$v_2 = \sqrt{g h \frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin \beta}} \times 0{,}707,$$

worin 0,707 den Korrektionskoeffizienten bezeichnet.

m) Die Anzahl Umdrehungen wird sodann

$$n = 9{,}548 \frac{v_2}{R_2} = 9{,}548 \frac{v_1}{R_1}.$$

3. Praktische Regeln zur Berechnung der Fourneyronschen Turbinen.

Aus den obigen allgemeinen Formeln ergeben sich nun folgende einfache Regeln zur Berechnung der Fourneyronschen Turbinen:

a) Wassermenge, welche per Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{,}107 \frac{N n}{h}.$$

b) Innerer Halbmesser des Turbinenrades:

$$R_2 = 0{,}538 \sqrt{Q}.$$

c) Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

bei kleinen Turbinen $a_1 = 15^0$,
bei größeren „ $a_1 = 24^0$.

d) Krümmungshalbmesser für die Leitkurven (Fig. 4 Tafel 3)

$$r = 0{,}50 R_2.$$

e) Metalldicke der Leitschaufeln 0,003 bis 0,004 Meter.

f) Metalldicke des Schützenmantels 0,01 bis 0,015 Meter.

g) Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem inneren Umfange des Rades 0,001 bis 0,005 Meter.

h) Anzahl der Leitkurven $i = 24$ bis 30.

i) Sind die vorstehenden Größen berechnet, so wird das Rad aufgezeichnet und man erhält sodann aus der Zeichnung den Winkel a und die normale Weite s.

k) Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\beta = 60 \text{ bis } 90^0.$$

l) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Leitkanäle verläßt:

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}}.$$

m) Höhe des Turbinenrades $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$,

wobei k folgenden Wert erhält:

für $a_1 = 15^0$ wird $k = 0{,}90$,
für $a_1 = 24^0$ wird $k = 0{,}95$.

n) Verhältnis zwischen dem äußeren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}0045\, \beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}.$$

o) Anzahl der Radkurven $i_1\, 1 = 1{,}2\, i \sin \beta$.
Metalldicke der Radkurven 0,004 bis 0,006 Meter.

Die Radkurven können (Fig. 4 Tafel 7) aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	für $\beta = 60^0$	für $\beta = 90^0$
erster Krümmungshalbmesser	$= 0{,}45\, R_2$	$0{,}36\, R_2$
zweiter „ „	$= 0{,}59\, R_2$	$0{,}50\, R_2$.

Diese Krümmungshalbmesser sind nur dann richtig, wenn die Radkurven den äußeren Umfang unter einem Winkel schneiden, welcher nicht weit von 15° entfernt ist.

p) Äußere Weite der Laufradkanäle:

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (a + \beta)}; \text{ wobei } k_1 = 1{,}90.$$

q) Vorteilhafteste Geschwindigkeit am inneren Radumfange:

$$v_2 = 0{,}707 \sqrt{g h \frac{\sin (a + \beta)}{\sin \beta \cos a}}.$$

r) Vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute:

$$n = 9{,}548 \frac{v_2}{R_2}.$$

4. Resultate einer vollständigen Theorie.

In seinem großen Werke „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder" hat Redtenbacher die nachfolgenden Resultate erhalten, welche über die Eigenschaften der Turbinen bemerkenswerte Aufschlüsse geben, die mit der Erfahrung in allen Teilen vollständig übereinstimmen und eine

genaue Beurteilung einer jeden, gut oder fehlerhaft konstruierten Turbine ermöglichen.

Bezeichnet man mit v_1 die Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Radumfange, mit $y = \frac{E n}{1000 Q h}$ das Güteverhältnis der Turbine, mit A B C D m und n gewisse komplizierte Ausdrücke, welche von den Abmessungen der Turbine abhängen, aber weder y noch v_1 enthalten, ferner mit x den Wert $\frac{v_1^2}{2 g h}$, so ergeben sich folgende 2 sowohl für Jonval- als auch für Fourneyronsche Turbinen geltende Ausdrücke:

a) $$y = -2Ax + 2B\sqrt{x + Cx^2}.$$

b) $$\frac{U}{\sqrt{2gh}} = \frac{\varDelta_1 k_1}{\varDelta k}\left(D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + Cx}{1 + m^2 + n^2}}\right).$$

Die erste dieser beiden Gleichungen zeigt, wie bei jeder Turbine der Wirkungsgrad y von der Umfangsgeschwindigkeit abhängt.

Der zweite Ausdruck giebt für jede beliebige Umfangsgeschwindigkeit die Ausflußgeschwindigkeit U an und zwar für eine beliebig richtig oder unrichtig konstruierte Turbine.

Betrachtet man x und y als die Koordinaten eines rechtwinkligen Koordinatensystems, so stellt die Gleichung a) eine Ellipse dar, deren Peripherie durch den Anfangspunkt der Koordinaten geht (Fig. 15 Tafel 35).

Es ist O p = x; m p = y.

Die Ellipse schneidet die Abszissenlinie 2 mal, bei O, bei n, d. h. das Güteverhältnis verschwindet (der Effekt ist gleich Null) für x = Null und für x = O n. Bei x = Null ruht die Turbine, was dann der Fall ist, wenn ihr ein Widerstand aufgebürdet wird, den sie nicht zu überwinden vermag.

Wenn x = O n wird, so ist y = Null. Diesen Wert von x erhält man aus Gleichung a), wenn man y = 0 setzt und x nicht gleich Null nimmt und es wird

$$x = O n = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C}.$$

Diese Geschwindigkeit ist diejenige, welche eintritt, wenn die Turbine leer läuft und das Wasser doch voll auf den Motor einwirkt.

Zwischen diesen beiden kleinsten und größten Werten x = 0 und x = O n giebt es einen gewissen Wert von x = O p_1, für welchen y einen größten Wert y = m_1 p_1 erhält.

Dies ist die für die Turbine vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit.

Berechnet man für irgend eine Turbine der numerischen Wert von y, indem man für x Werte annimmt, die von dem vorteilhaftesten Werte $x = O p_1$ nicht gar zu viel abweichen, so findet man stets Werte, die von dem größten Werte $m_1 p_1$ nicht viel verschieden sind. Es folgt hieraus in Übereinstimmung mit allen Bremsversuchen, daß sich der Nutzeffekt einer Turbine nicht viel ändert, wenn die Geschwindigkeit derselben auch ziemlich viel von der vorteilhaftesten Geschwindigkeit abweicht.

Berechnet man für irgend eine spezielle Turbine die Werte $O p_1$ und $O n$, so findet man stets, daß die dem Leergange entsprechende Geschwindigkeit genau oder nahezu doppelt so groß ist als die vorteilhafteste Geschwindigkeit, was auch durch die Bremsversuche vollkommen bestätigt wird.

Für die Berechnung der vorteilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit (x) maxim. $= O p_1$ erhält man folgenden Ausdruck:

$$(x)\ \text{maxim.} = O p_1 = \frac{1}{2C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

und für die größte Leistung $y = m_1 p_1$, welche die Turbine bei der obigen Geschwindigkeit entwickelt

$$y = m_1 p_1 = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right].$$

C. Tangentialräder.

1. Theorie der Tangentialräder mit innerer Beaufschlagung.

Es wird angenommen, daß das Rad nicht im Wasser watte und daher auch an der Stelle des Wassereintrittes ins Laufrad der äußere Atmosphärendruck herrsche.

Es ist sodann:

$$\frac{U^2}{2g} = h \text{ und } U = \sqrt{2gh}.$$

Die Bedingung, daß das Wasser die Kanäle ausfüllt, ist:

$$Q = \Delta U k = \Delta_2 u = \Delta_1 u_1 k_1.$$

Die Bedingungen, daß das Wasser ohne Stoß ins Rad eintrete, sind:

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin (a + \beta)}{\sin}.$$

Auch ist:

$$u^2 = U^2 + v_2^2 - 2 U v_2 \cos a.$$

Für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich die derselben entsprechende Druckhöhe:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

in welchem Ausdrucke der Wert $\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$ die Beschleunigung durch die Zentrifugalkraft bezeichnet.

Für das Maximum des Effektes wäre: $y = a$ und $u_1 = v_1$, woraus folgt:

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a} \text{ und } \sin a = \sin(a + \beta)$$

$$\text{daher } \beta = 180 - 2a.$$

Bezeichnet nun p das Verhältnis des inneren Radumfanges zu dem beaufschlagten Teil dieses Umfanges, so ist annähernd, wenn man eine durchweg gleiche Höhe δ der Leit- und Laufradkanäle voraussetzt:

$$\Delta = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin a \, \delta; \quad \Delta_2 = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \, \delta; \quad \Delta_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin y \, \delta.$$

Es wird sodann:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin a \, U k} \left(\frac{R_2}{\delta}\right)}.$$

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

Für $\frac{R_2}{R_1}$ kann man passend wählen $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$.

" k u. k_1 " " " " $k = k_1 = 0{,}9^0$.

" y " " " " $y = 15$ bis 20^0.

" p " " " " $p = 4$ bis 5.

" δ " " " " $\delta = \frac{1}{4} R_2$.

Für die Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50 R_2$.

" " " " Umdrehungen wird $u = 9{,}548 \frac{v_2}{R_2}$.

2. Theorie und Konstruktion des Tangentialrades mit äußerer Beaufschlagung.

Die Bedingungsgleichungen sind: $U = \sqrt{2 g h}$.

$U = \Delta \, U k = \Delta_1 u_1 = \Delta_2 u k_2$.

$$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \quad \frac{v_1}{U} = \frac{\sin(\beta - a)}{\sin \beta}; \quad u_1^2 = v_1^2 + U^2 - 2 v_1 U \cos a.$$

$u^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2)$; $u = v_2$; $y = o$.

$$\Delta = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin a \, \delta; \quad \Delta_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \beta \, \delta.$$

$$\Delta_2 = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin y \, \delta.$$

Aus obigen Beziehungen folgt: $u_1 = v_1$ und $u_1 = \frac{U}{2 \cos a}$;

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin a \, U k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)};$$

$$\sin 2 a = \sin y \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \left(\frac{k_2}{k}\right).$$

Hieraus lassen sich folgende praktische Regeln für den Bau solcher Tangentialräder ableiten:

a) Verhältnis der Halbmesser: $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$ bis $\frac{4}{5}$.

b) Winkel $y = 15^0$ bis 20^0.

c) $\frac{k_2}{k} = 1$.

d) $\sin \beta = \sin y \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{k_2}{k}$.

e) $a = \frac{1}{2} \beta$.

f) Verhältnis p zwischen dem ganzen äußeren Umfange und dem beaufschlagten Teile dieses Umfanges
$p = 4$ bis 5, wenn nur 1 Einlauf angebracht wird;
$p = 3$ „ 4, wenn 2 Einläufe angebracht werden.

g) Höhe des Rades $\delta = \frac{1}{4} R_1$.

h) $U = \sqrt{2 g h}$.

i) Äußerer Halbmesser des Rades

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2 \pi \sin a \, k} \frac{R_1}{\delta}};$$

wobei k in der Regel $= 1$ gesetzt werden kann.

k) Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Radumfange

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

l) Vorteilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute

$$n = 9{,}548 \frac{v_1}{R_1}.$$

m) Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50 R_1$.

n) Nutzleistung 70 bis 75 Prozent des theoretischen Effektes.

§ 103.

Bemerkungen des Verfassers (G. Meißner) zur Redtenbacherschen Turbinentheorie.

Von allen bis heute erschienenen Turbinen-Theorieen hat noch keine die einschlägigen Verhältnisse für die Zwecke der Praxis in so vorzüglicher Weise klar gelegt wie die Redtenbachersche. In der That haben die Regeln dieses Verfassers über die Konstruktion der Turbinen die rasche Verbreitung der letzteren zum großen Teile mit herbeigeführt.

Der Grund hiervon liegt nicht darin, daß die Redtenbachersche Theorie vollständiger wäre als die übrigen Theorieen, er ist vielmehr darin zu suchen, daß Redtenbacher vor allem nur die praktische Anwendung seiner Theorie im Auge gehabt und sich die Mühe gegeben hat, die Resultate seiner Forschungen in einfachem Gewande als leicht zu befolgende Regeln wiederzugeben, so daß der Praktiker sogleich weiß, was er zu thun hat.

Auch abgesehen von der in seinen Regeln eingeführten Methode der Verhältniszahlen sind auch die allgemeinen Ergebnisse der Theorie in den Redtenbacherschen Werken so klar für die Anwendung zurechtgelegt, wie dies außerdem einzig noch in den Werken von Rittinger der Fall ist.

Allerdings sind Redtenbachers „spezielle Regeln" für den Bau der Turbinen schon insofern veraltet, als man heut zu Tage wesentlich größere Leistungen von einem Motor verlangt und den Wirkungsgrad durch andere Konstruktionsverhältnisse möglichst hoch zu bringen sucht.

Man wendet jetzt deshalb in der Regel größere Durchmesser und kleinere Schaufelwinkel a und y an, wobei auch die Geschwindigkeitsverhältnisse andere werden. In seinen speziellen Regeln giebt Redtenbacher für die Ausflußgeschwindigkeit U den rein theoretischen Wert (ohne Korrektur) an, während er umgekehrt für die Umfangsgeschwindigkeit nur 0,70 des theoretischen Wertes als mit der Erfahrung übereinstimmend angiebt. Dies hat sich seither als unrichtig erwiesen. Es ergiebt sich wohl für v in der Wirklichkeit ein etwas kleinerer Wert als der theoretische, es ist jedoch der Unterschied nicht so groß und es wird auch in demselben Maße U kleiner als v, d. h. dem geometrischen Verhältnisse vollkommen entsprechend.

Daß die Turbinen mit größeren Durchmessern und kleineren Schaufelwinkeln entsprechend teurer werden, als solche nach den Redtenbacherschen Regeln, ist selbstverständlich.

Außerdem aber hat der Turbinenbau seit Redtenbachers Zeiten auch

noch Fortschritte gemacht, da man heute alles anwendet, um eine möglichst vorteilhafte Ausnutzung der Wasserkräfte zu erzielen.

An Stelle der Reaktionsturbinen haben sich in den letzten 10 Jahren die Druckturbinen überall da Geltung verschafft, wo es sich um veränderliche Wassermassen bei nicht zu stark veränderlichem Unterwasserspiegel handelt und es bieten diese Motoren für solche Verhältnisse ganz wesentliche Vorteile dar.

Auch bei den Jonval-Turbinen hat man Verbesserungen angebracht, welche theoretischer Natur sind, indem man die Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen an den verschiedenen Stellen des Radhalbmessers beseitigt hat.

Infolge dieser Entwickelung des Turbinenbaues sind die Redtenbacherschen Spezialregeln nicht mehr anwendbar, wo es sich um eine Turbine handelt, welche den neuesten Anforderungen entspricht. Wohl aber sind die Resultate der Redtenbacherschen Theorie vorzüglich brauchbar, um eine beliebige, richtig oder falsch konstruierte Turbine ihrer Leistungsfähigkeit nach mit einer anderen Turbine zu vergleichen, deren Leistung bekannt ist.

§ 104.

Turbinentheorie von Wiebe.

Eine in mancher Beziehung sehr vollständige „Allgemeine Theorie der Turbinen“*) ist von Herrn Professor Wiebe in Berlin entwickelt worden.

Leider ist die Wiebesche Theorie, welche für alle Turbinensysteme, sowie auch für Zentrifugalpumpen u. s. w. Gültigkeit hat, in ihrer Allgemeinheit für die Praxis beinahe ganz unzugänglich und es ist ohne bedeutende Rauminanspruchnahme nicht möglich, von derselben einen organischen Auszug zu geben, daher hier darauf verzichtet werden muß.

Die Wiebesche Theorie ist eine ausgezeichnete theoretische Arbeit, in mehreren Beziehungen von bahnbrechender Wichtigkeit; allein dieselbe ist dem Praktiker gänzlich unverständlich.

Im Nachstehenden sollen diejenigen Hauptergebnisse der Wiebeschen Arbeit dargelegt werden, welche für die Praxis von wesentlicher Wichtigkeit sind.

1. Der relative Führungsdruck muß bei einer jeden Turbine durch eine Begrenzung des Wasserstrahles aufgehoben werden,

*) Allgemeine Theorie der Turbinen von F. H. Wiebe, Professor der königlichen Gewerbeakademie in Berlin. Verlag von Ernst & Korn.

wenn der Durchfluß des Wassers durch das Laufrad ohne Störung stattfinden soll.

Der relative Führungsdruck ist die Pressung, welche das in den Laufradkanälen befindliche Wasser auf diejenigen Begrenzungsflächen der Wasserstrahlen ausübt, welche senkrecht auf der Drehungsebene des Rades stehen. Der obige, sehr unschuldig erscheinende Satz führt zu wichtigen Konsequenzen für den Bau der Girard-Turbinen.

Der relative Führungsdruck ist nämlich nicht bei allen Druckturbinen gleich Null. Bei den Druckturbinen mit innerer oder äußerer radialer Beaufschlagung ist, sobald der Krümmungshalbmesser der Radschaufeln in der Drehungsebene liegt, kein relativer Führungsdruck vorhanden und es würde daher bei solchen Turbinen (insofern man von dem Eigengewichte des Wassers abstrahiert) gar keiner seitlichen Begrenzung des Wasserstrahles bedürfen, wenn nicht konstruktive Gründe, wie die solide Befestigung der Radschaufeln, dies als notwendig erscheinen ließen. (Anders ist es bei den Überdruck oder Reaktionsturbinen mit radialer Beaufschlagung, welche jederzeit einer geschlossenen Strahlführung bedürfen.)

Bei den Druckturbinen (Strahlturbinen) mit achsialer Beaufschlagung dagegen ist nur in dem Falle kein relativer Führungsdruck (in diesem Falle Druck auf die äußeren und inneren Umfangswände des Laufrades) vorhanden, wenn die Schaufeln zylindrische Spiralen von konstanter Steigung sind.

Da dies letztere bei einer solchen Turbine nicht der Fall sein kann, so bleibt ein relativer Führungsdruck bestehen, welcher durch den Widerstand des Mantels der Turbine aufgehoben werden muß und zwar entweder unmittelbar, wenn das betrachtete Wasserteilchen längs des Mantels sich bewegt oder mittelbar durch andere Flüssigkeitselemente, welche den Druck bis zum Mantel hin übertragen. Dies wird indessen nur dann einigermaßen vollkommen geschehen, wenn der Wasserstrahl ringsum abgeschlossen ist, so daß ein seitliches Ausweichen der Wasserteilchen nicht stattfinden kann. Im entgegengesetzten Falle bildet sich eine ganz andere relative Bahn, als die vorausgesetzte; die Wasserteilchen nehmen Radialgeschwindigkeit an und drängen sich gegen den äußeren Radumfang zu.

Aus diesen Ergebnissen zieht nun Wiebe die theoretisch durchaus richtige Schlußfolgerung, daß Druckturbinen mit achsialer Beaufschlagung ohne Begrenzung des Wasserstrahles ohne praktischen Wert sein, d. h., daß damit kaum praktisch brauchbare Erfolge erzielt werden dürften.

Wie man sieht, ist Wiebe hier und zwar als der erste auf das zentrifugale Bestreben des Wassers bei Druckturbinen mit freier Abweichung (Girard-Turbinen) aufmerksam geworden.

Die Praxis hat nun allerdings die obige theoretische Schlußfolgerung dahin berichtigt, daß das zentrifugale Bestreben des Wassers bei diesen Turbinen zwar Nachteile mit sich führt, jedoch bei weitem nicht in dem Maße, daß man von der Konstruktion solcher Turbinen Abstand nehmen müßte; abgesehen davon, daß diesem Wegfliehen des Wassers von der Achse abgeholfen werden kann.

2. *Die Oskulationsebene jedes Wasserteilchens muß sowohl mit der Zuführungsrichtung, als auch mit der Drehungsrichtung zusammenfallen, wenn der Stoßverlust des Wassers beim Eintritte in das Rad gleich Null sein soll.* Die Oskulationsebene ist diejenige Ebene, in welcher das erste Element des relativen Wasserweges liegt; das letztere muß daher in der Zuführungsrichtung liegen.

Diese Zuführungsrichtung liegt bei einer Turbine mit achsialer Beaufschlagung in der Regel parallel mit der Achse und normal zum Radius und es müßte daher bei allen achsial beaufschlagten Turbinen das erste Schaufelelement in einer Ebene liegen, welche normal zum Radius steht, wenn keine anderweitigen Ursachen vorhanden sind, welche eine Abweichung von dieser Regel notwendig machen. Diese Ursachen sind indessen bei diesen Turbinen vorhanden und führen zu der bereits behandelten neueren Konstruktion der Girard-Turbine dieser Beaufschlagungsart.

3. *Eine unter Wasser arbeitende Strahlturbine* (Druckturbine oder mit reiner Aktion arbeitende Turbine) *muß als Grenzturbine gebaut sein*, weil im anderen Falle das von außen eintretende Wasser einen störenden Einfluß auf das längs der Schaufeln hinfließende Wasser ausübt.

Dieser Satz führt zur Konstruktion der Turbinen mit gleichen normalen Kanalweiten nach Hänel (Fig. 1 Tafel 8) und Rittinger (Fig. 1 Tafel 30).

4. *Strahlturbinen mit sackförmigen Schaufeln sind zu vermeiden.* Unter sackförmigen Schaufeln versteht man solche ähnlich denjenigen Tafel 18, bei welchen die normale Weite in der Mitte am größten ist, wenn man mit Rückschaufeln nach Fig. 1 Tafel 17 oder Fig. 6 Tafel 24 anwendet. Wiebe rügt indessen nicht das Sackförmige (die größere normale Weite in der Mitte) dieser Schaufeln, sondern er meint, daß nur solche Schaufeln angewendet werden sollten, bei welchen

der Verlauf der ganzen Schaufelkurve nur auf einer Seite des durch die eine Schaufelkante gehenden Radius a b Fig. 17 Tafel 35 liegt, oder mit anderen Worten Schaufeln, bei welchen Winkel β nicht größer ist als 90^0. Diese letztere Bedingung ist aber bei einer Druckturbine, die eine gute Leistung geben soll, unmöglich zu erfüllen; denn es muß bei einer solchen Winkel a klein und β groß sein. Die Sackformschaufeln sind daher absolut nicht zu vermeiden, obwohl dieselben allerdings für Turbinen mit dünnem Wasserstrahle schädliche Eigenschaften haben, die man in neuerer Zeit möglichst zu vermeiden bestrebt ist.

Betrachtet man nämlich die sackförmigen Schaufeln Fig. 19 Tafel 35, so findet man leicht, daß zwar ein am Punkte a ins Laufrad eintretendes Wasserteilchen sehr schön durch die Schaufelkurve abgelenkt wird und völlig stoßfrei ins Rad eintreten kann.

Anders dagegen ist dies bei einem an der Stelle c (in der relativen Richtung c d) ins Rad eintretenden Wasserteilchen, besonders in dem Augenblicke, wo der Wasserstrahl einer Partialturbine gegenüber dem Rade die aus Fig. 19 ersichtliche Stellung einnimmt.

Dieser Wasserstrahl trifft beim Eintritte ins Laufrad gar keine Fläche an und kann entweder durch das Rad hindurchgehen, ohne nur die Schaufel zu berühren oder aber er *stößt* schließlich erst unterhalb der Stelle i nahe *senkrecht* gegen die Radschaufel. Von einer guten Wirkung kann daher für diesen Teil des Wassers keine Rede sein; er muß unregelmäßig durch das Rad sprühen und auch zum Teil die gute ungestörte Wirkung des übrigen Wassers beeinträchtigen. Aber auch in demjenigen Falle, wo der ganze Kanal des Laufrades (von a bis c) mit Wasser angefüllt ist, wird das bei c eintretende Wasser nicht denselben Weg beschreiben wie das bei a eintretende Wasser, welcher genau der Schaufelkurve entlang gleiten muß.

Das bei c einfließende Wasser wird zunächst in der Richtung c d etwas in das Rad und in die näher gegen a hin liegenden Wasserschichten eindringen, und von diesen erst nach und nach ablenken werden, wobei indessen der ganze Wasserdurchfluß eine tiefe Störung erleidet und lange nicht so regelmäßig stattfindet, wie man dies auf dem Papiere vorauszusetzen geneigt ist.

Es ist dies eine sehr fatale Eigenschaft der partialen Druckturbinen, daß ein Teil des Wassers durch *Stoß* auf das Rad einwirken muß und es kann dieser Theil nur durch eine möglichst enge Schaufelteilung und große Tiefe der Räder nach Thunlichkeit reduziert werden.

Man geht mit der Schaufelteilung des Laufrades aus diesen Gründen bei großen Gefällen bis auf 40 und 30 Millimeter herunter.

Aus denselben Gründen ist eine Schaufelform nach Fig. 4 und 5 Tafel 17 mit sanfter Biegung und großer Radhöhe auch für eine Vollturbine vorteilhafter als die Form Fig. 2 Tafel 17 und Fig. 1 Tafel 24, bei welchen letzteren die Schaufelteilung im Verhältnis zur Radhöhe zu groß und die Krümmung der Schaufeln am Anfange derselben eine zu starke ist. Die Krümmung sollte mehr auf die ganze Radhöhe verteilt sein.

Je näher die Schaufeln einander stehen und je größer die Radhöhe (bei radial beaufschlagten Turbinen die Radbreite) ist, desto besser ist der Wasserstrahl im Laufradkanale geführt und um so mehr wird der Durchfluß des Wassers den Voraussetzungen entsprechen, die man sich gewöhnlich von der Sache macht.

Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen.

„Die Verhältnisse einer Turbine sind so zu wählen, daß die absoluten Bahnen der einzelnen gleichzeitig in eine Zelle eintretenden Elemente möglichst wenig von einander in Richtung und Geschwindigkeit abweichen und zwar in der Weise, daß bei den Turbinen mit achsialer Beaufschlagung die in parallelen Richtungen und mit gleicher Geschwindigkeit gleichzeitig in das Rad eintretenden Elemente auch im ganzen Verlaufe ihrer Bahn unter sich parallel verbleiben und gleichzeitig das Rad verlassen."

Mit diesem Satze hat Wiebe zuerst auf die Mangelhaftigkeit der noch bis zur heutigen Stunde üblichen Konstruktion der Fonval-Turbinen hingewiesen und giebt in seiner Abhandlung auch die Mittel und Wege an, um die obenerwähnten Differenzen zu beseitigen. Letzteres hat vor Wiebe noch kein Autor gethan und gebührt daher ihm das Verdienst, der neueren Konstruktion der Fonval- und Girard-Turbinen den Weg gebahnt zu haben.

Folgendes sind die Resultate, welche Wiebe zur Bestimmung der Schaufelwinkel erhalten hat, für den Fall, daß eine achsial beaufschlagte Reaktionsturbine den oben erwähnten Forderungen vollkommen entsprechen soll.

Setzt man voraus, daß der Schaufelabschnitt am inneren Umfange vom Radius r_i des Rades gegeben sei und daß man die richtigen Schaufelwinkel nun für eine beliebige andere Stelle des Radumfanges vom Radius r_x zu suchen habe und bezeichnet zu dem Zwecke:

α_i den Winkel, welchen die absolute Eintrittrichtung (oder die unteren Leitschaufelenden) am inneren Umfange des Rades mit der unteren Leitradebene bildet (am Umfange vom Radius r_i);

α_x denselben Winkel in einem beliebigen anderen Abstande x von der Achse;

w_i den Winkel, welchen die absolute Richtung w des Wasseraustrittes am inneren Umfange des Rades mit der Achse (einer Parallelen zu ihr) bildet;

w_x derselbe Winkel im Abstande x von der Achse;

β_i der Winkel, welchen das erste Element der Laufradschaufel (die relative Eintrittrichtung) am inneren Umfange mit der oberen Laufradebene bildet;

β_x derselbe Winkel im Abstande x von der Achse;

γ_i der Winkel, welchen das letzte Element der Laufradschaufel (die relative Austrittrichtung) am inneren Radumfange mit der unteren Laufradebene bildet;

γ_x derselbe Winkel im Abstande x von der Achse.

Es sollen nun die Schaufelwinkel im Abstande r von der Achse folgende Werte erhalten:

a)
$$\begin{cases} \operatorname{ctg}\alpha_x = \operatorname{tg} w_i\left(1-\frac{r_i}{r_x}\right)+\frac{r_i}{r_x}\operatorname{ctg}\alpha_i. \\ \operatorname{ctg}\gamma_x = \operatorname{tg} w_i\left(1-\frac{r_x}{r_i}\right)+\frac{r_x}{r_i}\operatorname{ctg}\gamma_i. \\ \operatorname{ctg}\beta_x = \operatorname{ctg}\alpha_x - (\operatorname{tg} w_x - \operatorname{ctg}\gamma_x. \\ \operatorname{tg} w_x = \operatorname{tg} w_i. \\ \operatorname{ctg}\beta_x = \operatorname{tg} w_i\left(1-\frac{r_i}{r_x}\right)+\operatorname{ctg}\alpha_i\frac{r_i^2-r_x^2}{r_x\cdot r_i}+\frac{r_x}{r_i}\operatorname{ctg}\beta_i. \end{cases}$$

Es ist zu bemerken, daß die absolute Ausflußrichtung w der Achse parallel sein soll, wobei Winkel w sowohl am inneren als auch an jedem anderen Radumfange gleich Null wird. Die obigen Ausdrücke vereinfachen sich sehr wesentlich, wenn Winkel w_i gleich Null (oder Winkel β am inneren Radumfange gleich 90^0) wird, was man als Regel annehmen darf.

Die Formeln für die zu suchenden Winkel erhalten dann folgende Gestalt: $w_i = 0$; $\beta_i = 90^0$.

b)
$$\begin{cases} \operatorname{ctg}\alpha_x = \frac{r_i}{r_x}\operatorname{tg}\alpha_i = -\frac{r_i}{r_x}\operatorname{ctg}\gamma_i. \\ \operatorname{ctg}\beta_x = \operatorname{ctg}\alpha_i\frac{r_i^2-r_x^2}{r_x\cdot r_i}\operatorname{ctg}\gamma_i\frac{r_x^2-r_i^2}{r_x\cdot r_i}. \\ w_x = 0. \\ \operatorname{ctg}\gamma_x = \frac{r_x}{r_i}\operatorname{ctg}\gamma_i. \end{cases}$$

Die vorstehenden Ausdrücke und zwar sowohl diejenigen a) als auch b) enthalten das Gesetz:

1. Die Tangenten der Winkel α, d. h. die horizontalen Komponenten der absoluten Wassergeschwindigkeit c sollen sich umgekehrt wie die Radien verhalten.
2. Die Tangenten der Austrittwinkel γ sollen den Radien proportional sein.

§ 105.

Über neuere Turbinentheorieen.

Der Zweck dieses Paragraphen soll nicht der sein, einen Auszug oder eine Besprechung der neueren Theorieen zu bringen, sondern es soll nur einiges aus denselben entnommen werden, was bisher in diesem Bande nur wenig berührt worden, jedoch für den Praktiker von Interesse ist.

Im Werke „Die Wasserräder von Bach" sind sehr zweckmäßige und einfache Formeln zur Bestimmung der Winkel α, β und γ von Jonval-Turbinen an verschiedenen Stellen des Kranzes abgeleitet, so daß die Winkeldifferenzen beseitigt werden, d. h es wird die Schaufelform derart ausgeführt, daß das Wasser in jedem Abstande von der Achse stoßfrei in das Laufrad eintritt und die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade vertikal gerichtet ist. Diese Schaufelformen sind auf Blatt 43 Fig. 3, 4, 5 und 6 ersichtlich.

Es bezeichnet: x den Abstand eines beliebigen Schaufelschnittes von der Achse, α_x, β_x und γ_x die Schaufelwinkel an dieser Stelle, v_x die Umfangsgeschwindigkeit und ε den hydraulischen Wirkungsgrad. Es ist dann:

$$\operatorname{tg}\gamma_x = \frac{w}{v_x} \text{ oder } \operatorname{ctg}\gamma_x = \frac{v_x}{w}.$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_x = \frac{\varepsilon g H}{w \cdot v_x}.$$

$$\operatorname{ctg}\beta_x = \operatorname{ctg}\alpha_x - \operatorname{ctg}\gamma_x = \frac{\varepsilon g H}{w \cdot v_x} - \frac{v_x}{w}.$$

Hierin ist $\varepsilon = 0{,}8$ bis $0{,}85$ zu setzen.

Wenden wir obige Formeln für den mittleren, äußeren und inneren Umfang an, so ergiebt sich:

Für den mittleren Umfang:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{w}{v} \text{ oder } \operatorname{ctg}\gamma = \frac{v}{w}.$$

$$\operatorname{ctg}\alpha = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v}.$$

$$\operatorname{ctg}\beta = \operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{ctg}\gamma = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v} - \frac{v}{w}.$$

Für den äußeren Umfang:

$$\operatorname{tg}\gamma_a = \frac{w}{v_a} \text{ oder } \operatorname{ctg}\gamma_a = \frac{v_a}{w}.$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_a = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v_a}.$$

$$\operatorname{ctg}\beta_a = \operatorname{ctg}\alpha_a - \operatorname{ctg}\gamma_a = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v_a} - \frac{v_a}{w}.$$

Für den inneren Umfang:

$$\operatorname{tg}\gamma_i = \frac{w}{v_i} \text{ oder } \operatorname{ctg}\gamma_i = \frac{v_i}{w}.$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_i = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v_i}.$$

$$\operatorname{ctg}\beta_i = \operatorname{ctg}\alpha_i - \operatorname{ctg}\gamma_i = \frac{\varepsilon\, g\, H}{w \cdot v_i} - \frac{v_i}{w}.$$

Über die hydraulischen Bewegungswiderstände bringt „Bach" folgendes Interessante:

Man zerlegt den Weg, welchen das Wasser vom Ober- bis Unterwasserspiegel zurücklegen muß, in vier Strecken, und zwar:

1. vom Oberwasserspiegel bis zum Austritte aus dem Leitrade,
2. vom Austritte aus dem Leitrade bis zum Eintritte in das Laufrad, also der Weg durch den Spalt,
3. vom Eintritte in das Laufrad bis zum Austritte aus demselben, also der Weg durch das Laufrad,
4. von der Austrittstelle aus dem Laufrade bis zum Eintritte in das Unterwasser.

Die Widerstände auf der ersten Strecke setzen sich zusammen aus:

a) Bewegungswiderstände vom Oberwasserspiegel bis zum Eintritte in das Leitrad,
b) Bewegungswiderstände beim Eintritte in das Leitrad,
c) Reibung des Wassers an den Wänden der Leitradkanäle,
d) Krümmungswiderstand in den Leitradkanälen.

Für a) bis d) ist man heute noch auf Schätzung angewiesen und wir setzen daher für die Höhe, welche die hydraulischen Bewegungswiderstände auf der ersten Strecke mißt

$$k_1 H = \zeta_1 \cdot \frac{c^2}{2g},$$

hierin kann man $\zeta_1 = 0{,}1$ bis $0{,}12$ setzen, wenn die unter a) bezeichneten Widerstände so gering sind, daß man sie vernachlässigen kann.

Für die zweite Strecke ergiebt sich:

$$k_2 H = \zeta_2 \cdot \frac{c^2}{2g},$$

wobei $\zeta_2 = 0{,}06$ bis $0{,}08$ beträgt.

Für die dritte Strecke, das ist auf dem Wege durch das Laufrad, setzen sich die Bewegungswiderstände zusammen aus:

a) Reibung des Wassers an den Wandungen der Kanäle,

b) Krümmungswiderstand beim Durchfließen durch die Kanäle,

c) Widerstand infolge der Änderung der Kanalquerschnitte. Schätzungsweise ergiebt sich für obige Verluste:

$$k_3 H = \zeta_3 \cdot \frac{u_1^2}{2g},$$

wobei $\zeta_3 = 0{,}1$ bis $0{,}12$ beträgt.

Für die Überwindung der Bewegungswiderstände auf der vierten Strecke wird die Geschwindigkeitshöhe $\frac{w^2}{2g}$ in der Regel genügen. Als Widerstandshöhe setzen wir allgemein $k_4 H$.

Bezeichnet w_1 die Geschwindigkeit, mit welcher, falls ein Abflußrohr vorhanden, die Flüssigkeit die Austrittsöffnung desselben passiert, also in das Unterwasser eintritt, so ist

$$k_5 H = \frac{w_1^2}{2g}.$$

Ist kein Abflußrohr vorhanden, so wird $w_1 = w$.

Setzt man

$$1 - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) = \varepsilon,$$

so ist εH derjenige Teil des Gefälles, welcher nach Abzug aller hydraulischen Bewegungswiderstände und der ebenfalls meist verloren gehenden Geschwindigkeitshöhe $\frac{w_1^2}{2g}$ verbleibt. Bach nennt εH das arbeitende Gefälle und ε resp. das Verhältnis $\frac{\varepsilon \cdot H}{H}$ ist dann der hydraulische Wirkungsgrad.

Es ist ferner

$$c = \sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{g H \cdot \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha) \cdot \cos \alpha}}.$$

Nimmt man für Aktionsturbinen $2\alpha + \beta = 180^\circ$, so folgt aus obiger Gleichung

$$c = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g\,H\frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha\cdot\cos\alpha}} = \sqrt{\varepsilon}\cdot\sqrt{2\,g\,H},$$

nimmt man hingegen $\operatorname{tg}\beta = 2\operatorname{tg}\alpha$, so ergiebt sich

$$c = \sqrt{\varepsilon}\cdot\sqrt{2\,g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha}.$$

Für Reaktionsturbinen ergiebt sich, wenn man $\varepsilon = 0{,}8$ bis $0{,}85$ setzt, für $\beta = 90^0$,

$$c = \sqrt{\varepsilon}\cdot\sqrt{g\,H\cdot\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha}} = \sqrt{\varepsilon}\cdot\sqrt{g\,H\cdot\frac{1}{\cos\alpha}} =$$

$$= \sqrt{\varepsilon}\cdot\sqrt{g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha} = \sqrt{0{,}8}\cdot\sqrt{g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha} \text{ bis } \sqrt{0{,}85}\cdot\sqrt{g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha},$$

also $$c = 0{,}9\sqrt{g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha} \text{ bis } 0{,}92\sqrt{g\,H}\cdot\frac{1}{\cos\alpha}.$$

Der Durchmesser wird

$$D = \sqrt{\frac{1}{\pi\,\varphi\,\psi\,\sin\alpha}}\cdot\sqrt{\frac{Q}{c}};$$

hierin bedeutet φ das Verhältnis zwischen Kranzbreite des Leitrades und dem mittleren Durchmesser, also $\varphi = \frac{b}{D}\cdot\psi$ ist ein Koeffizient, durch welchen der Verengung durch die Schaufeln Rechnung getragen wird. Für die Grenzwerte $\varphi = 0{,}2$ bis $0{,}1$ und $\sin\alpha = 0{,}4$ bis $0{,}25$ nehme man $\psi = 0{,}9$. Dann wird

$$D = 2\cdot\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 4\cdot\sqrt{\frac{Q}{c}}.$$

Anhalt für die Schaufelteilung am mittleren Rande giebt

$$t = 0{,}15\sqrt{D}.$$

Der Spaltenverlust einer Rotationsturbine beträgt:

$$q = 2\,\mu\,D\,\pi\,H_{sp}\sqrt{2\,g\,H - (1+\zeta_1)\,c^2};$$

ferner ergiebt sich:

$$Q = D\,\pi\,\sin\alpha\,b\,\psi\,c,$$

es beträgt also der verhältnismäßige Verlust

$$\frac{q}{Q} = \frac{2\,\mu\,H_{sp}\sqrt{2\,g\,H - (1+\zeta_1)\cdot c^2}}{\psi\cdot c\cdot b\cdot\sin\alpha}.$$

Für ebene Stirnflächen der Räder wird $\mu = 0{,}5$, läßt man jedoch Leit- und Laufrad ineinander greifen, so nehme man $\mu = 0{,}3$.

Der Arbeitsverlust durch die gesamten Reibungswiderstände an der Welle und Spurzapfen, sowie der Arbeitsverlust, welcher dadurch entsteht,

daß sich das Laufrad im Wasser oder in der Luft dreht, pflegt bei guter Ausführung und Instandhaltung etwa 3 bis 7 Prozent der absoluten Wasserkraft $E_a = 1000 \cdot Q \cdot H$ zu betragen. Wird dieselbe $\mu_0 \cdot E_a$ gesetzt, so ist $\eta_0 = 0{,}03$ bis $0{,}07$.

Der Wirkungsgrad der Turbine ergiebt sich dann:

$$\eta = \frac{\varepsilon \cdot H \cdot (Q - q)}{Q \cdot H} - \eta_0 = \varepsilon \left(1 - \frac{q}{Q}\right) - \eta_0 .$$

Beträgt bei guter Konstruktion und Ausführung

$$\varepsilon = \text{höchstens } 0{,}85,$$

$$\frac{q}{Q} = \text{etwa } 0{,}02,$$

$$\eta_0 = \text{wenigstens } 0{,}0{,}3,$$

so wird $\eta = 0{,}85\,(1 - 0{,}02) - 0{,}03 = 0{,}80.$

In den meisten Fällen wird η den Wert 0,75 nicht überschreiten.

Für Aktionsturbinen (Girard-Turbinen) ist, wenn H_e die Höhe der oberen Laufradebene über dem Unterwasserspiegel bedeutet,

$$c = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2}} \cdot \sqrt{2\,g\,(H - H_e)}.$$

Für $\zeta_1 = 0{,}11$ und $\zeta_2 = 0{,}06$ folgt

$$c = 0{,}92\sqrt{2\,g\,(H - H_e)}.$$

Ferner ist $$D = \sqrt{\frac{Q}{c} \cdot \frac{1}{\varphi \cdot \psi \cdot \pi \cdot \sin \alpha}},$$

woraus mit

$$\varphi = \tfrac{1}{9} \text{ bis } \tfrac{1}{13}$$
$$\sin \alpha = 0{,}4 \text{ bis } 0{,}25,$$
$$\psi = 0{,}85,$$

$$D = 0{,}28\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ bis } 4{,}4\sqrt{\frac{Q}{c}} \text{ folgt.}$$

Für Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung ist, wenn v_e die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an der Eintrittstelle des Wassers und v_a an der Austrittstelle und D den Durchmesser an der Eintrittstelle und D_a den Durchmesser an der Austrittstelle bedeutet

$$c = \sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{g\,H \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha) \cos \alpha}},$$

$$v_e = \sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{g\,H \cdot \frac{\sin (\alpha - \beta)}{\sin \beta \cdot \cos \alpha}},$$

$$v_a = v_e \cdot \frac{D_a}{D_e},$$

$$u_1 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_s}} \cdot \sqrt{u^2 + 2gh + v_a^2 - v_e^2},$$

h ist die dem Drucke im Eintrittsquerschnitte des Laufrades entsprechende Druckhöhe.

Bei diesen Turbinen ist $v_e > v_a$.

Für Radialturbinen gelten dieselben Beziehungen, jedoch ist $v_a > v_e$.

Im Werke „Berechnung und Bau der Radial-Turbinen von A. Linnenbrügge" finden wir folgende Resultate:

Für Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung und $\beta = 90^0$ (Reaktions-Turbinen) ist

$$D = 0{,}18 \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}},$$

es ist unter D der äußere Leitraddurchmesser verstanden. Die Schaufelzahlen wähle man nach folgender Tabelle:

Für $D =$ 350 bis 700 mm wird $i = 20$ bis 30 und $i_1 = 16$ bis 24,
„ $D =$ 700 „ 1000 „ „ $i = 30$ „ 36 „ $i_1 = 24$ „ 30,
„ $D =$ 1000 „ 1250 „ „ $i = 36$ „ 40 „ $i_1 = 30$ „ 40,
„ $D =$ 1250 „ 2500 „ „ $i = 40$ „ 50 „ $i_1 = 40$ „ 54.

Der Austrittswinkel des Leitrades ergiebt sich aus

$$\sin \alpha = \frac{s + \sigma}{D \cdot \operatorname{tg} \frac{180}{i}}.$$

Die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade wird

$$c = \sqrt{\frac{2gH}{0{,}192 + (1{,}92 + 0{,}96\left[\frac{r_a}{r_i}\right]^2 \operatorname{tg}^2 \gamma) \cos^2 \alpha}} = \sim 0{,}93 \frac{\sqrt{gH}}{\cos \alpha}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit am Umfange vom Durchmesser D beträgt

$$v = \sqrt{\frac{2gH \cos^2 \alpha}{0{,}2 + (2 + \left[\frac{r_a}{r}\right]^2 \operatorname{tg}^2 \gamma) \cdot \cos^2 \alpha}} = \sim 0{,}91 \sqrt{gH}.$$

Die Umdrehungszahl per Minute

$$n = 9{,}548 \frac{v}{r}.$$

Die Leitradhöhe

$$b = \frac{1{,}02\, Q}{i \cdot s \cdot c}.$$

$$s_1 = 1{,}05 \cdot \frac{b \cdot i \cdot r \cdot \cos\gamma}{b_2 \cdot i_1 \cdot r_a \cdot \cos\alpha}.$$

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{D_a \cdot \operatorname{tg}\frac{180}{i_1}}.$$

Der Nutzeffekt beträgt

$$E_n = \gamma\, Q\, H \left\{ 0{,}97 - \frac{0{,}163 + \left[\frac{r_a}{r}\right]^2 \cdot \operatorname{tg}^2\gamma \cdot \cos^2\alpha}{0{,}2 + \left(2 + \left[\frac{r_a}{r}\right]^2 \cdot \operatorname{tg}^2\gamma\right) \cdot \cos^2\alpha} \right\}$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}97 - \frac{0{,}163 + \left[\frac{r_a}{r}\right]^2 \cdot \operatorname{tg}^2\gamma \cdot \cos^2\alpha}{0{,}2 + \left(2 + \left[\frac{r_a}{r}\right]^2 \cdot \operatorname{tg}^2\gamma\right) \cdot \cos^2\alpha}.$$

Am Schlusse prüft man obige Ergebnisse durch Berechnung der Wassermenge aus

$$Q = 0{,}95 \cdot s_1 \cdot i_1 \cdot b_2 \cdot \frac{v_a}{\cos\gamma}.$$

Für eine Radial-Turbine, Aktions-Turbine mit innerer Beaufschlagung ist

$$c = 0{,}925\sqrt{2\,g\,H}$$

$$\text{und } \sin(180 - \beta) = \sin 2\alpha \sqrt{1 - \frac{0{,}143\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg} 2\alpha}},$$

hieraus berechnet sich folgende Tabelle

$\alpha =$	17^0	18^0	19^0	20^0	21^0
$180 - \beta =$	$32^0 45'$	$34^0 40'$	$36^0 37'$	$38^0 32'$	$40^0 25'$,

ferner ist

$$v = \frac{0{,}9\sqrt{2\,g\,H}}{2 \cdot \cos\alpha},$$

$$E_n = \gamma\, Q\, H \cdot \left[0{,}96 - 1{,}73\frac{c^2}{2\,g\,H} - 2 \cdot \left(\frac{r_a}{r}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2\,g\,H}\left(1 - \cos\gamma\right)\right],$$

$$\eta = 0{,}96 - 1{,}73\frac{c^2}{2\,g\,H} - 2 \cdot \left(\frac{r_a}{r}\right) \cdot \frac{v^2}{2\,g\,H} \cdot \left(1 - \cos\gamma\right),$$

für $r_a^2 = 2\,r_i^2$, $\gamma = 16^0$ und $180 - \beta = 2\alpha$ erhalten wir die einfachere Form

$$E_n = \gamma\, Q\, H\left(0{,}96 - 0{,}14 - \frac{0{,}033}{\cos^2\alpha}\right),$$

$$\eta = 0{,}96 - 0{,}14 - \frac{0{,}033}{\cos^2 \alpha},$$

für $\alpha = 20^0$ wird

$$E_n = 0{,}78\, \gamma\, Q\, H,$$
$$\eta = 0{,}78.$$

Für Partial-Radial-Turbinen mit innerer Beaufschlagung macht man bei vertikaler Achse und doppeltem Auslaufe den Durchmesser des Turbinenrahmens zweckmäßig

$$d_r = 1{,}25 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$$

bei längeren Rohrleitungen sind x noch die Gefällsverluste in denselben zu berücksichtigen. Die Verlusthöhe beträgt

$$H_v = 4 \frac{l}{d_r} \cdot (0{,}00002\, c_r + 0{,}000\, c_r),$$

worin l die Länge der Rohrleitung und c_r die Geschwindigkeit des Wassers in derselben bedeutet.

Die Durchmesser können nach folgender Tabelle bestimmt werden:

$d_r =$	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7 m,
$D =$	0,55	0,6	0,65	0,8	0,95	1,1 „,
$D_a =$	0,85	0,95	1,05	1,25	1,45	1,6 „,

als Schaufelzahl in Bezug auf den ganzen Umfang nimmt man gewöhnlich 32 bis 40.

Für Radial-Turbinen mit äußerer Beaufschlagung ist

$$D_i = 1{,}13 \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H}} \text{ bis } 1{,}23 \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H}},$$

$$b = \sim 0{,}2\, D,$$

$$s = \sim 0{,}167\, b = 0{,}33\, D,$$

$$\sin \alpha = \frac{s + \sigma}{D \operatorname{tg} \frac{180}{i}},$$

$$c = \sqrt{\frac{2\, g\, H \sin^2 \beta}{0{,}192 \sin^2 \beta + 1{,}92 \sin \beta \cdot \cos \alpha \sin(\alpha + \beta) + \frac{r_i^2}{r^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma \sin^2(\alpha + \beta)}} =$$

$$= 0{,}8569 \sqrt{g\, H},$$

$$v = \sqrt{\frac{2\, g\, H \cdot \sin^2(\alpha + \beta)}{0{,}2 \sin^2 \beta + 2 \sin \beta \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\alpha + \beta) + \frac{r_i^2}{r^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma \cdot \sin^2(\alpha + \beta)}}$$

für eine vorläufige Annahme von $\gamma = 30^0$ wird

$$v = 1{,}025\sqrt{g\,H}.$$

Der genaue Wert der Leitradhöhe ist

$$b = \frac{Q}{0{,}98 \cdot s \cdot i \cdot c}$$

und die Umdrehungszahl

$$n = 9{,}548\frac{v}{r},$$

$$b_1 = \sim 1{,}15\,b,$$

$$s_1 = 1{,}05 \cdot s \cdot \frac{b}{b_1} \cdot \frac{i}{i_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{\sin\beta \cdot \cos\gamma}{\sin(\alpha+\beta)},$$

$$\sin\gamma = \frac{s_1 + \sigma_1}{D_i \cdot t\,g\,\frac{180^0}{i_1}}.$$

Der Wirkungsgrad beträgt

$$\eta = 0{,}98 - 0{,}16 \cdot \frac{c^2}{2\,g\,H} - \frac{r_i^2}{r^2} \cdot \frac{v^2}{2\,g\,H} \cdot t\,g^2\,\delta$$

und der Nutzeffekt

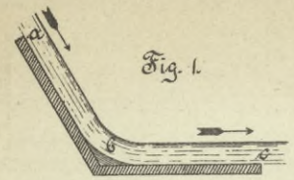
$$E_n = \eta \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}.$$

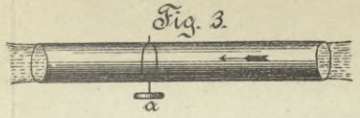
Ein sehr wertvolles Werk ist „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen" von Gustav Herrmann, Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen. Das für den Praktiker wichtigste der graphischen Turbinentheorie hat der Verfasser zum Teile aus diesem Buche entnommen und bereits in § 97 behandelt.

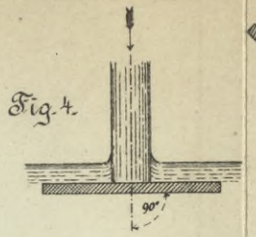
Für besser mathematisch Vorgebildete bringt das Werk „Allgemeine Theorie der Turbinen" von H. Ludewig, Professor der Kgl. technischen Hochschule zu Berlin eine äußerst interessante Anleitung zur Berechnung von Turbinen. Besonderes Augenmerk ist mit Recht auf die verschiedenen Gangarten geworfen.

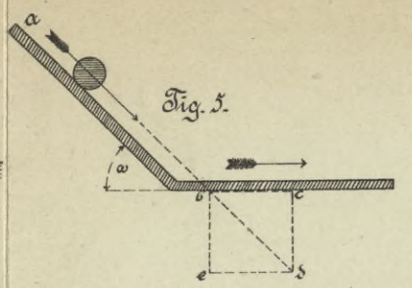
Ein sehr schätzenswerter Ratgeber für den Praktiker ist das Büchlein „Über den Bau und die Anwendung der verschiedenen Arten von Wassermotoren" von G. Adolf Ehemann.

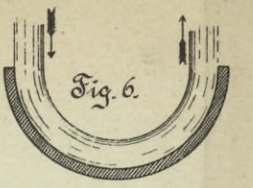
Ende des ersten Teiles.

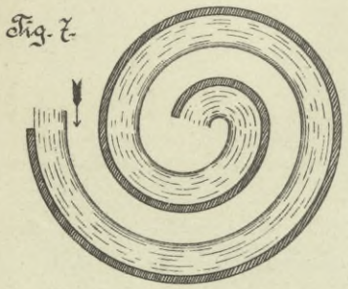


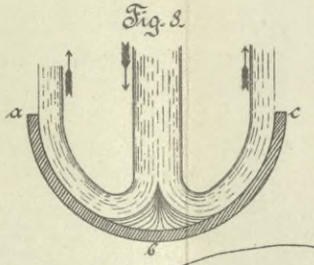


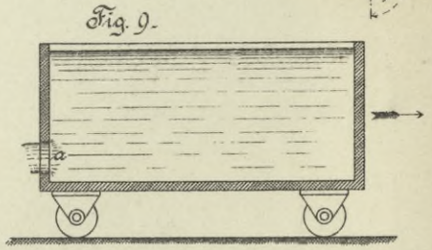


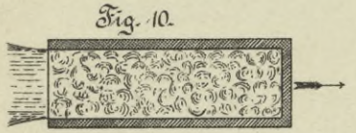


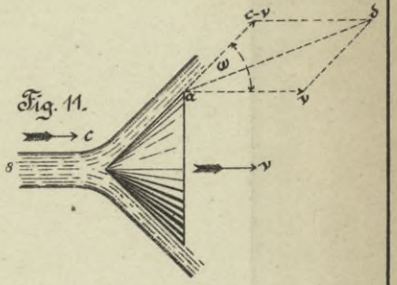


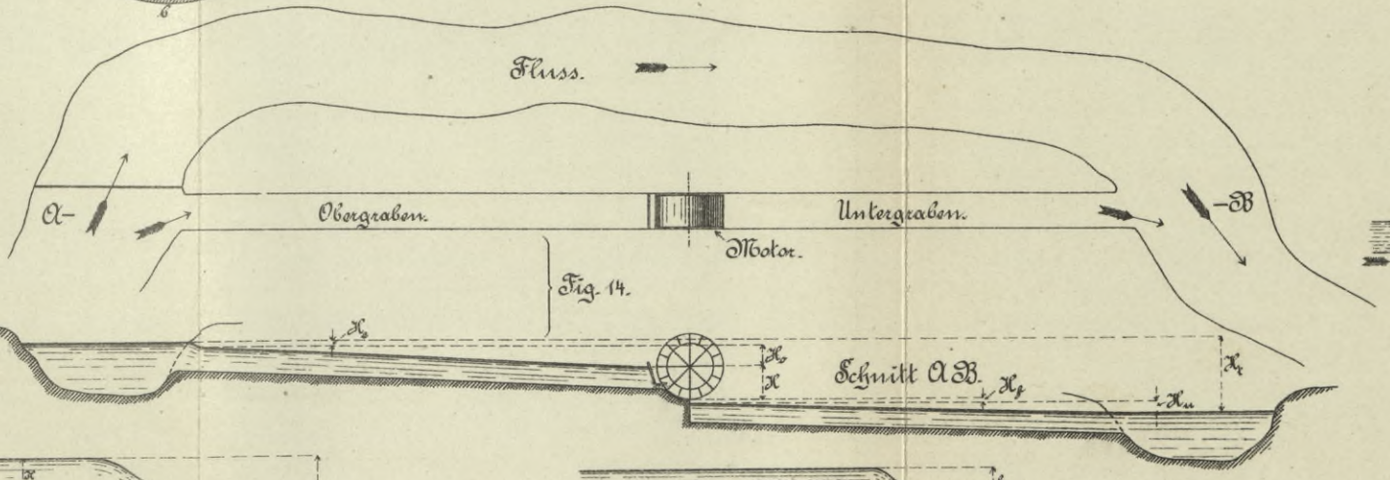


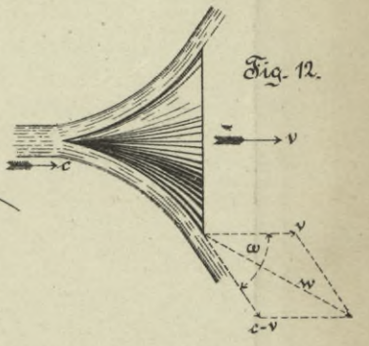


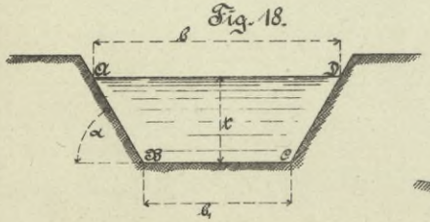


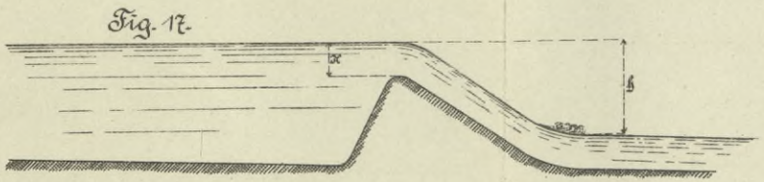


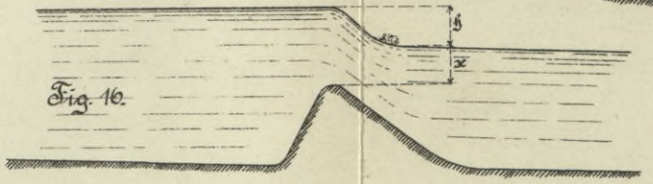


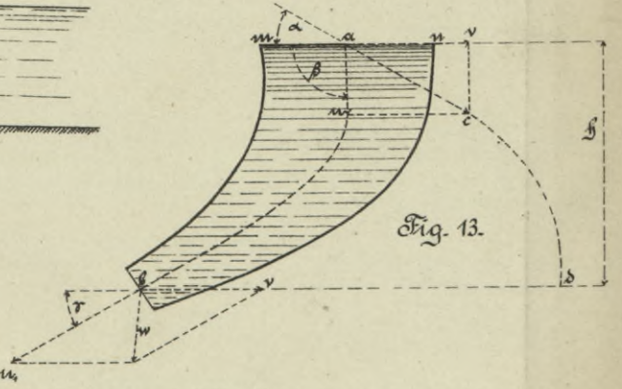


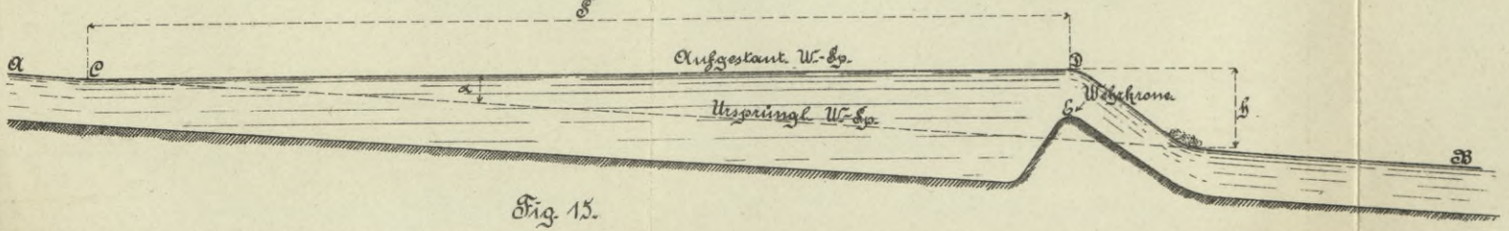












Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

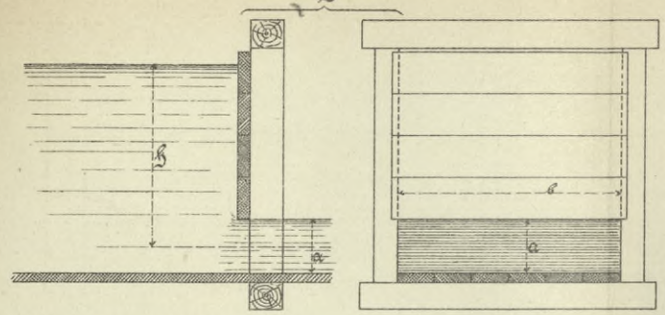


Fig. 2.

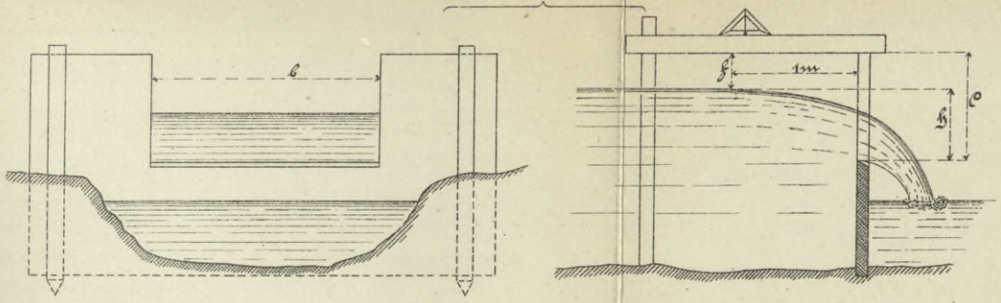


Fig. 3.

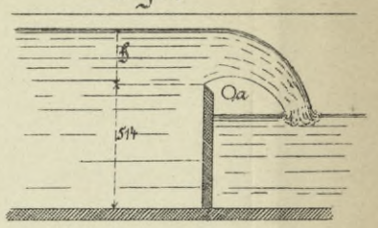


Fig. 5.

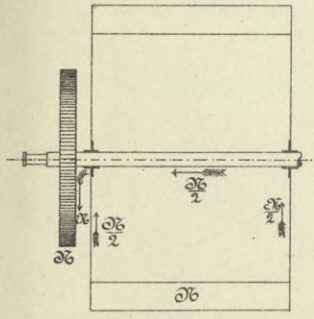


Fig. 6.

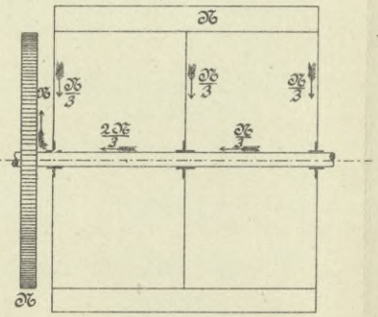


Fig. 4.

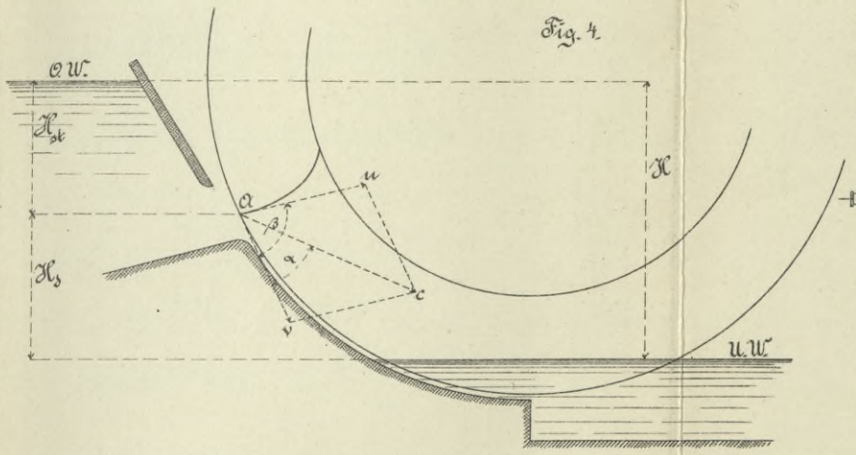


Fig. 7.

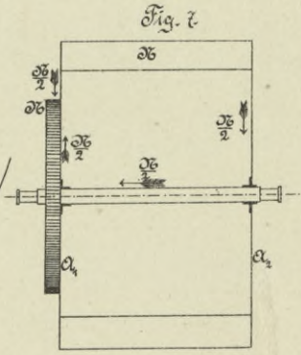


Fig. 8.

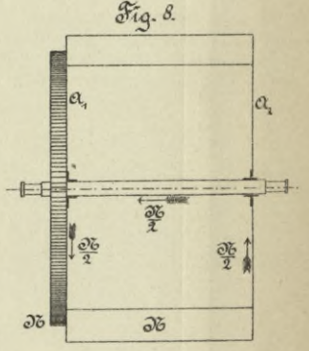


Fig. 9.

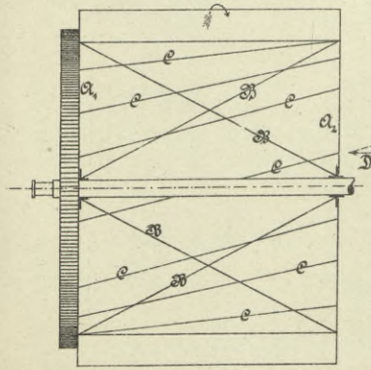


Fig. 9a.

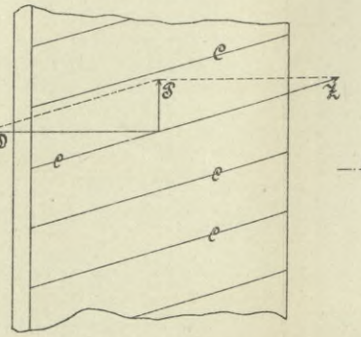


Fig. 10.

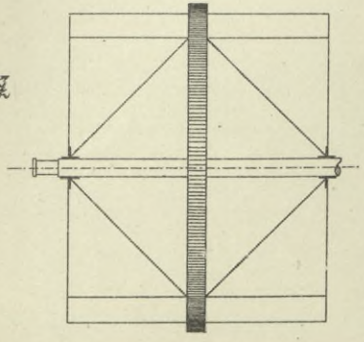


Fig. 10a.

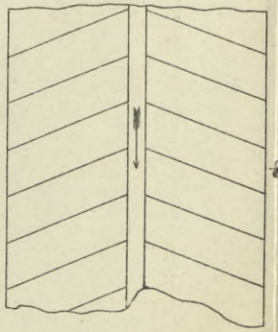


Fig. 11.

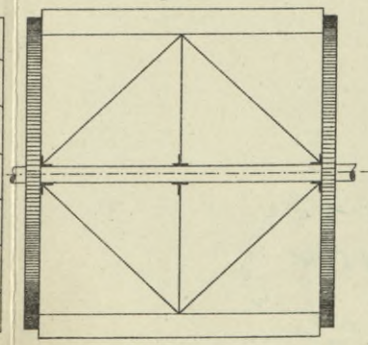
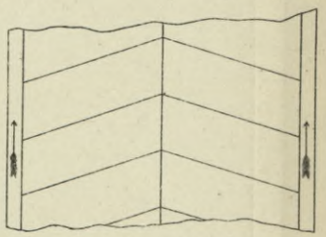


Fig. 11a



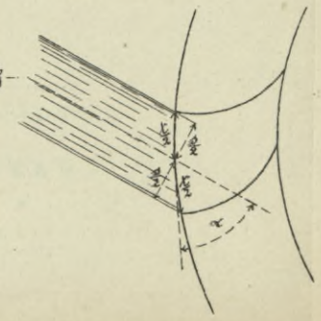
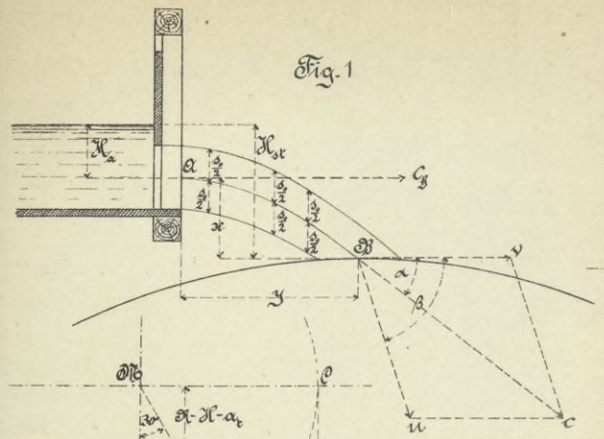


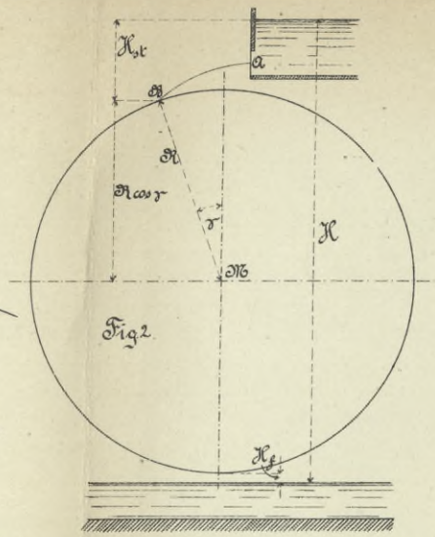
Fig. 12.

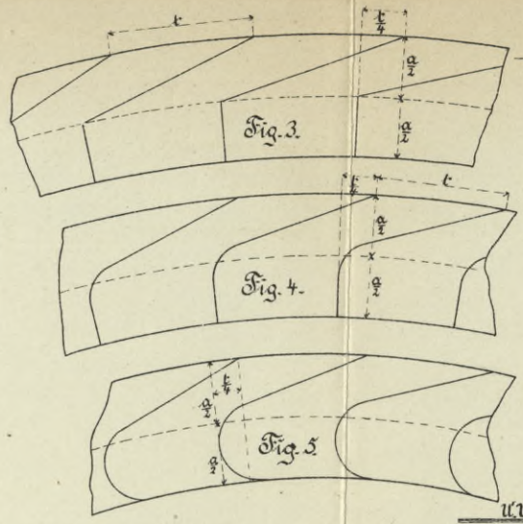
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

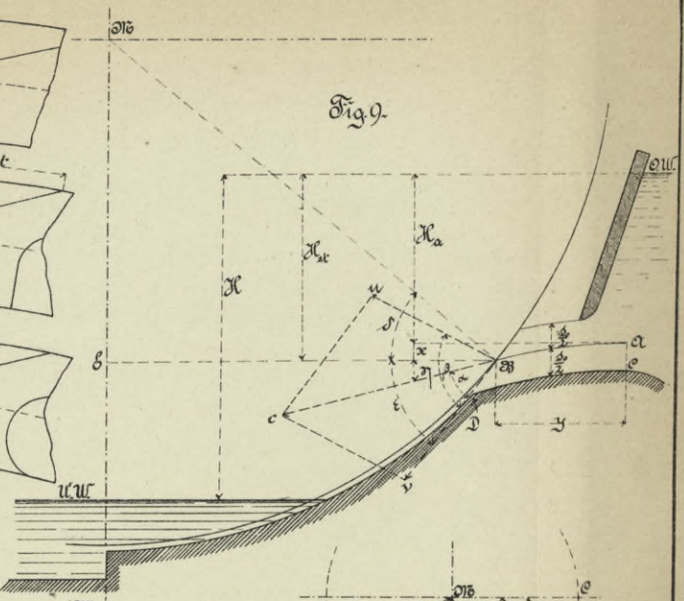
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

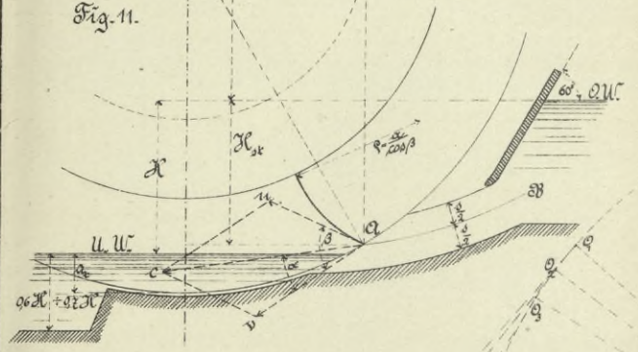
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

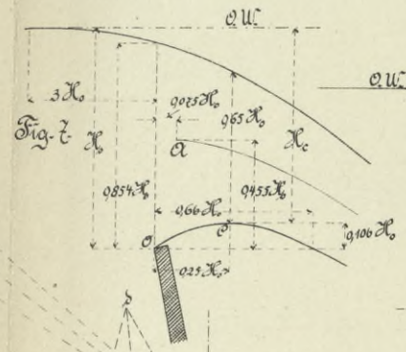


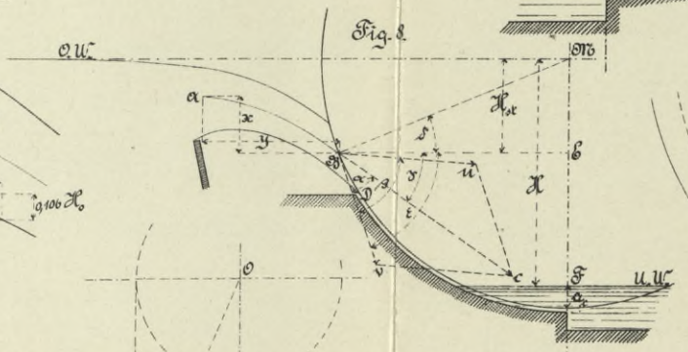


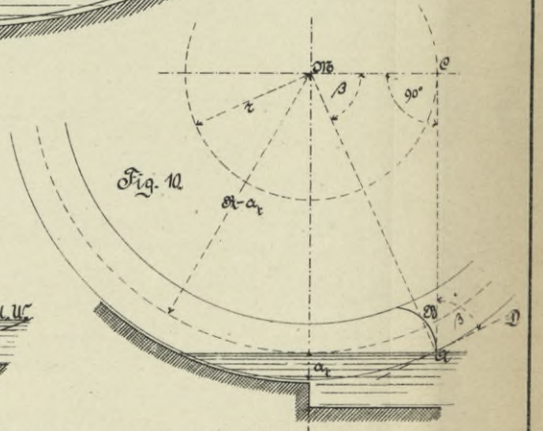


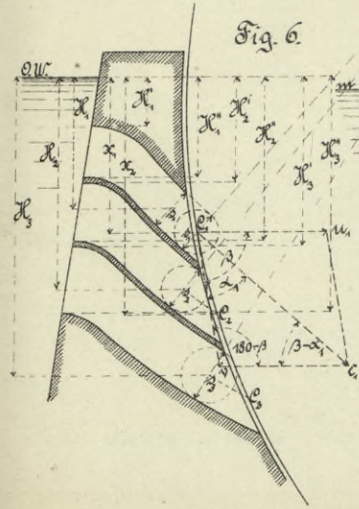


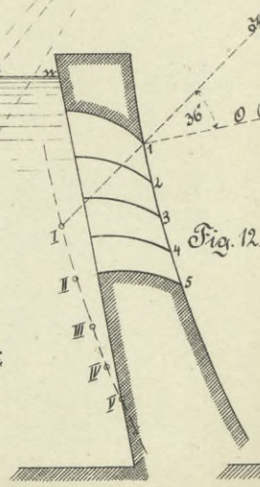


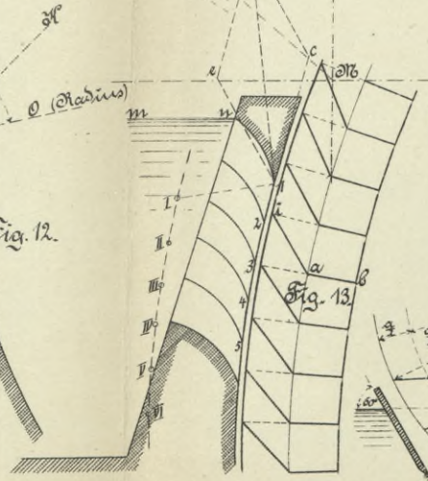


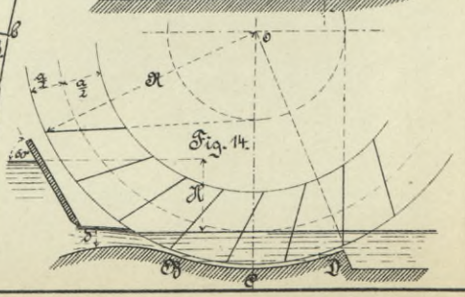


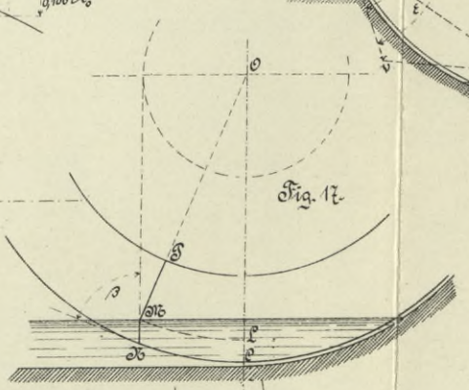


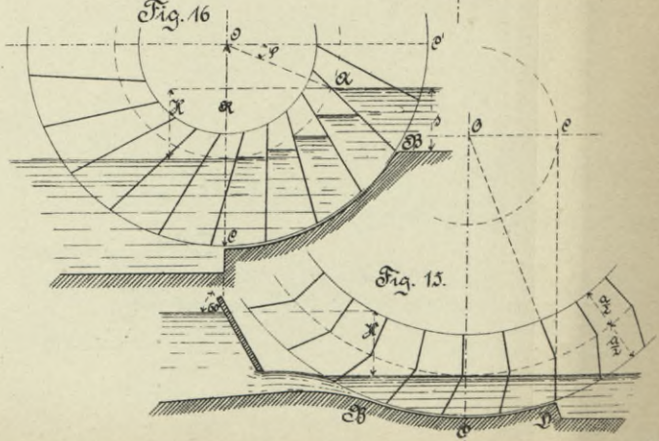












Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

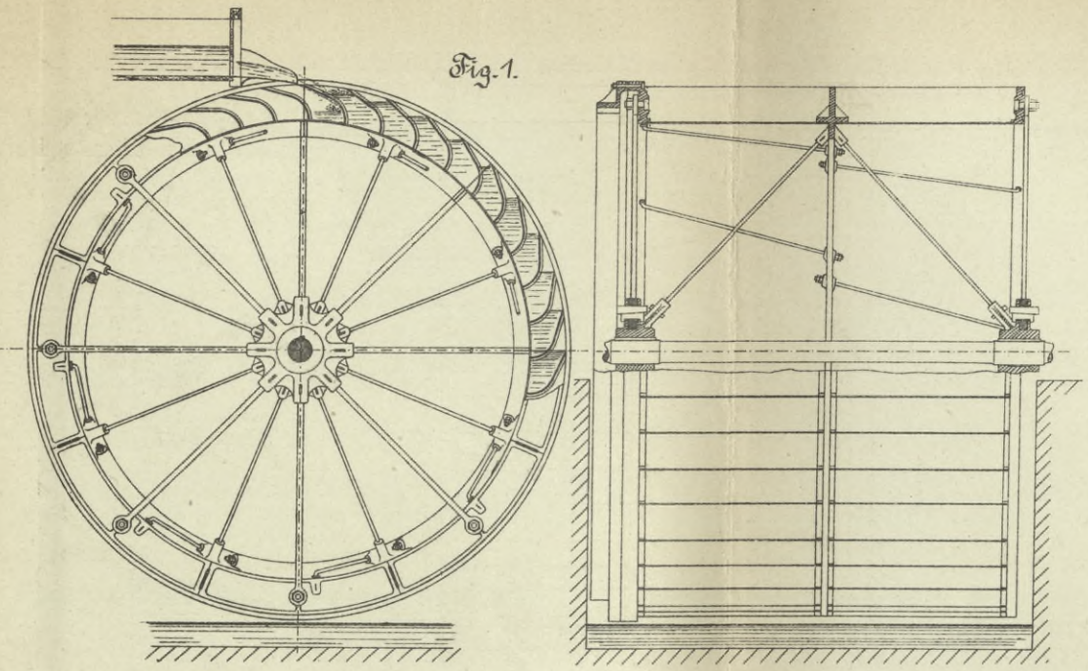


Fig. 2.

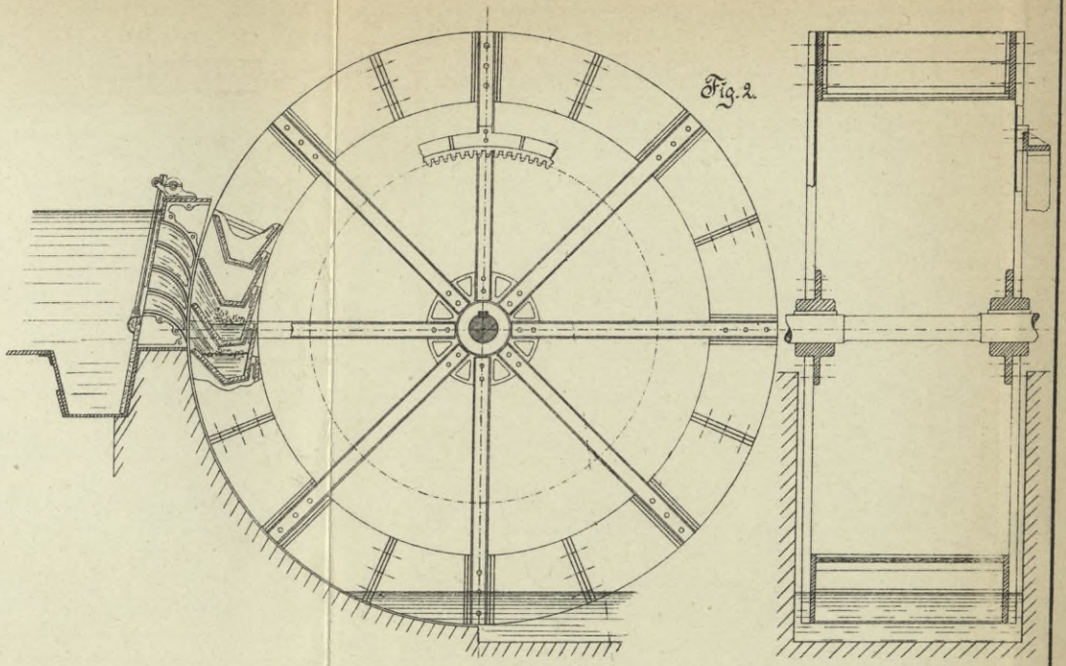


Fig. 3.

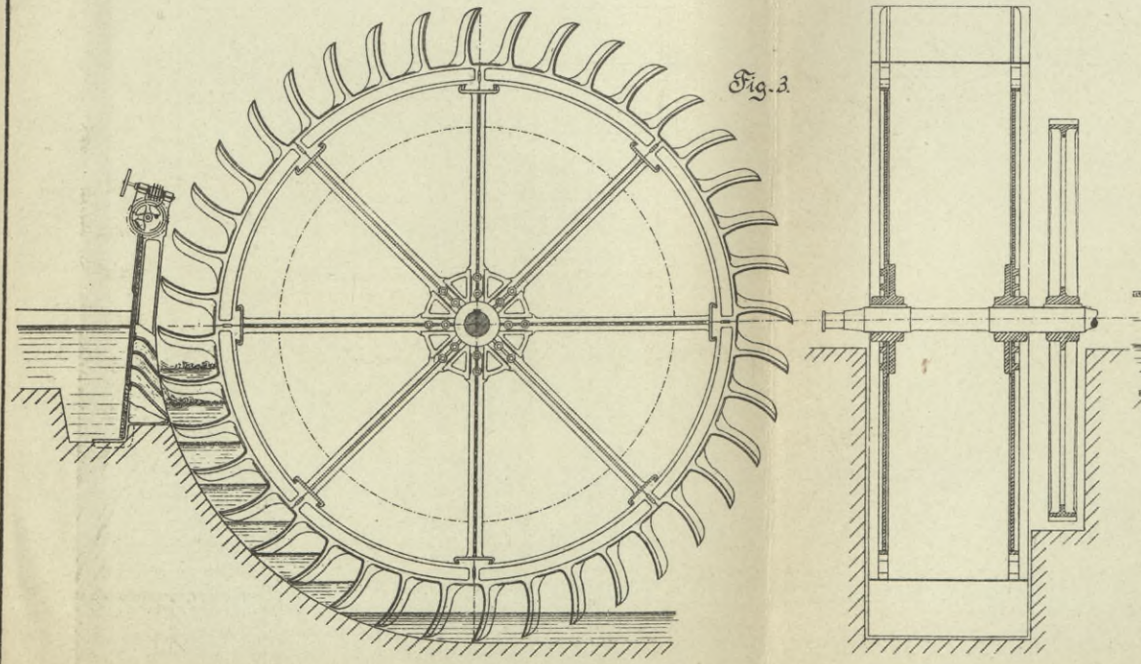
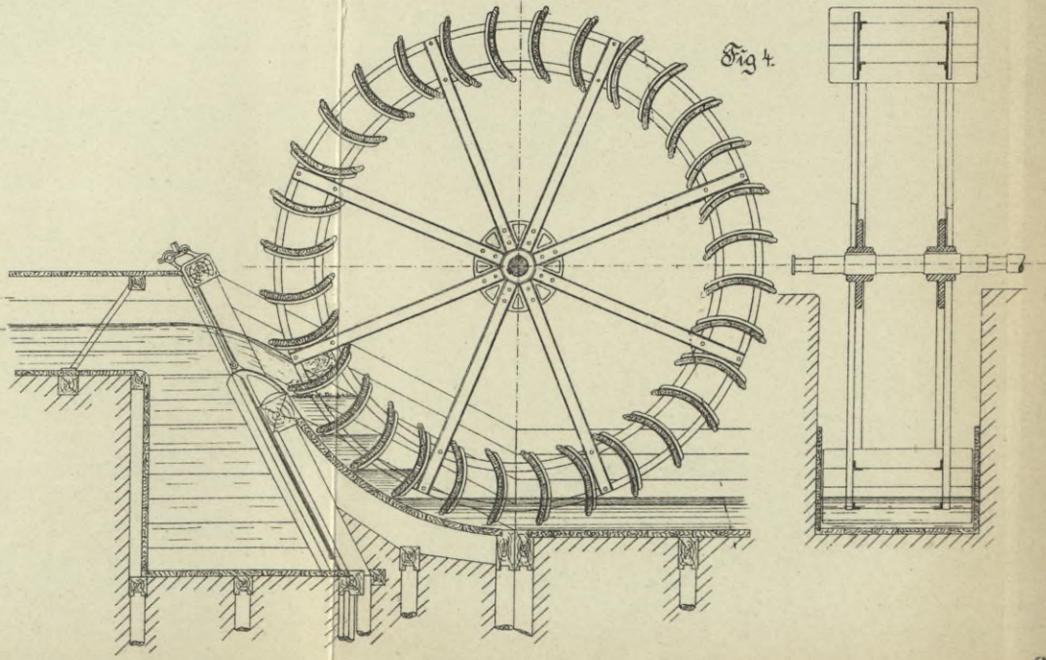


Fig. 4.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

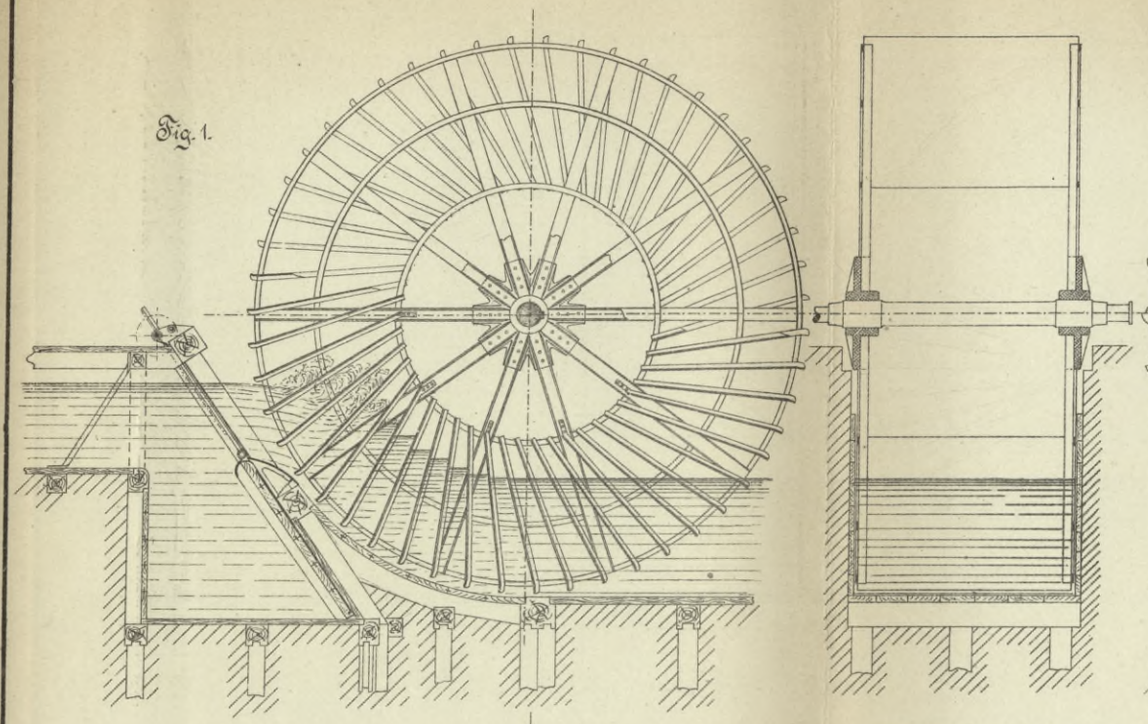


Fig. 2.

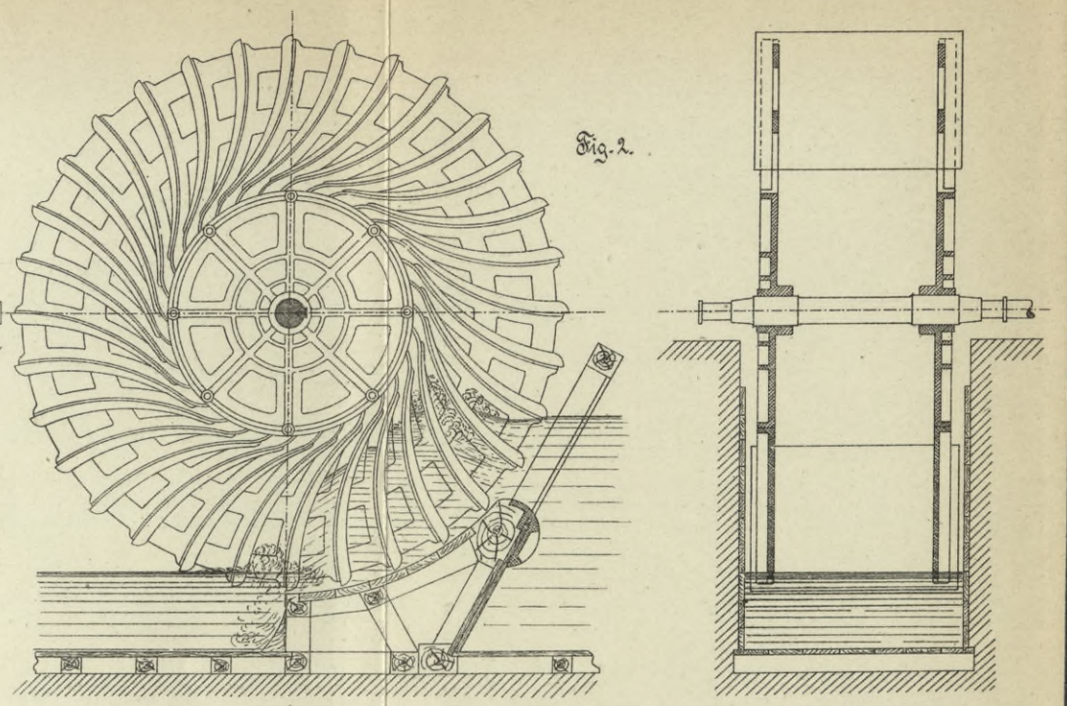


Fig. 3.

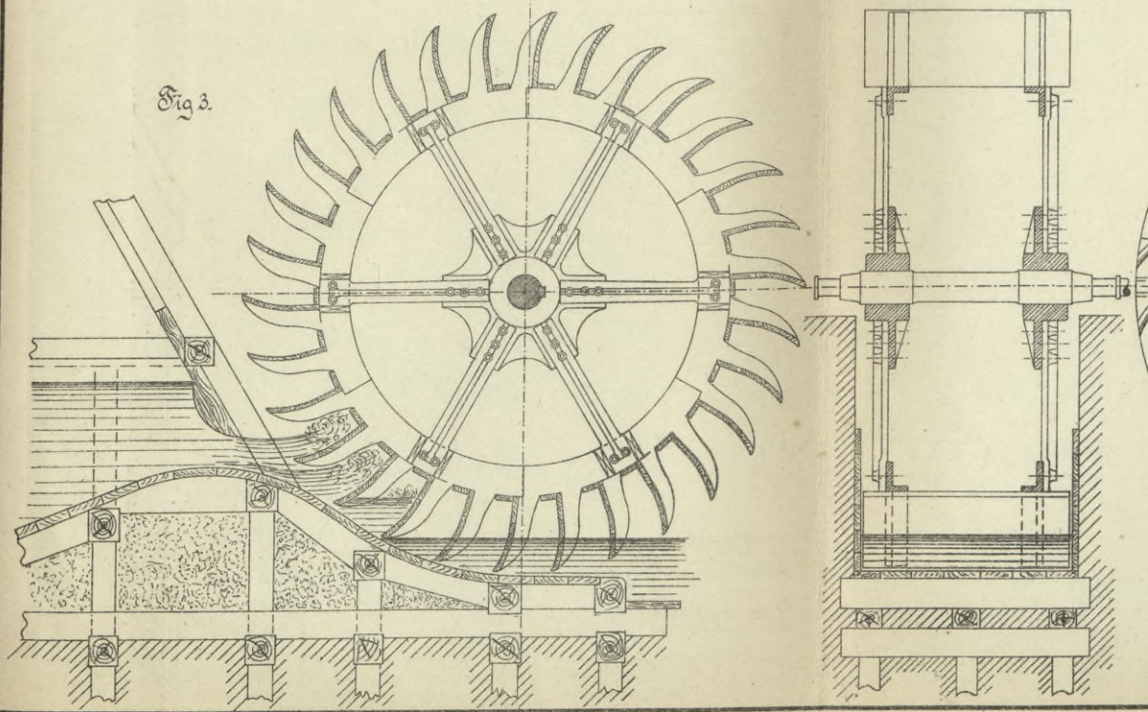
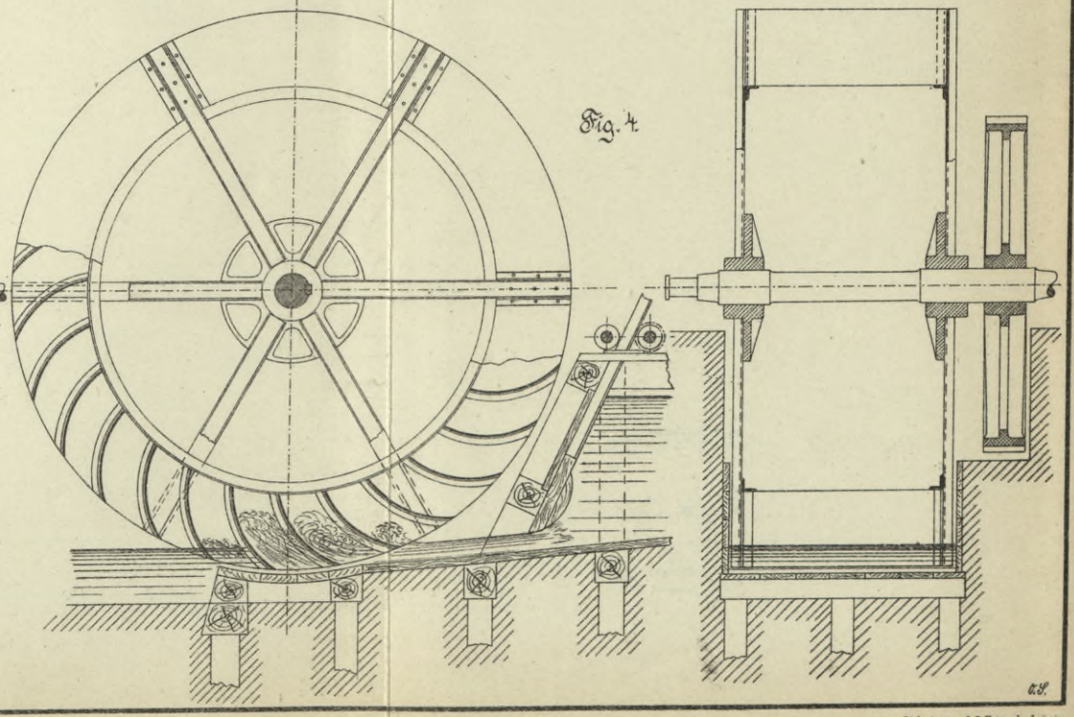


Fig. 4.

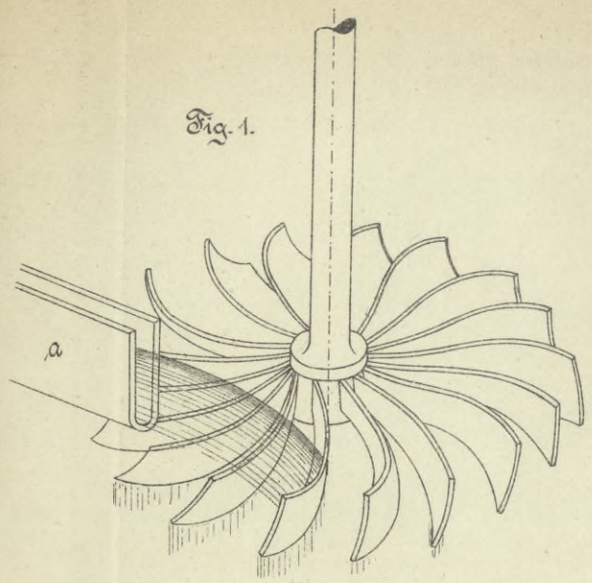


Hermann Costenoble Verlagsbuchhandlung in Jena

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politec. czna

Fig. 1.



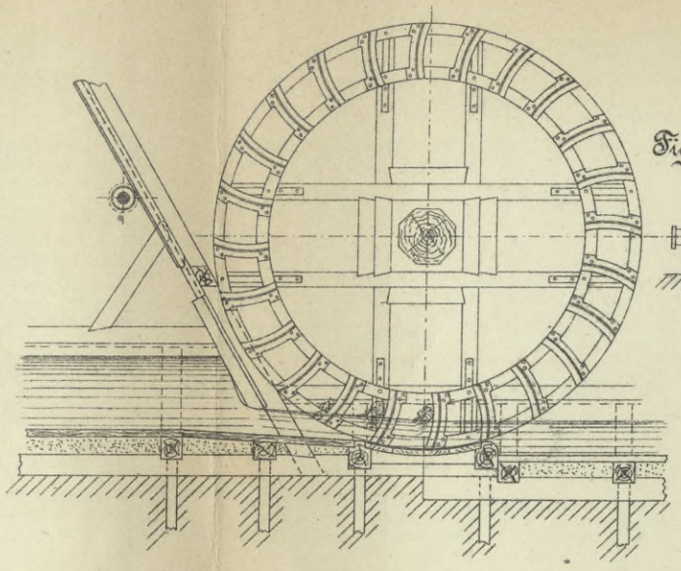
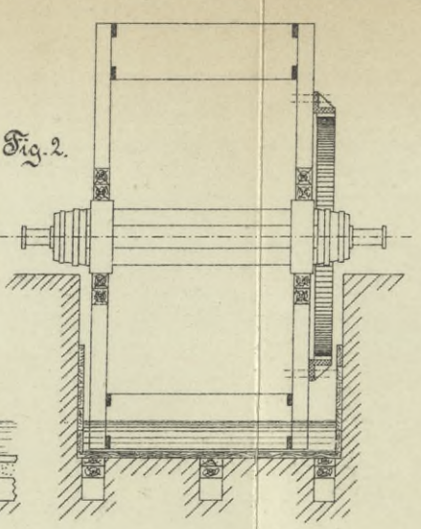


Fig. 2.



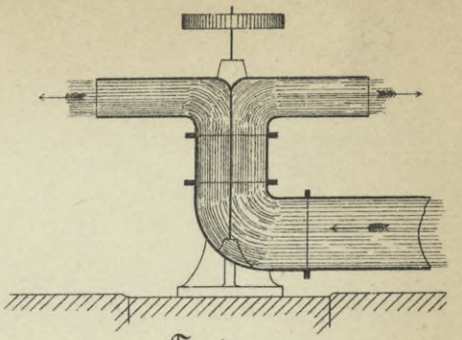


Fig. 6.

Fig. 5.

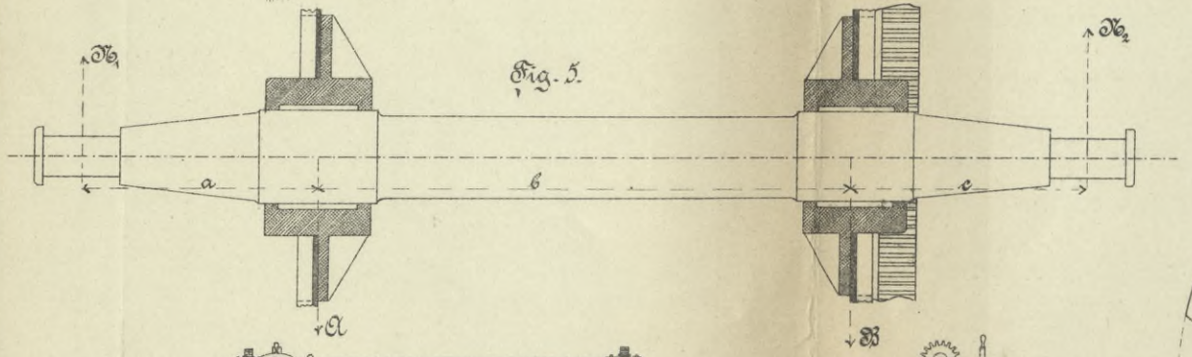


Fig. 3.

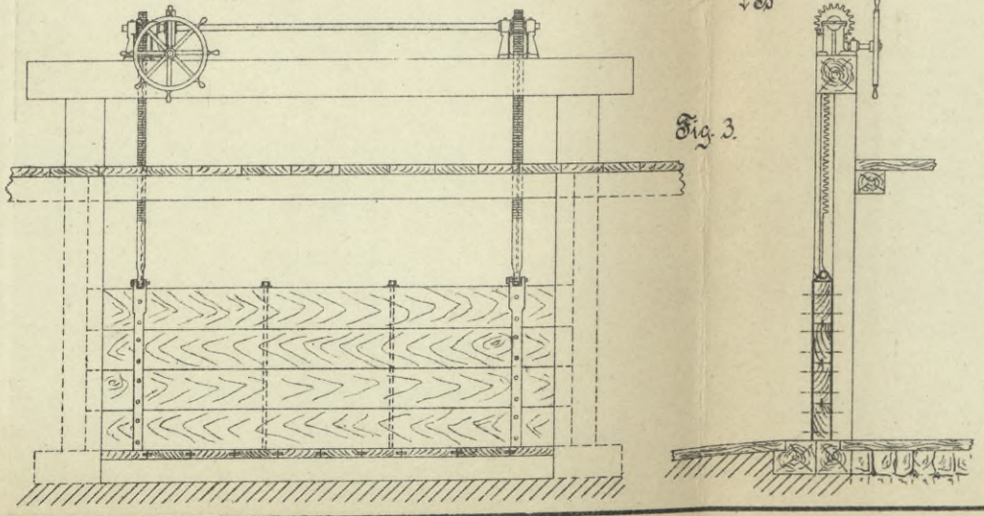
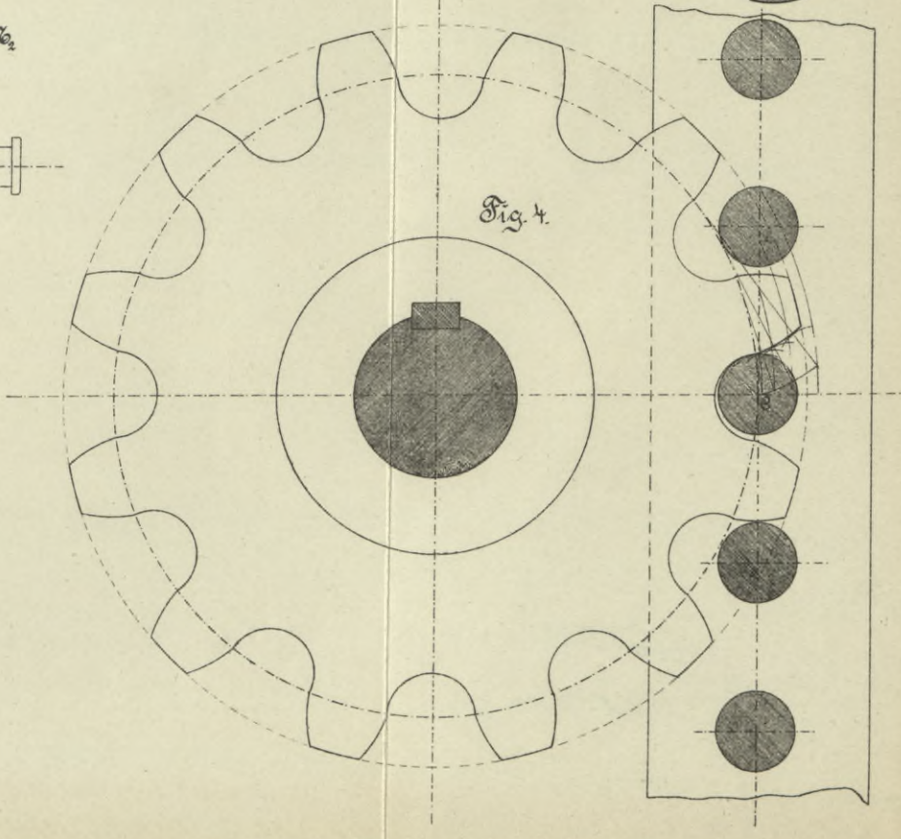


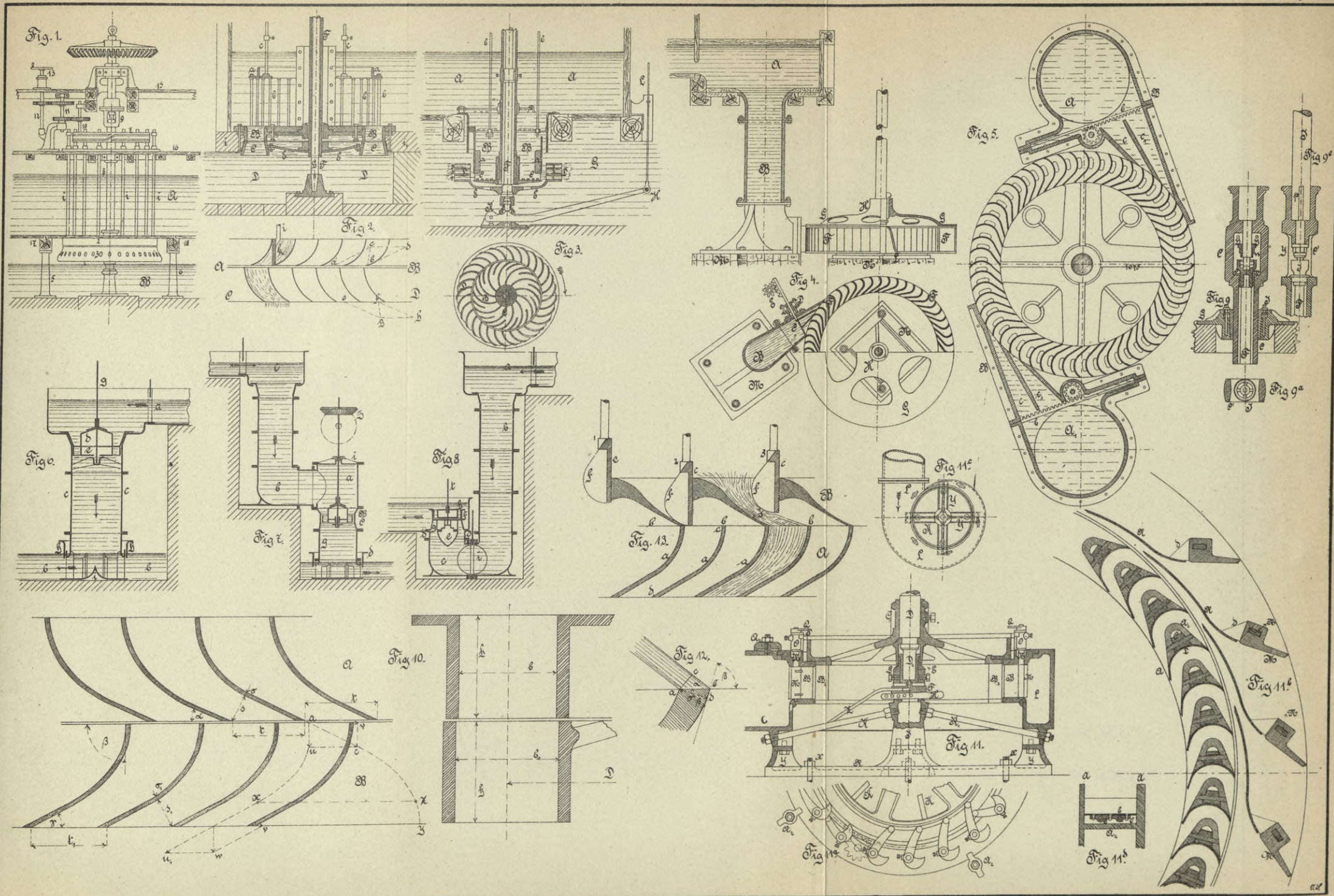
Fig. 4.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

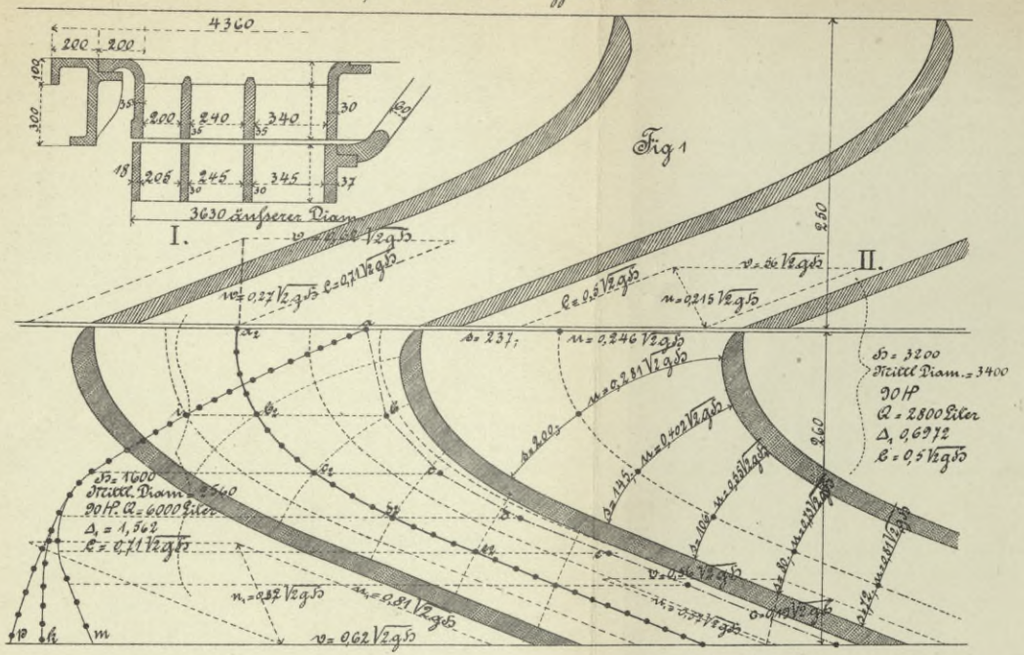


Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Schaufelschnitt der Turbinen des städtischen Wasserwerkes in Zürich.

Maschinenfabrik von Escher Wyss & Co in Zürich.



Schaufelschnitt der Jonval Turbine der Spinnerei Telfs.

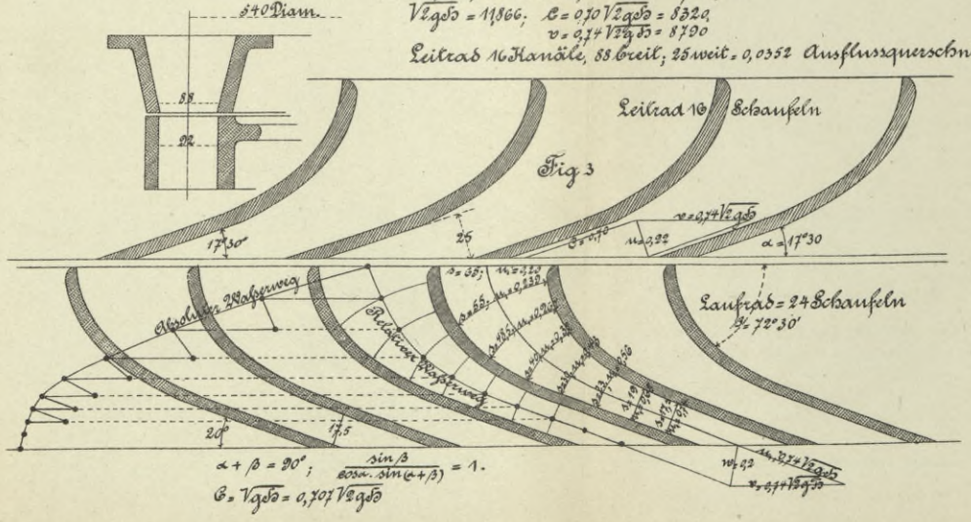
Maschinen Werksälle St Georgen b. St Gallen.

H = 7,200; Q = 246 Liter; n = 16 HP (für 70%)

√2gH = 11,566; ε = 0,70 √2gH = 8,32

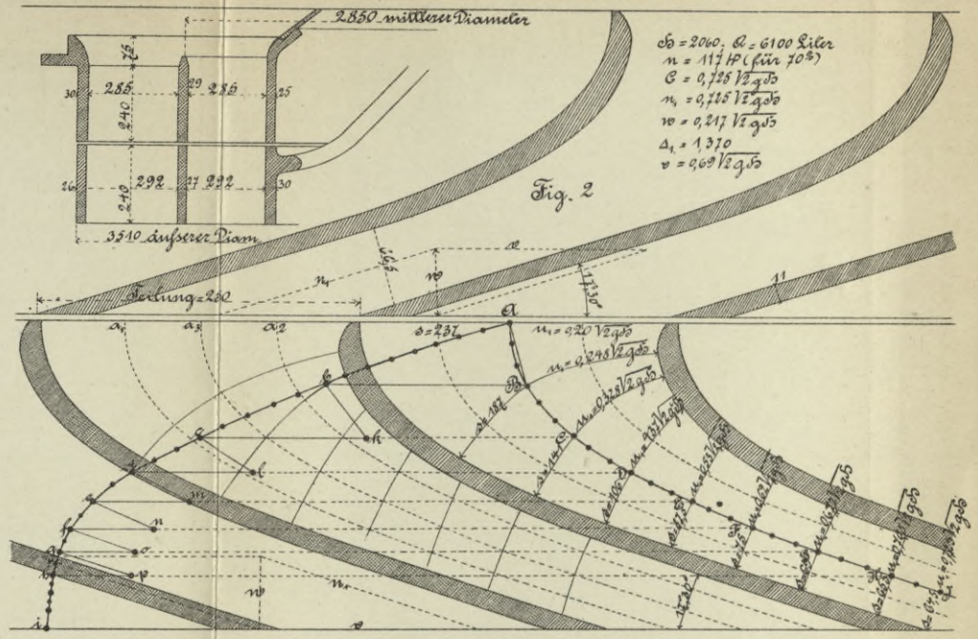
v = 0,74 √2gH = 8,790

Leitrad 16 Kanäle, 88 breit; 25 weit = 0,0352 Ausflussquerschnitt.



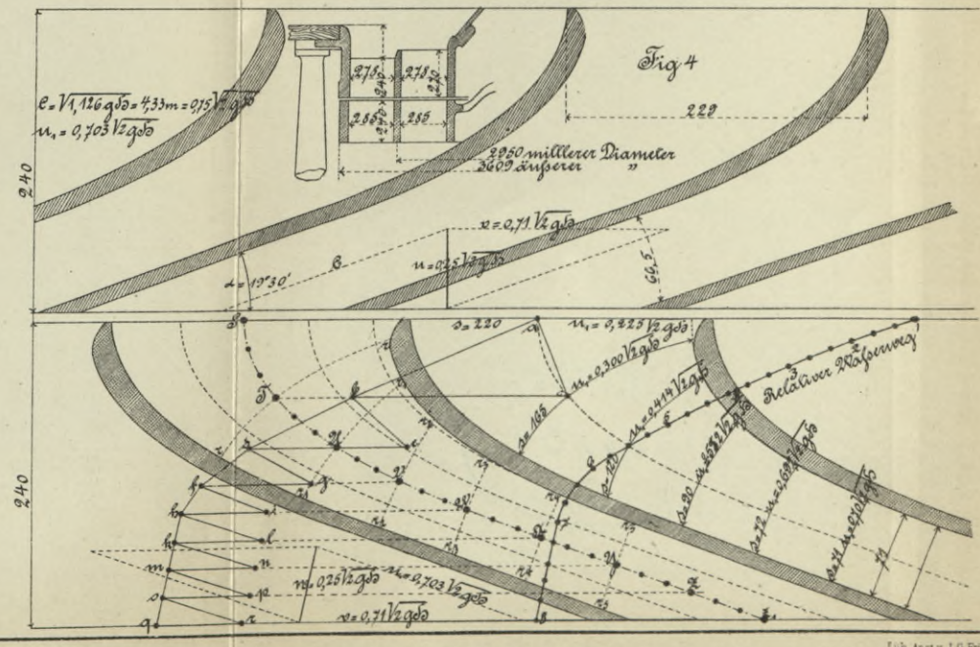
Schaufelschnitt der Turbinen des städtischen Wasserwerkes in Bern.

Maschinenfabrik von Theodor Bell in Kriens.



Schaufelschnitt der Jonval Turbine in Cellulosstoff Fabrik Mannheim.

Maschinenfabrik von Theodor Bell in Kriens.

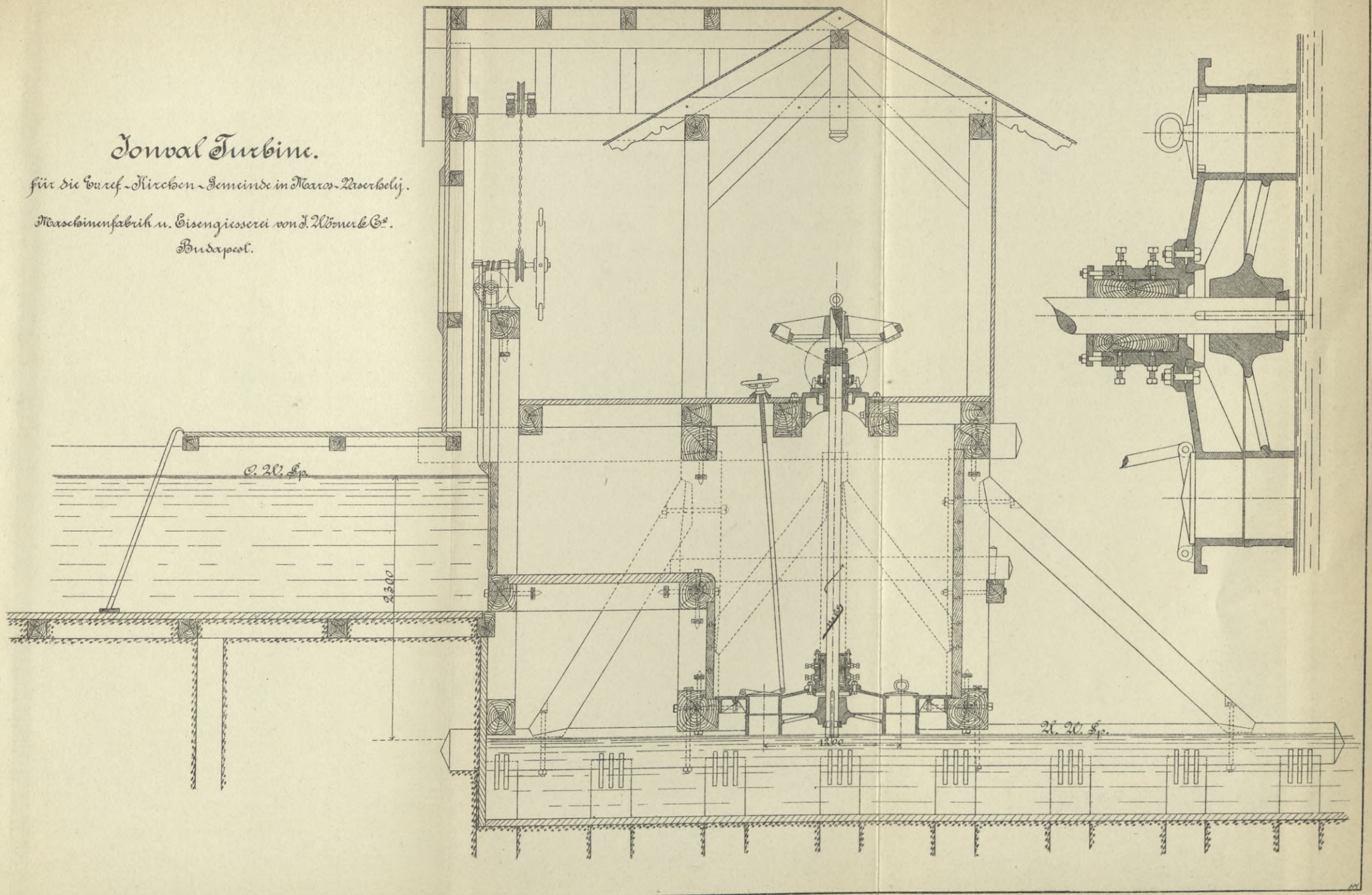


BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Jonval Turbine.

für die Ev. ref. Kirchen-Gemeinde in Maros-Vasarhely.

Maschinenfabrik u. Eisengiesserei von J. Körner & Cie.
Budapest.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena

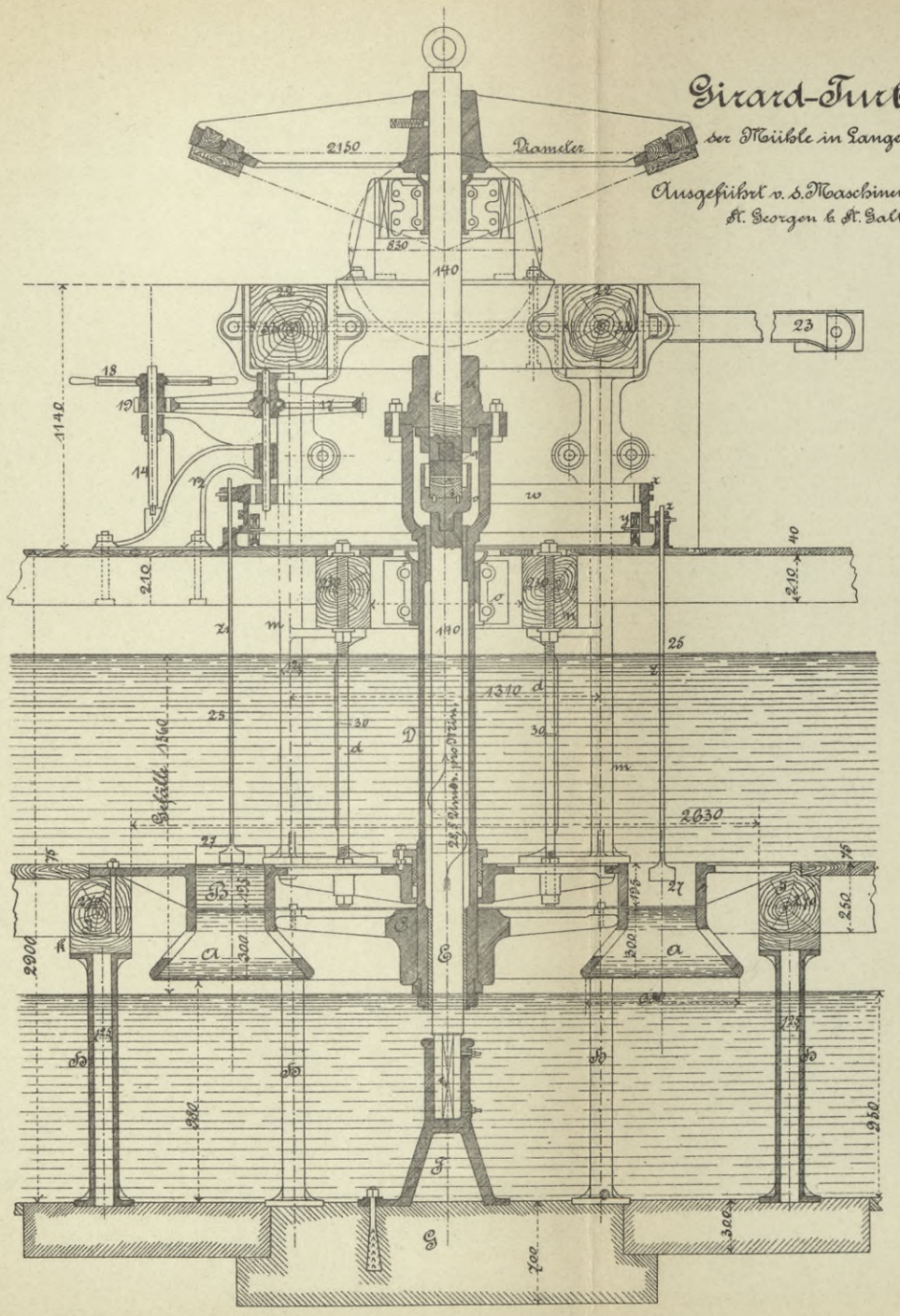
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Girard-Turbine

der Mühle in Langenargen.

Ausgeführt v. d. Maschinen-Werkstätte St. Georgen b. St. Gallen.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Schaufel-Apparat.

Fig. 1.

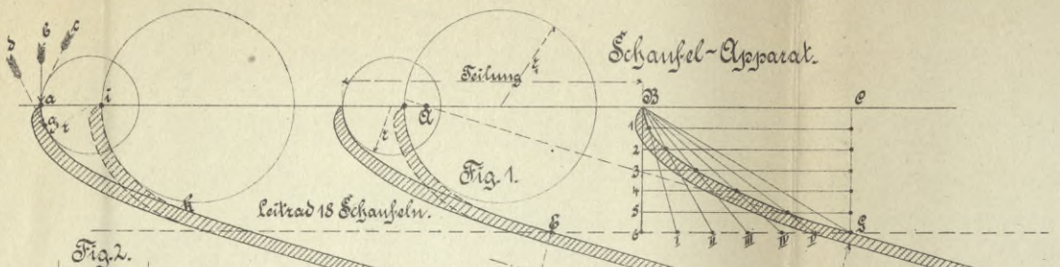


Fig. 2.

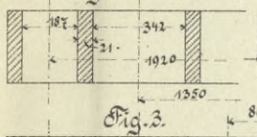
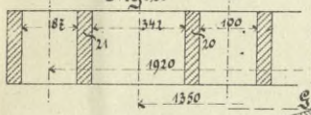
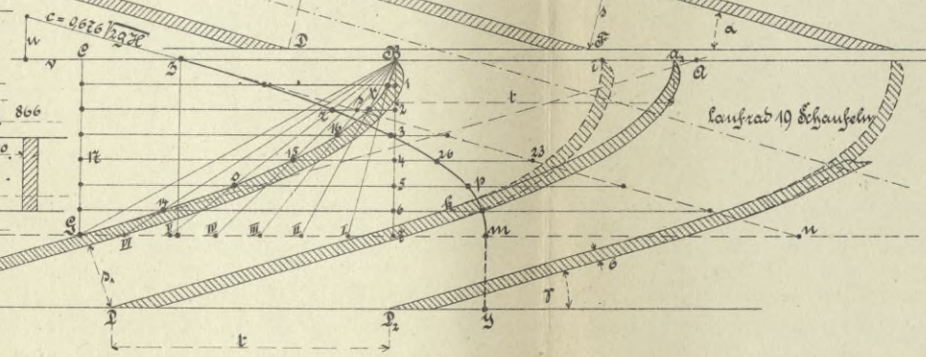


Fig. 3.





Daten: Q = 800 Liter. H = 9000 m. N_n(75%) = 72 P. S. Anzahl d. Umdrehungen, n = 166

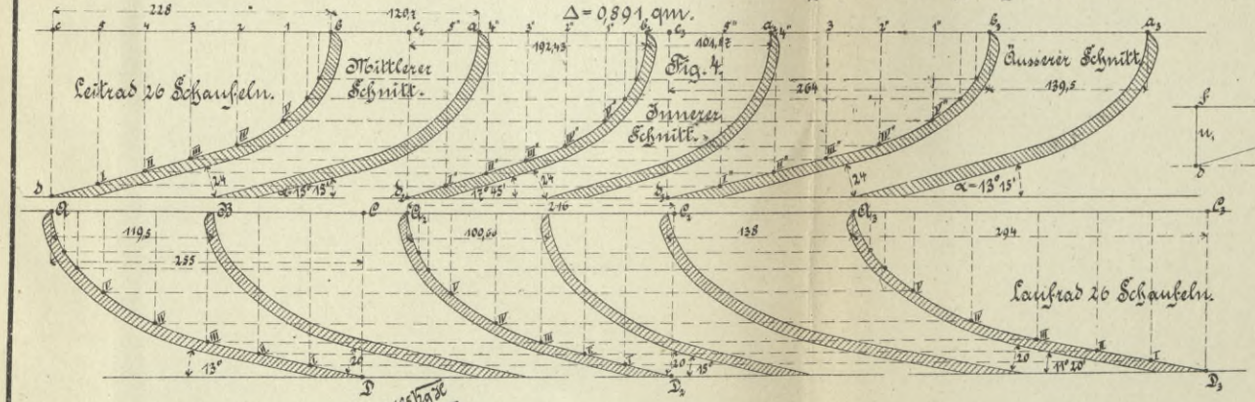


Fig. 5.

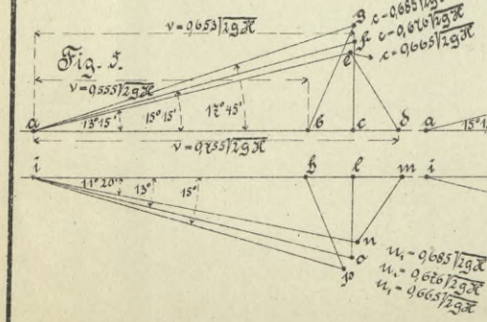


Fig. 6.

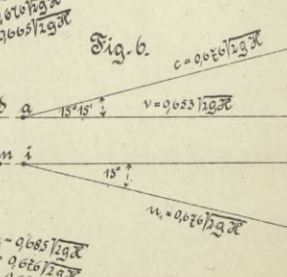


Fig. 7.

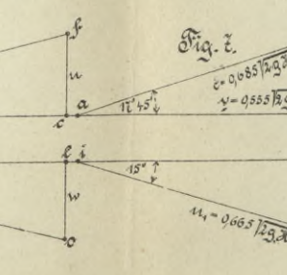


Fig. 8.

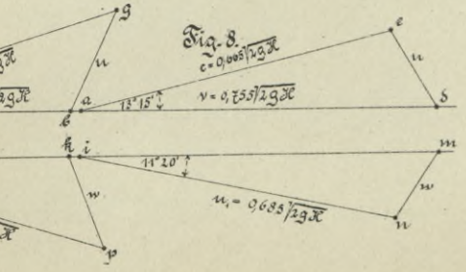


Fig. 9.

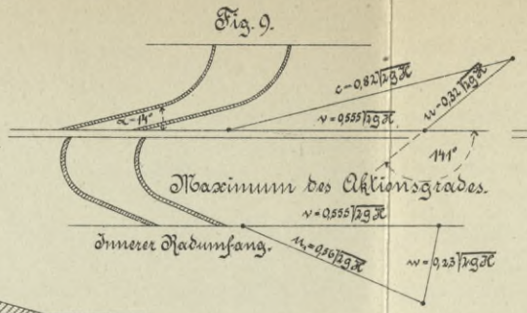


Fig. 10.

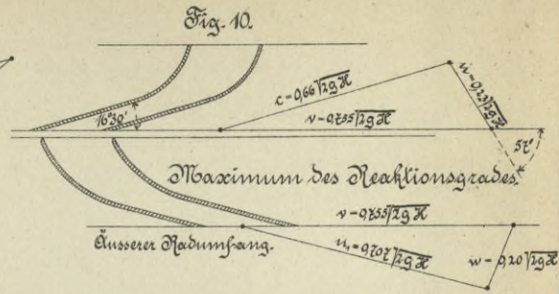


Fig. 11.

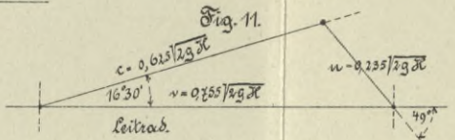


Fig. 12.

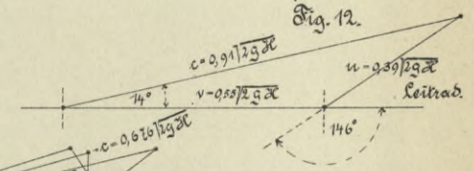


Fig. 13.

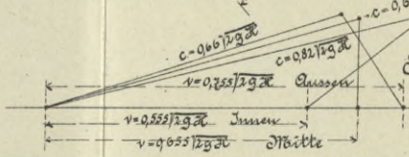


Fig. 14.

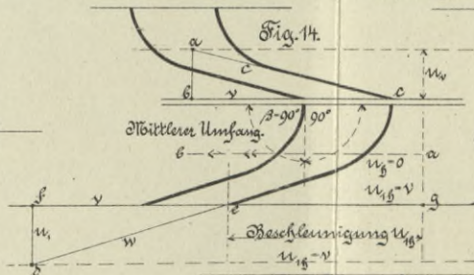


Fig. 15.

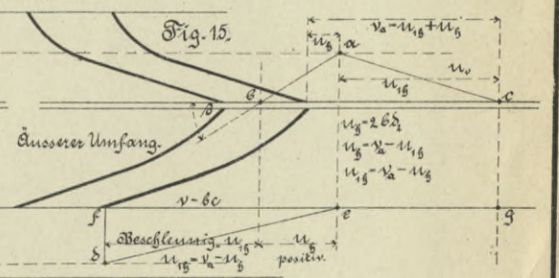


Fig. 16.

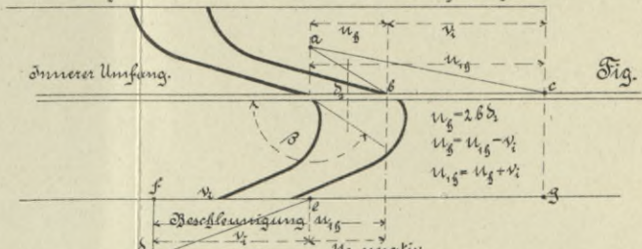


Fig. 17.

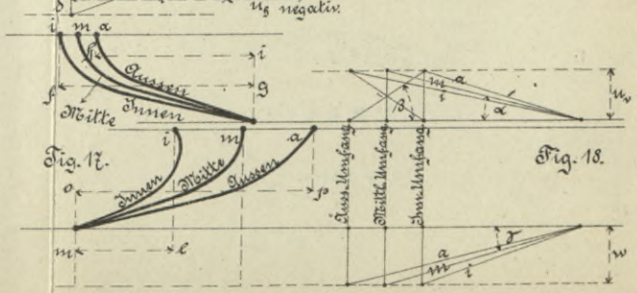


Fig. 18.

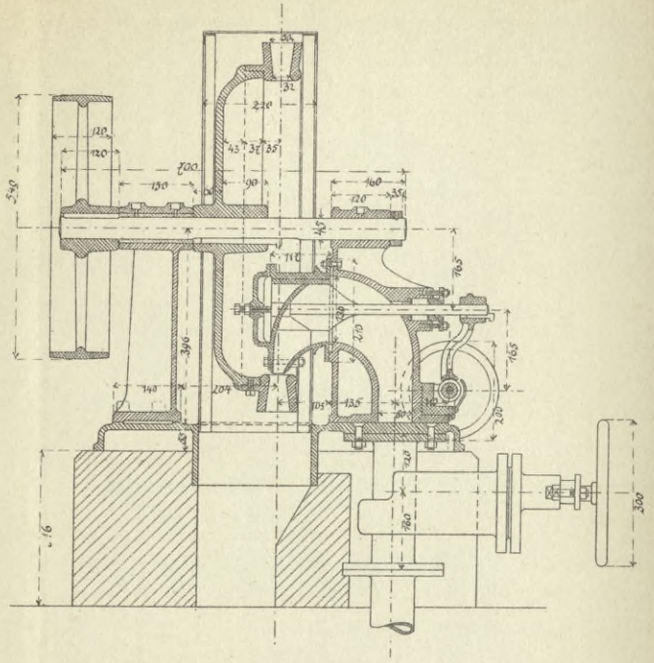
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

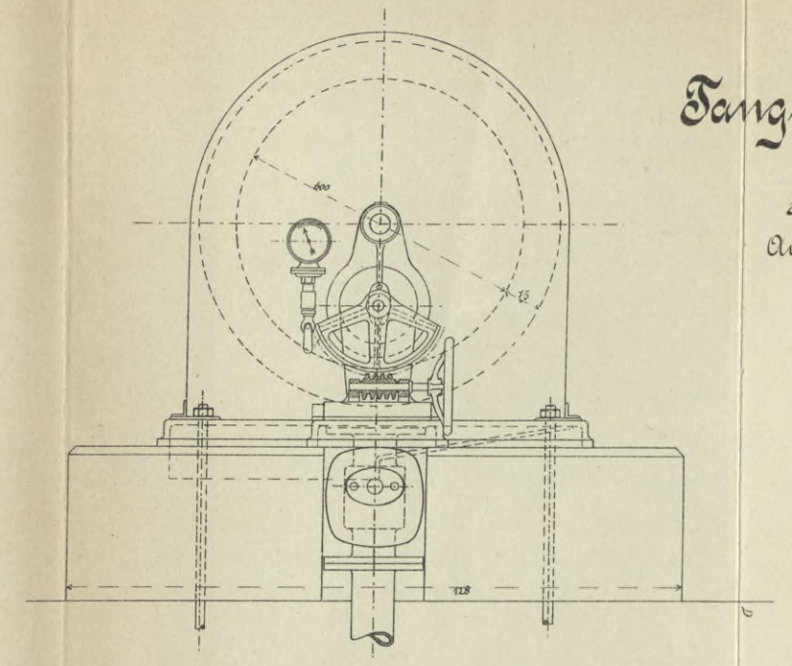
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

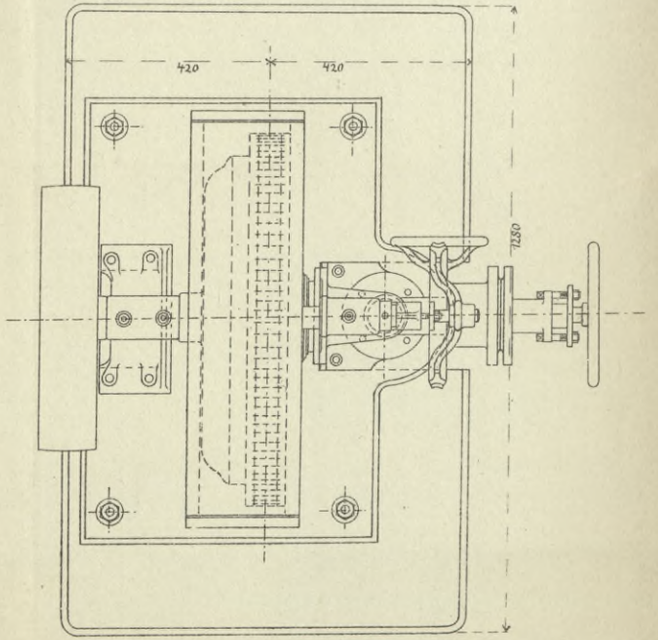
Tangentialrad bis 4 Pferdekraft

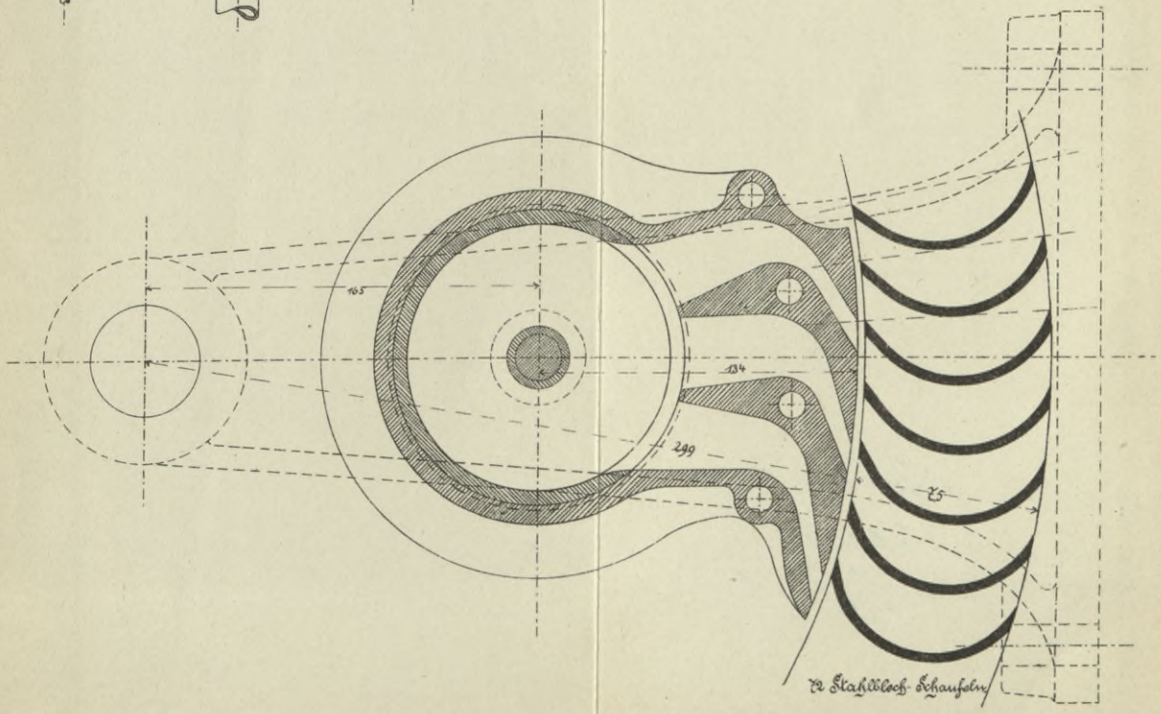
Für die Oberrealschule in Ofen.

Ausgeführt von Ganz & Comp. in Budapest.





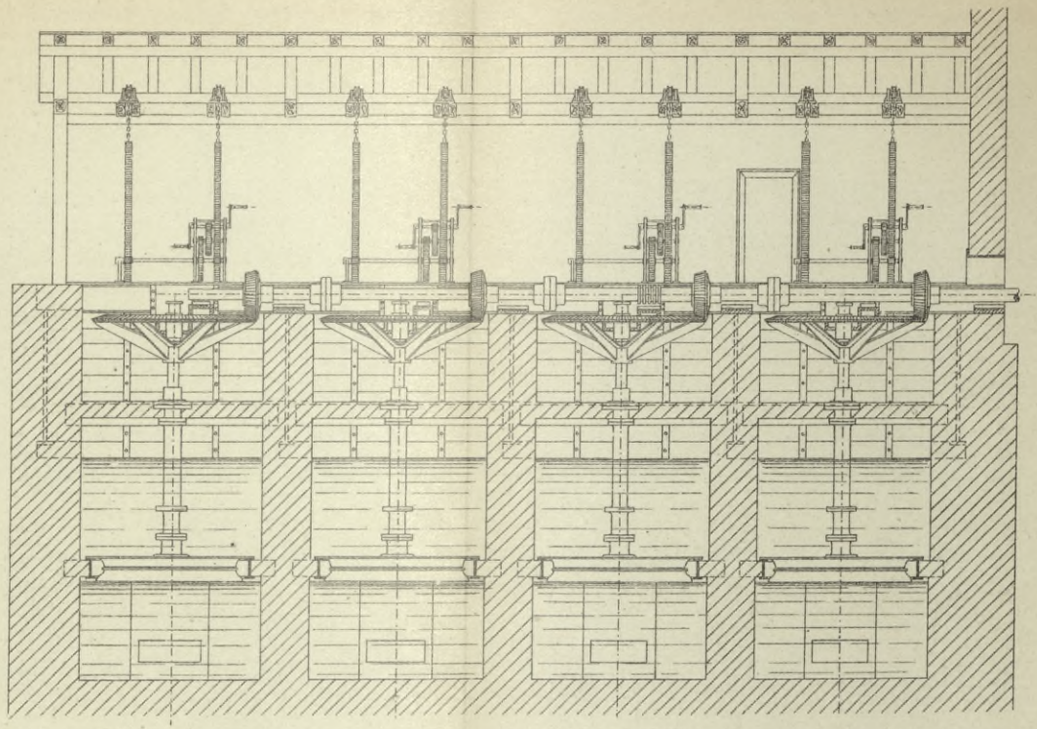


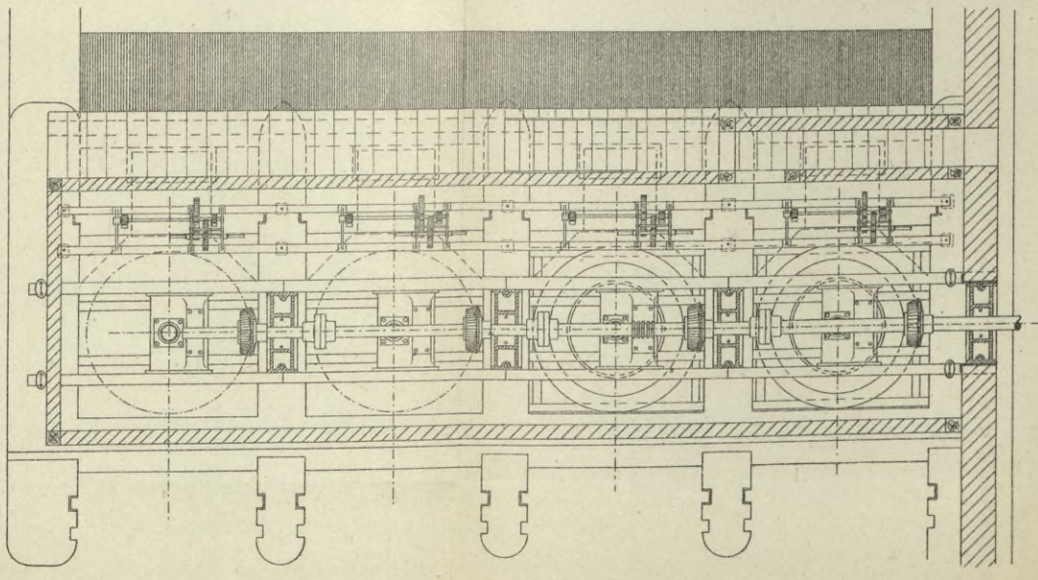


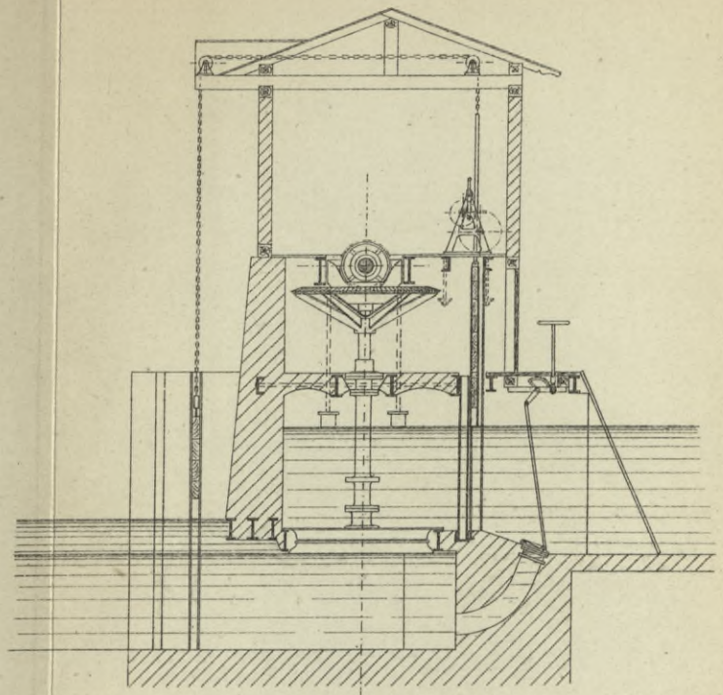
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna







Turbinen-Anlage

für die Elektricitäts-Werke zu Cassel.

Ausgeführt von der Maschinenfabrik von

Briegleb Hansen & Co in Gotha.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

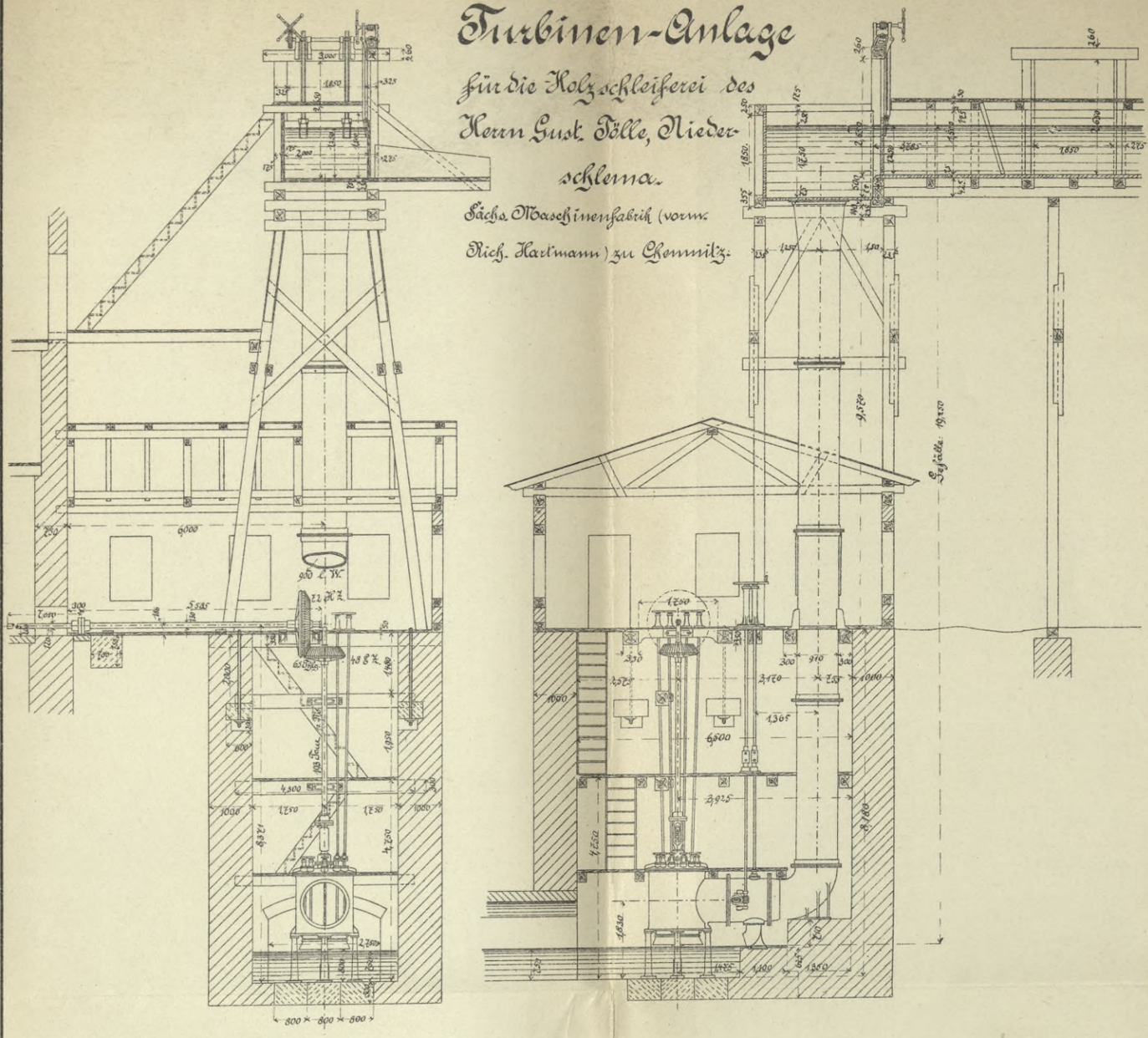
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

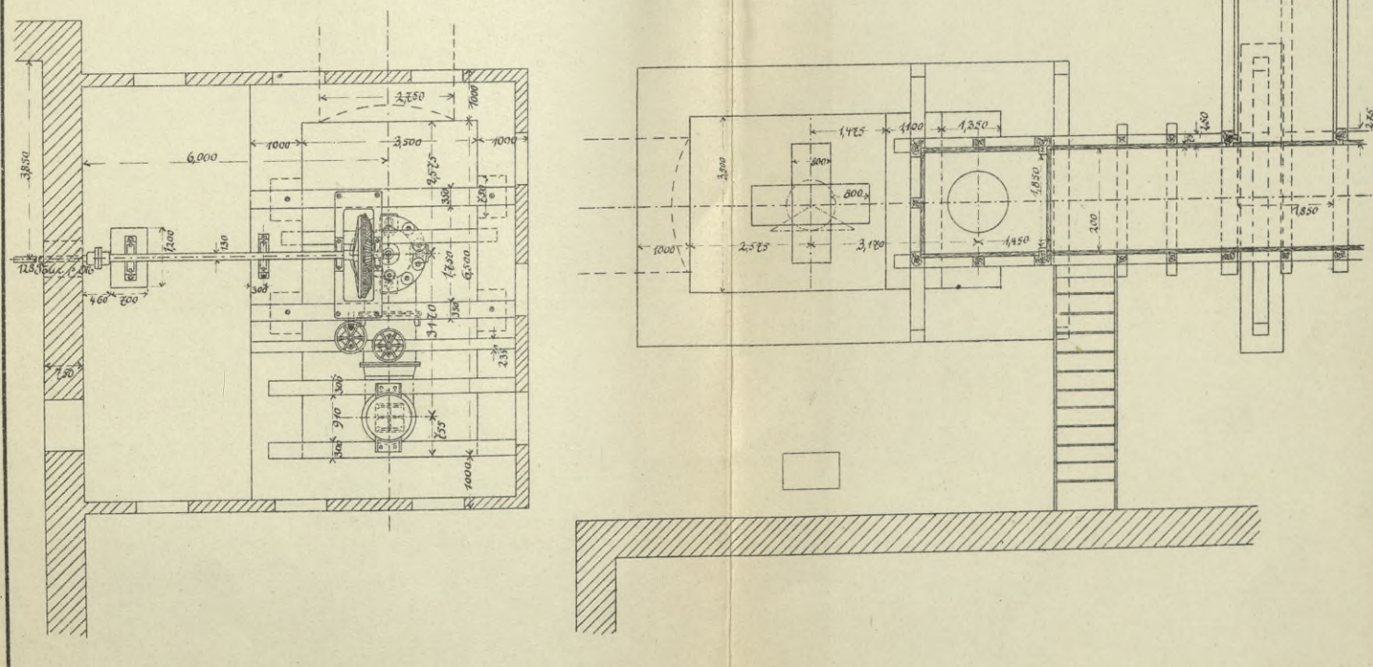
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbinen-Anlage

für die Holzschleiferei des Herrn Gust. Pölle, Niederschlema.

Sächs. Maschinenfabrik (vorm. Rich. Hartmann) zu Chemnitz.

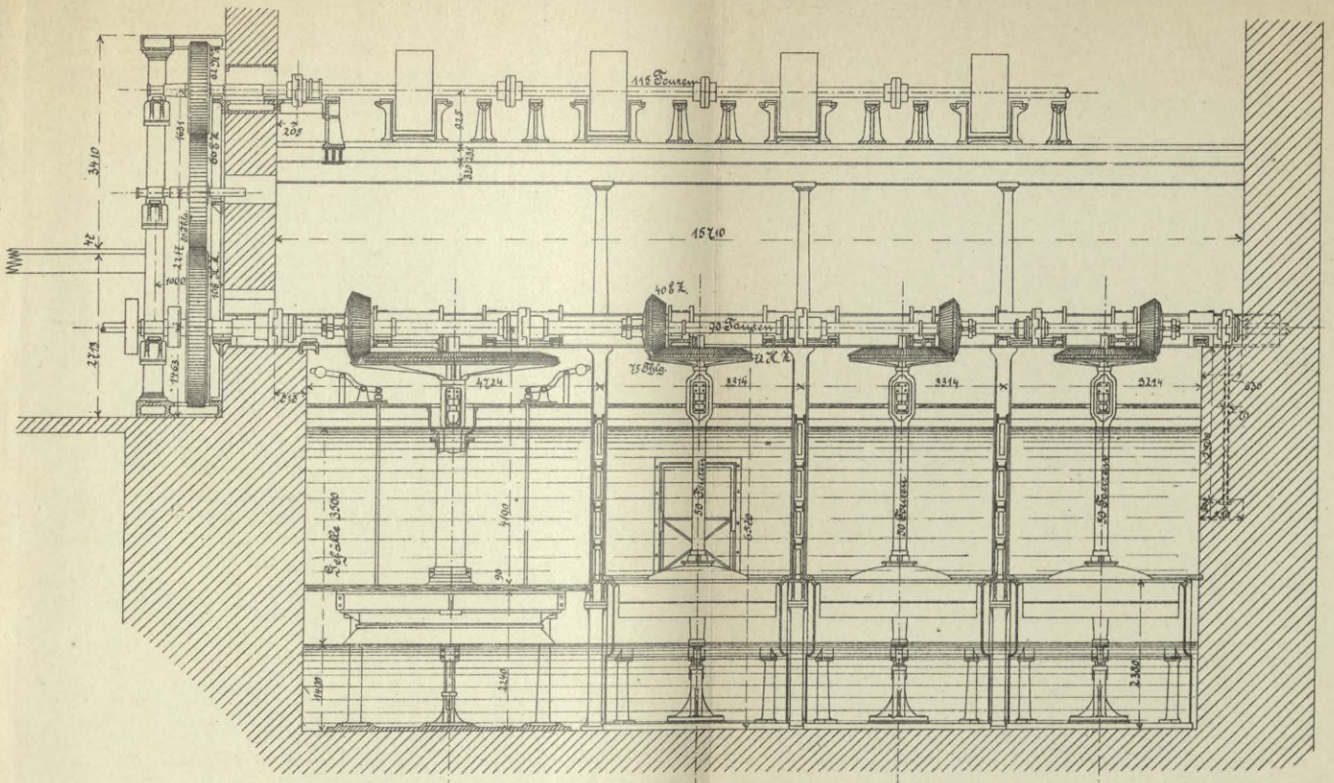


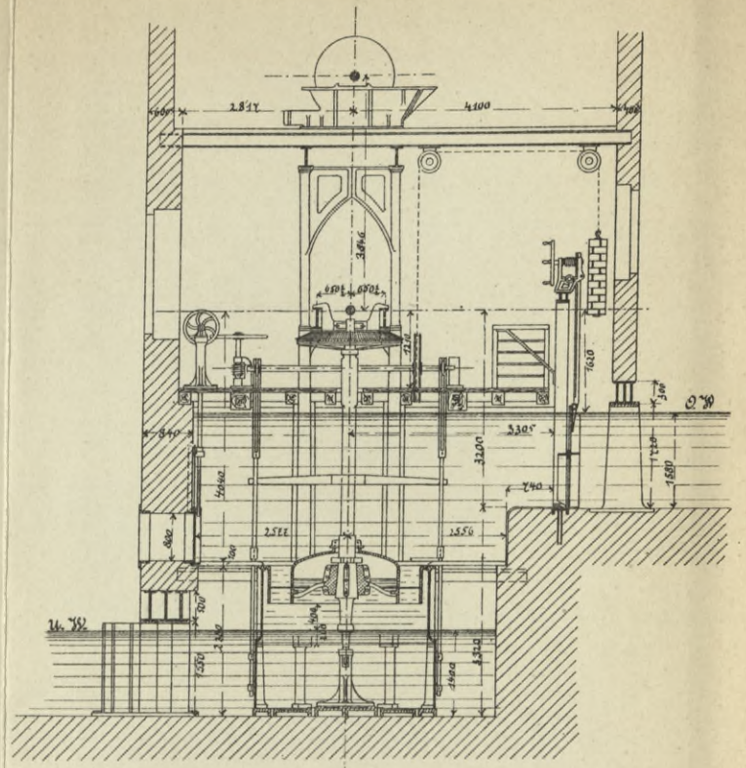


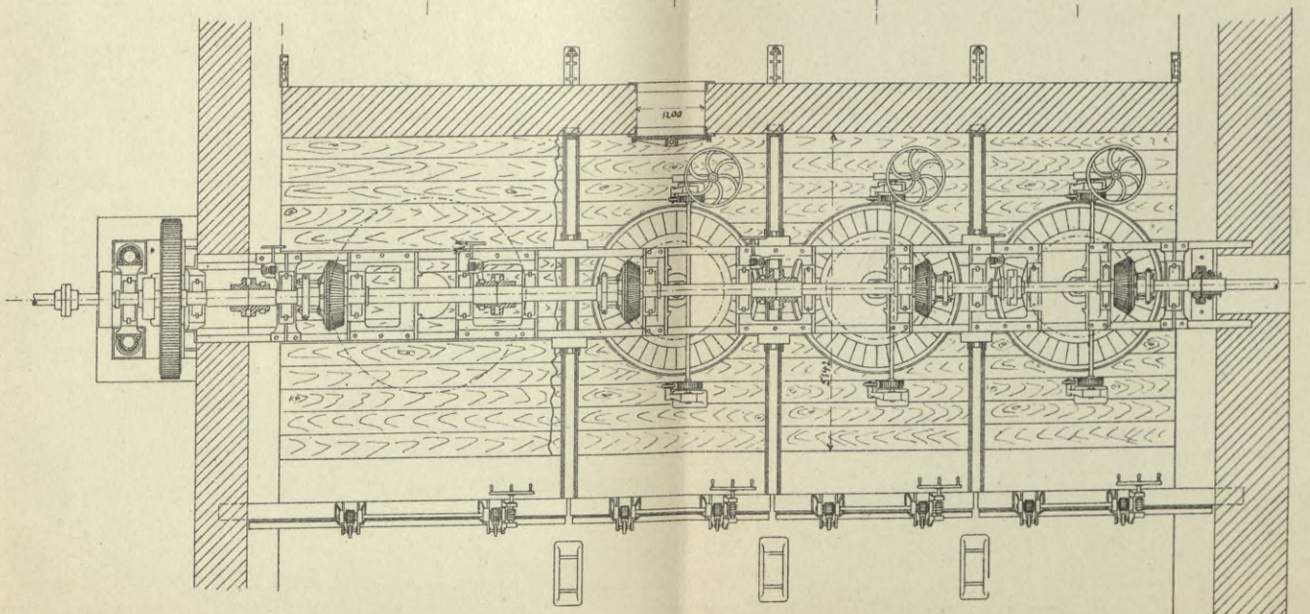
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna







Turbinen-Anlage

für die Holzschleiferei u. Weberei

des Herrn W. Vogel, Lunzenau.

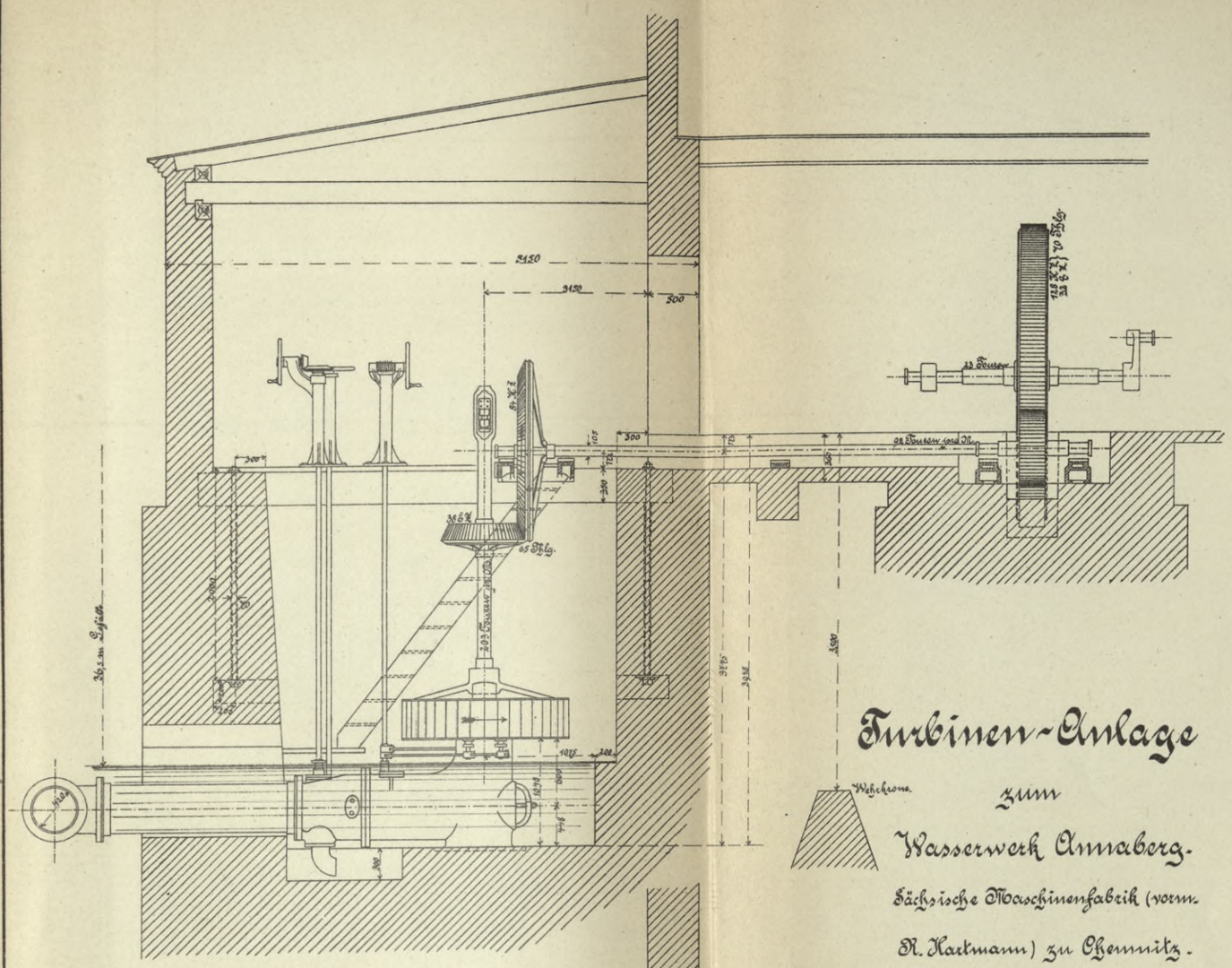
Sächsische Maschinenfabrik (vorm.

Rich. Hartmann), Chemnitz.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

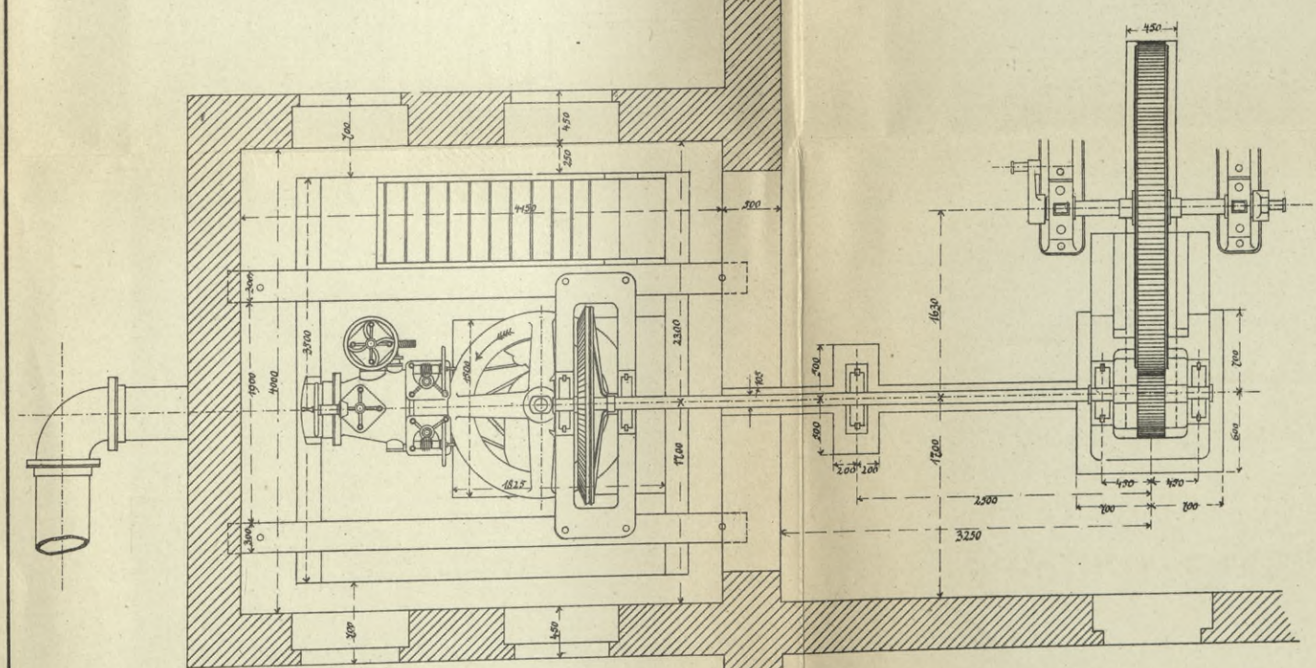


Turbinen-Anlage

zum

Wasserwerk Annaberg.

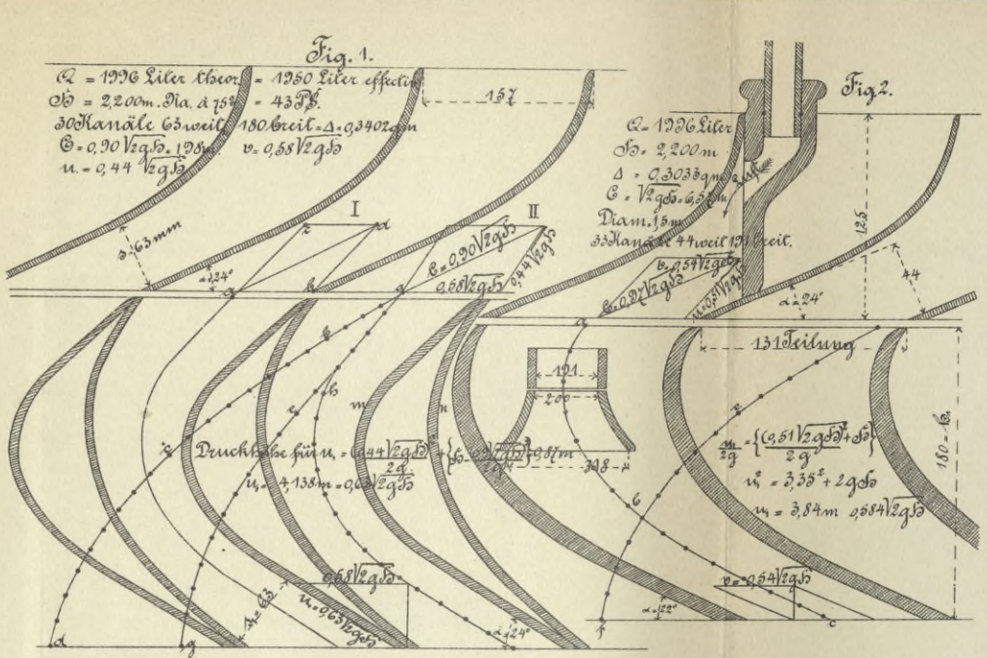
Sächsische Maschinenfabrik (vorm. R. Hartmann) zu Chemnitz.



Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

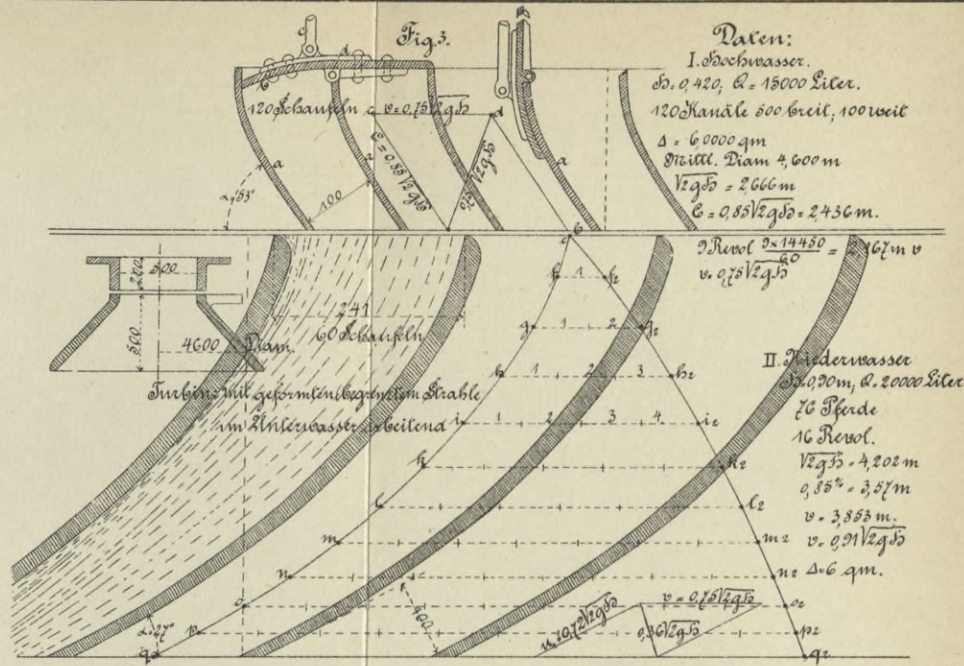
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna



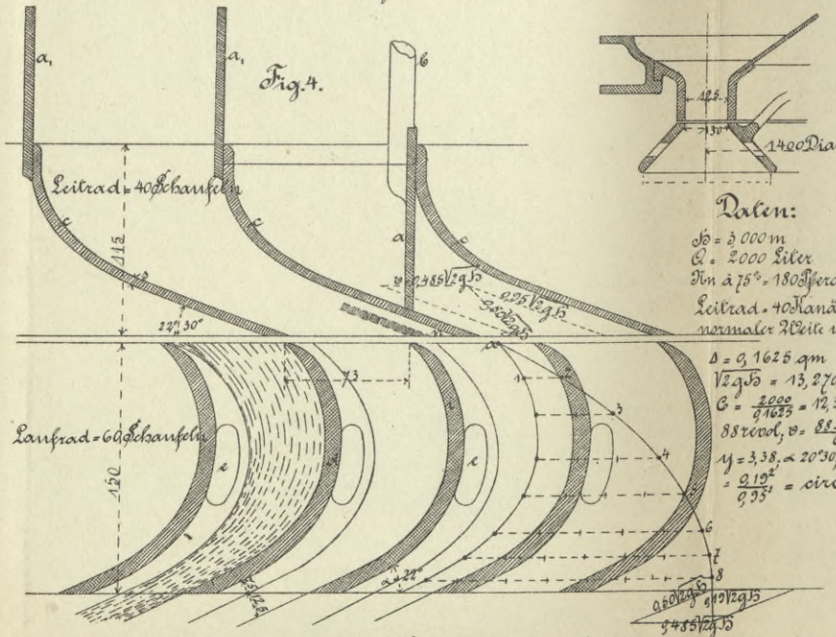
Turbine mit Rückschaufeln für veränderlichen Unterwasserstand (System Jonval)

Turbine ohne Rücksicht für veränderlichen Unterwasserstand (Syst. Girard)



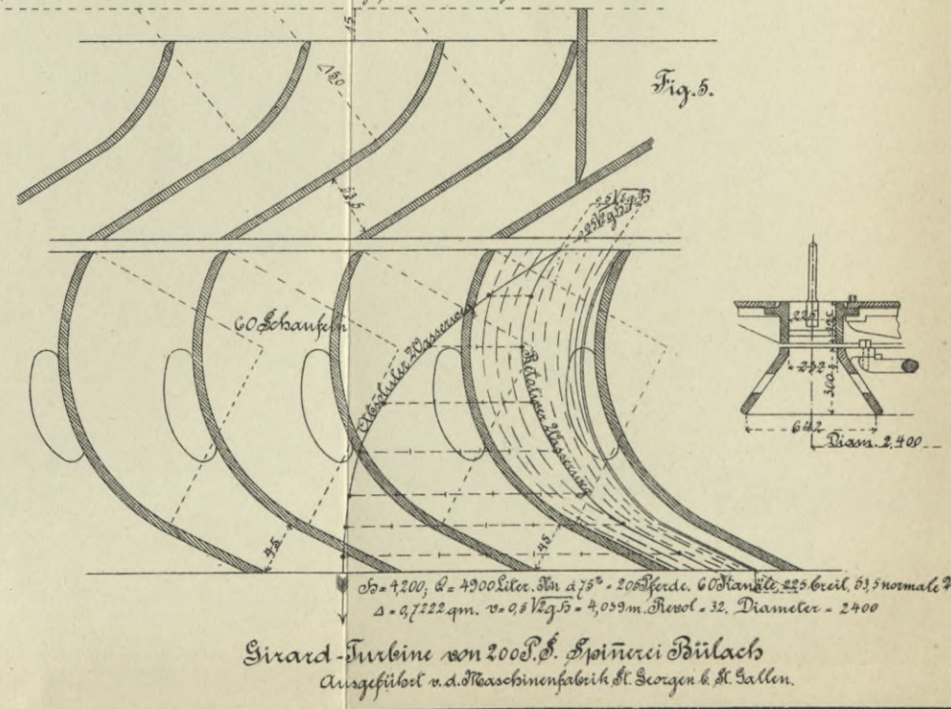
Girard-Turbine des Genfer-Wasserwerker, bis 20 Cubikmeter Wasser consumierend

ausgeführt von Ingenieur C. Callon in Paris.



Hochdruck-Turbine von 180 P.S. in der Holzschleiferei in Albbruck.

Ausgeführt v. Theod. u. Fried. Bell in Kriens.



Girard-Turbine von 200 P.S. Spinnerei Bülach

Ausgeführt v. d. Maschinenfabrik St. Georgen b. St. Gallen.

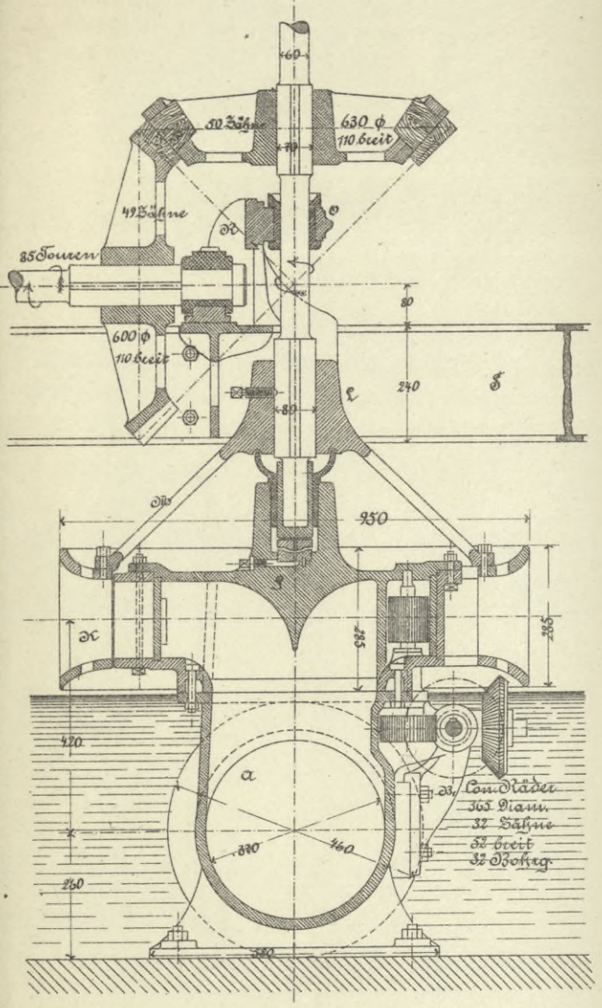
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

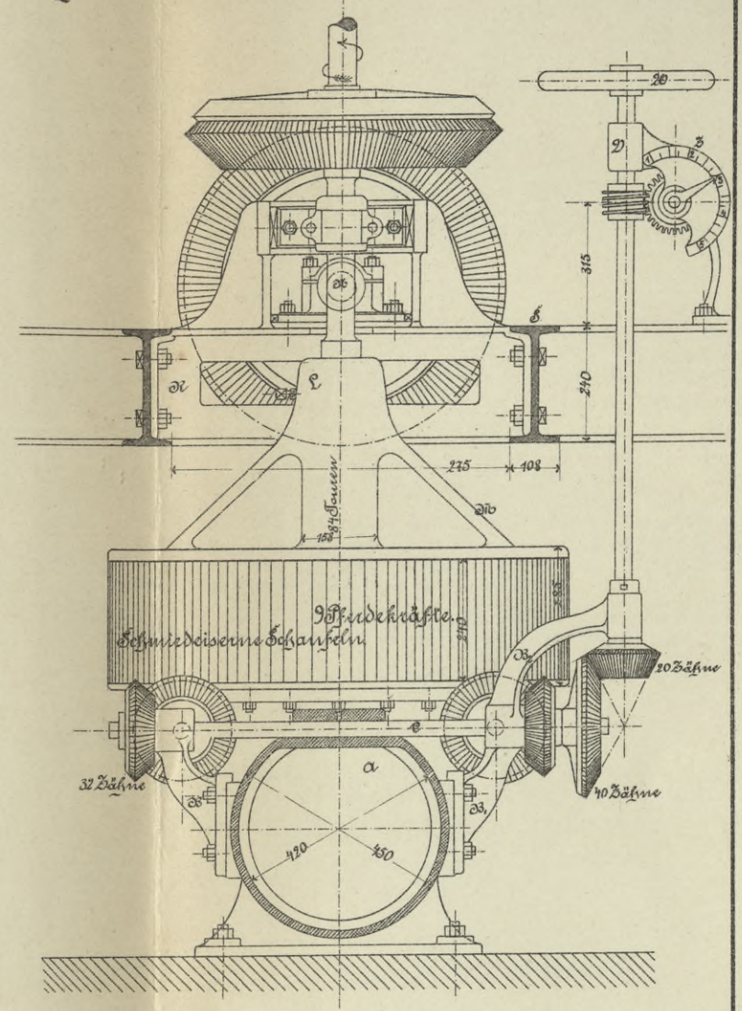
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

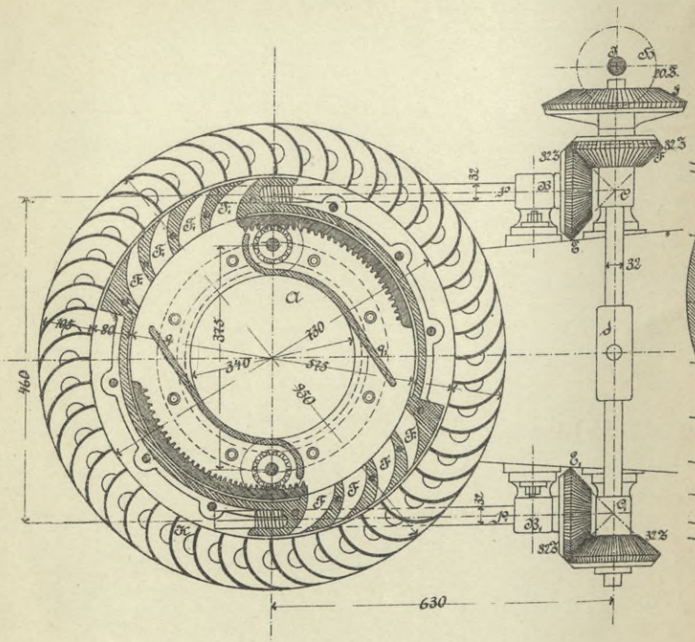
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

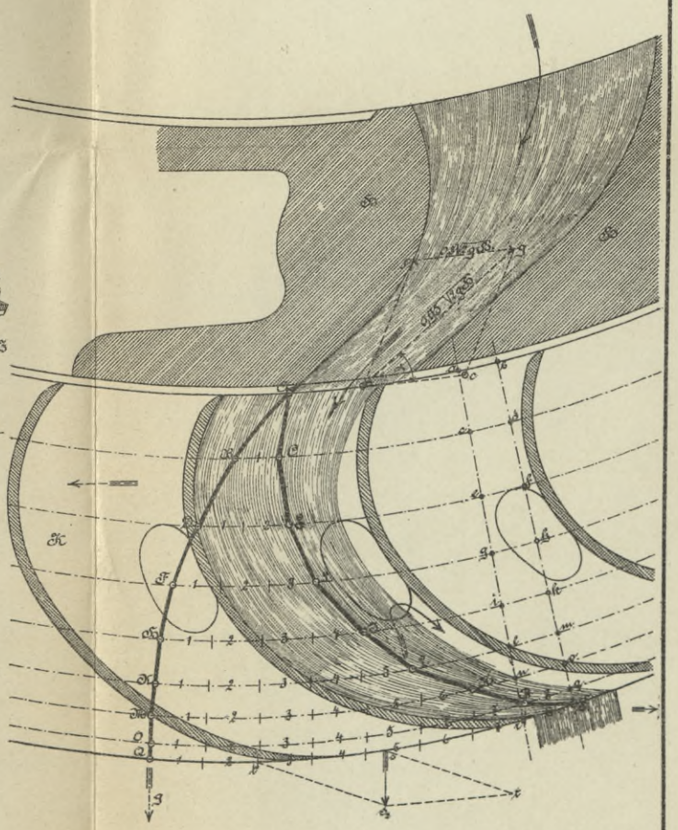
Girard-Turbine der Wiener Hochquellen-Wasserleitung.

Installation von C. A. Specker in Wien.









Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Jonval Turbine

für

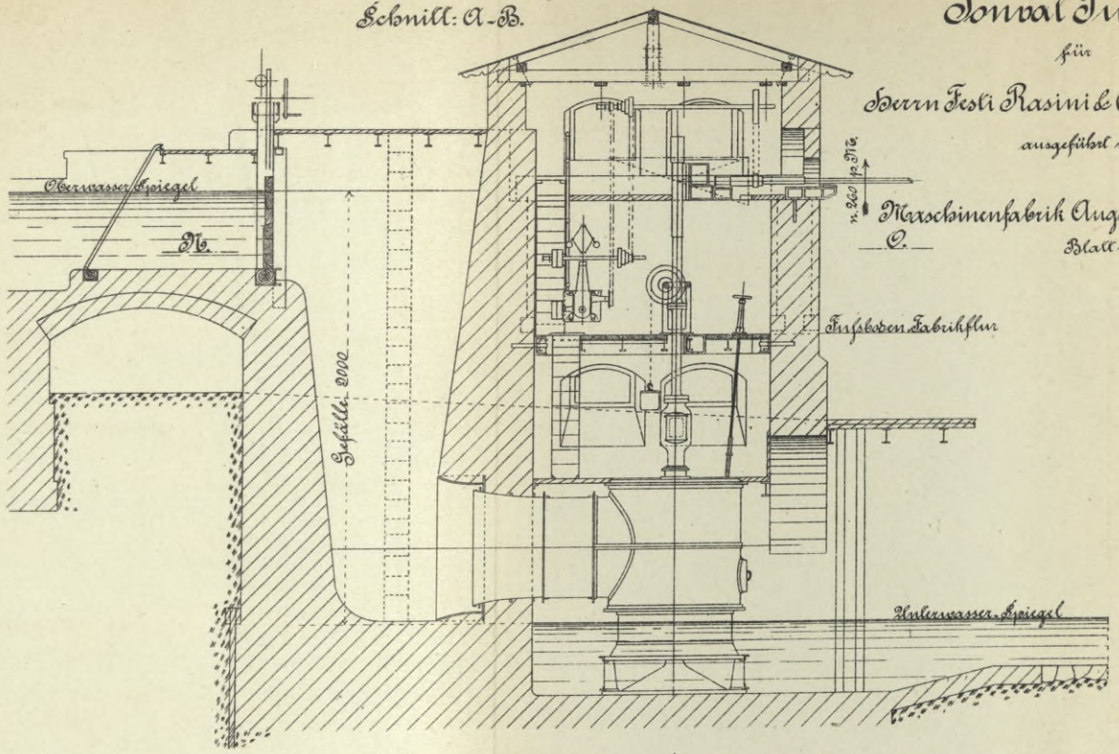
Herrn Festi Rasini & Cie. in Mailand.

ausgeführt von der

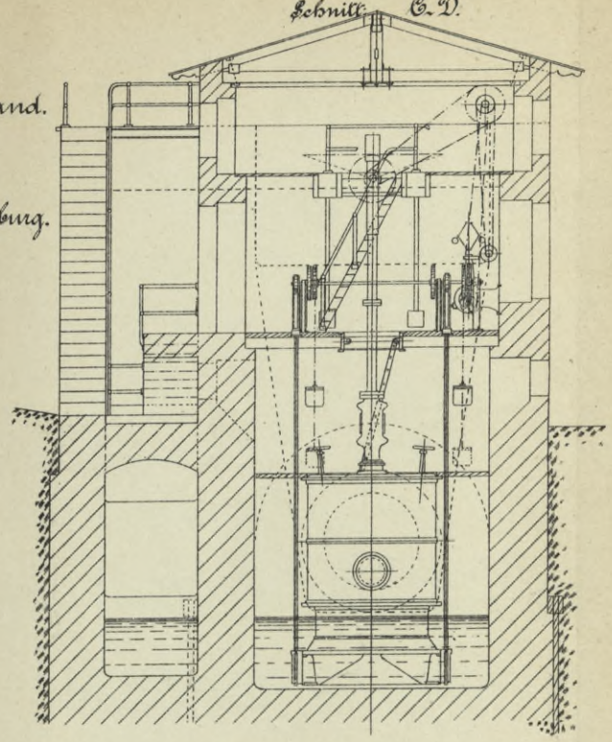
Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg.

Blatt 1.

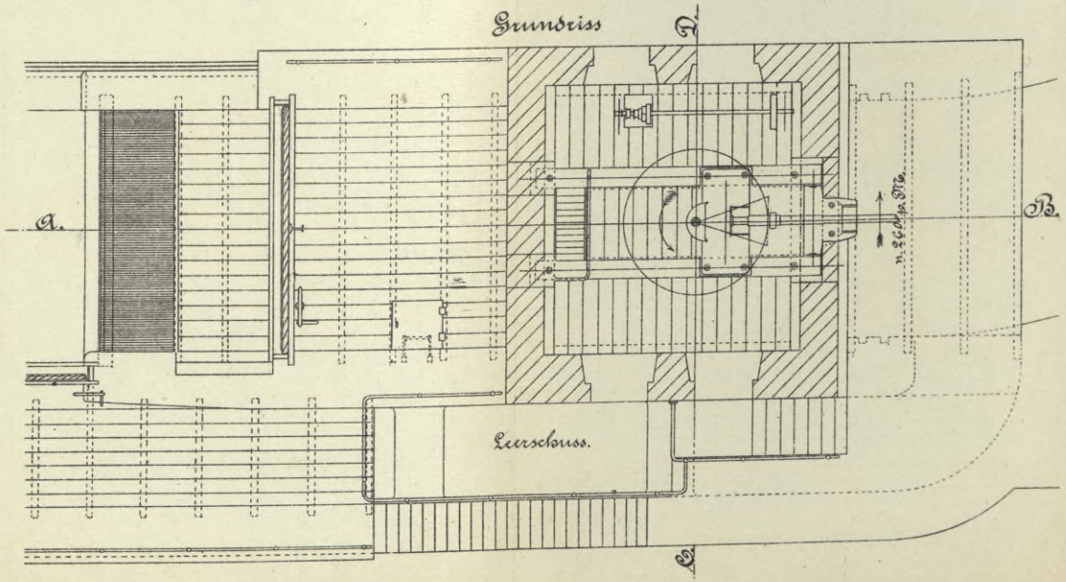
Schnitt: A-B.



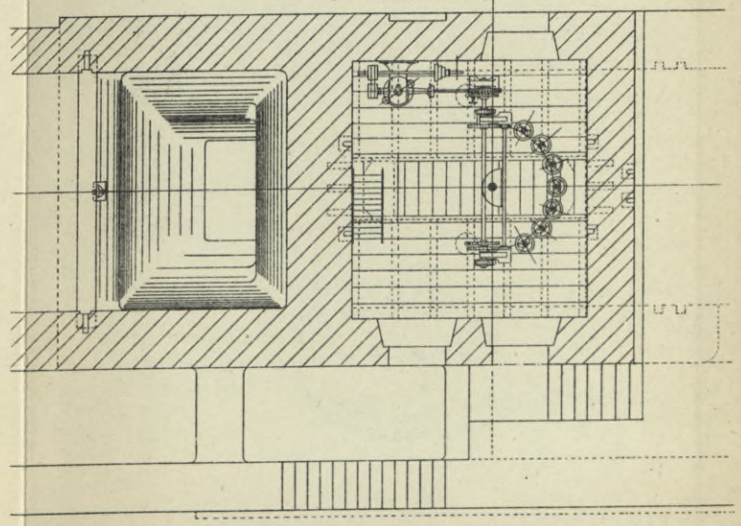
Schnitt: C. D.



Grundriss D.



Grundriss: N-O.



Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

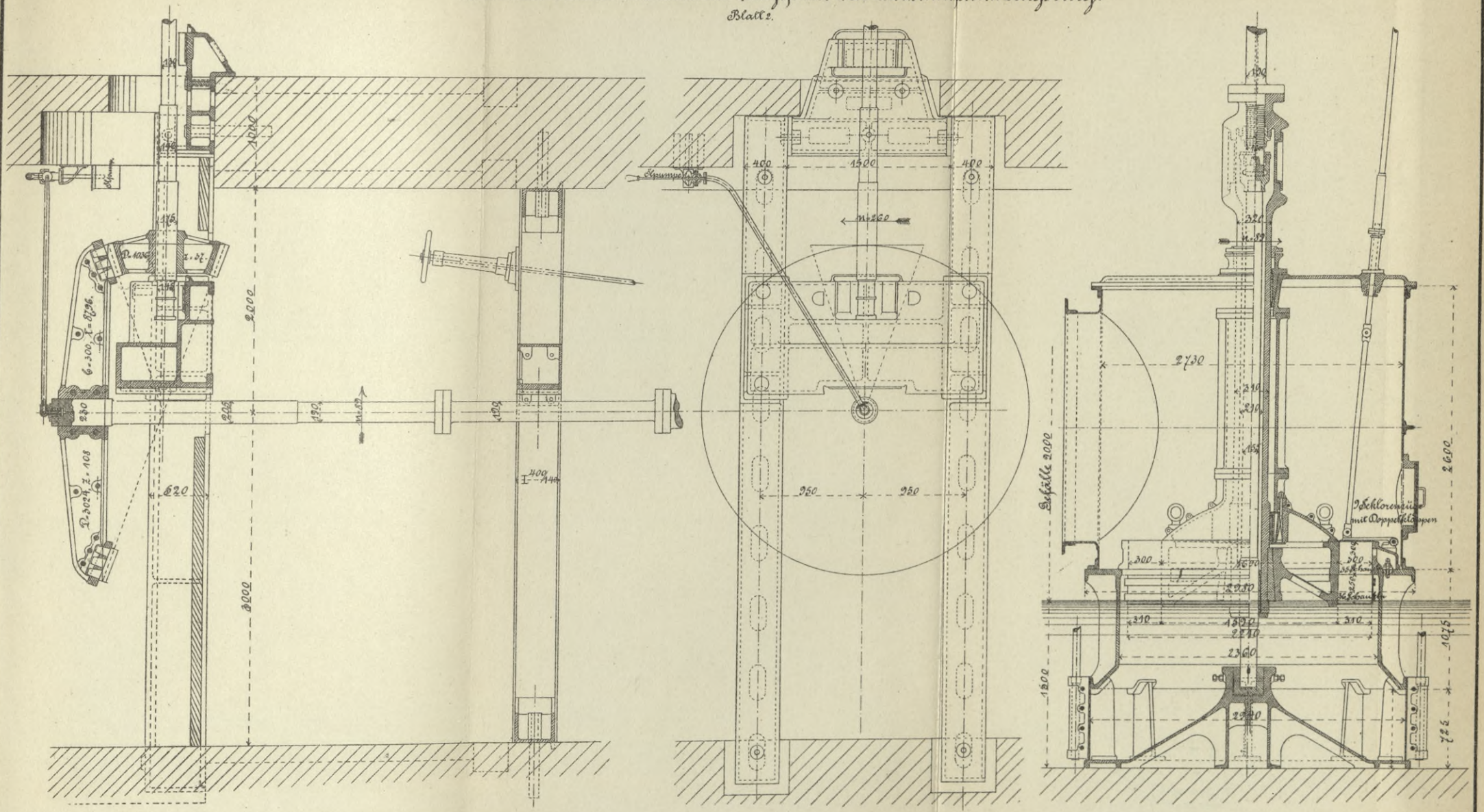
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Jonval-Turbine

für

Herren Tosi Rasini in Mailand. Ausgeführt v. d. Maschinenfabrik Augsburg.

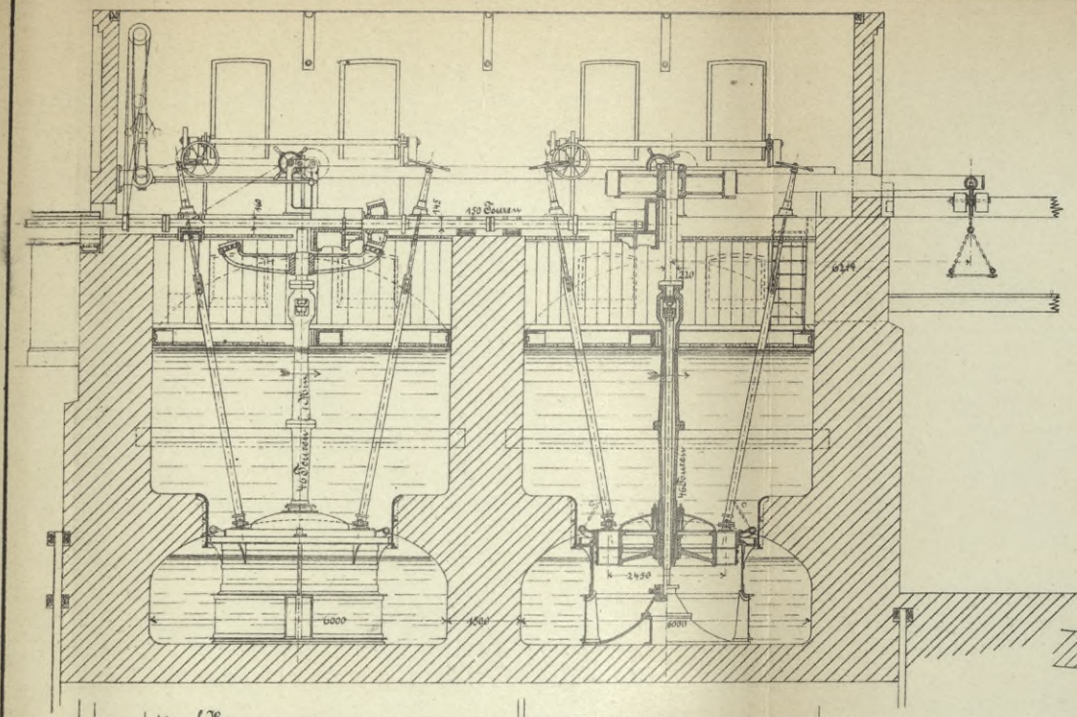
Blatt 2.

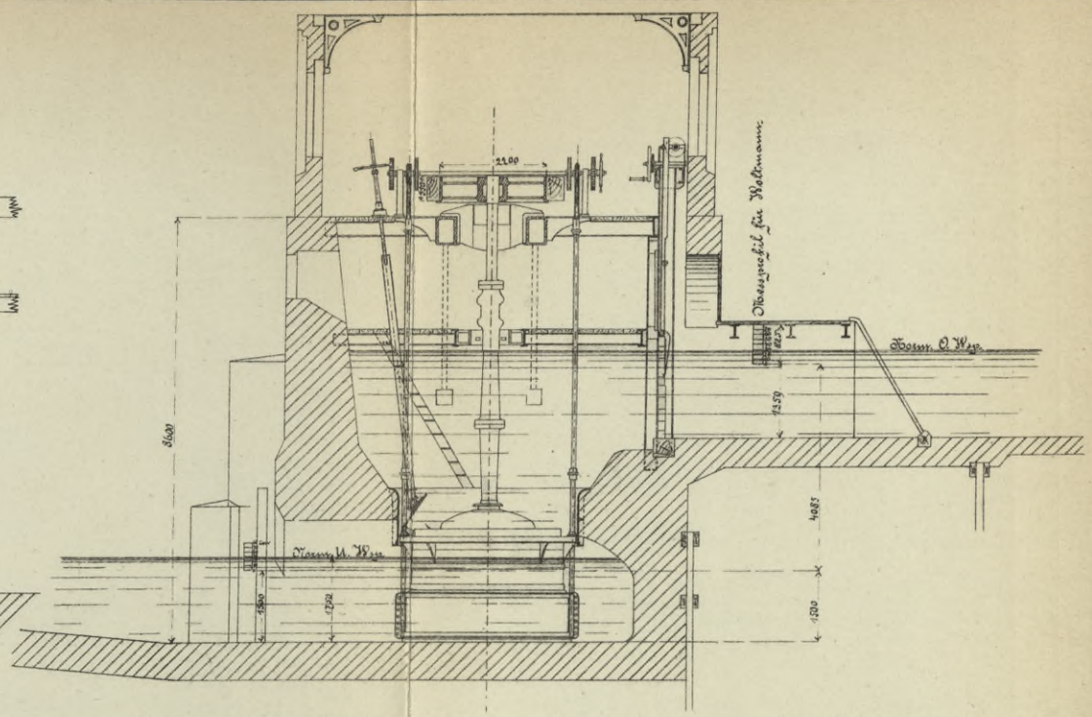


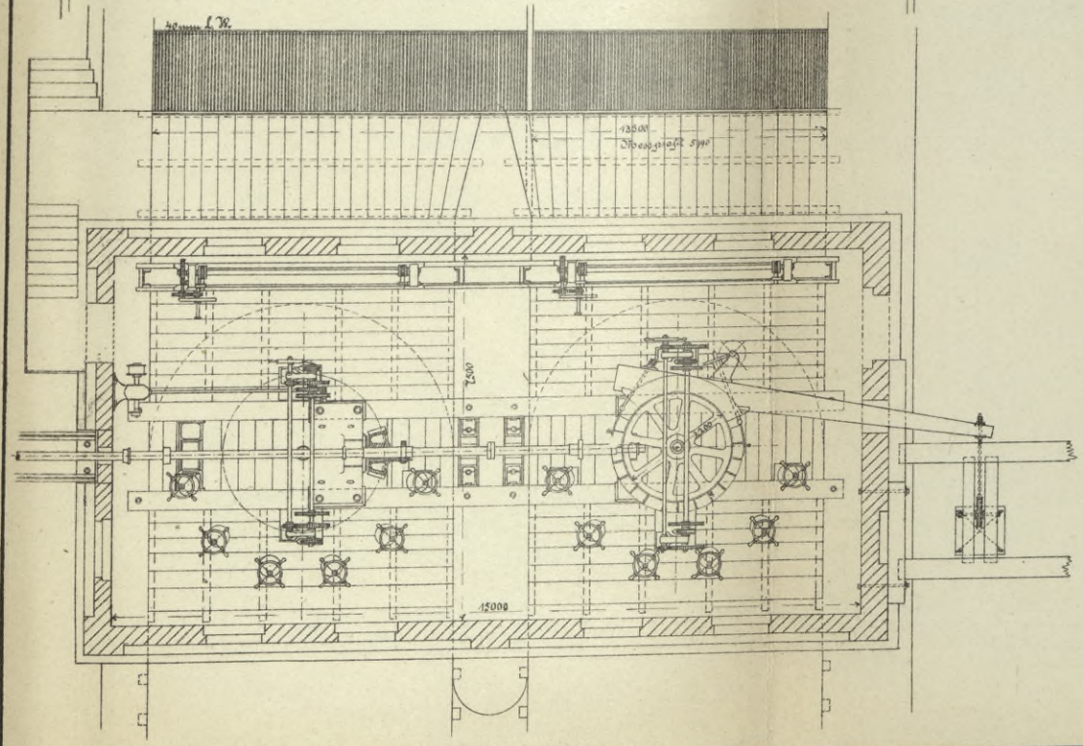
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

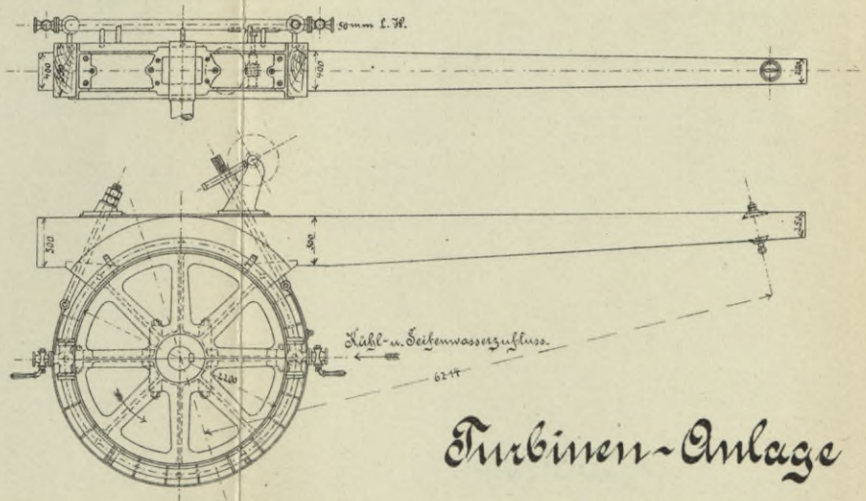
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna









Turbinen-Anlage

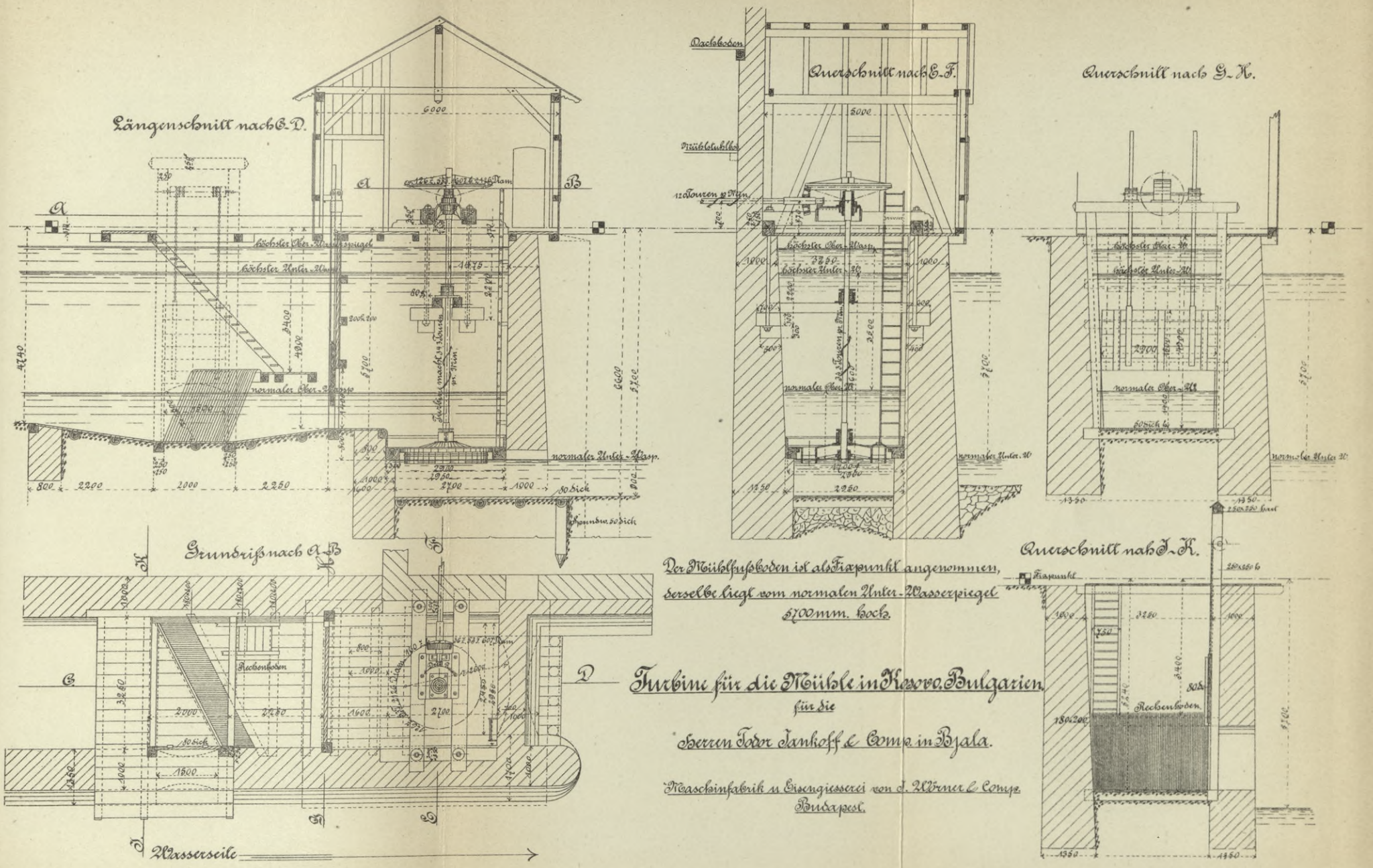
der Zwirnerei u. Nähfadenfabrik Göggingen.

Ausgef. von der Maschinenfabrik Augsburg zu Augsburg.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna



Der Mühlfussboden ist als Fixpunkt angenommen, derselbe liegt vom normalen Unter-Wasserspiegel 5700 mm. hoch.

Turbine für die Mühle in Kesovo Bulgarien

für die

Herren Todor Jankoff & Comp. in Bjala.

Maschinfabrik u Eisengiesserei von J. Wörner & Comp. Budapest.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

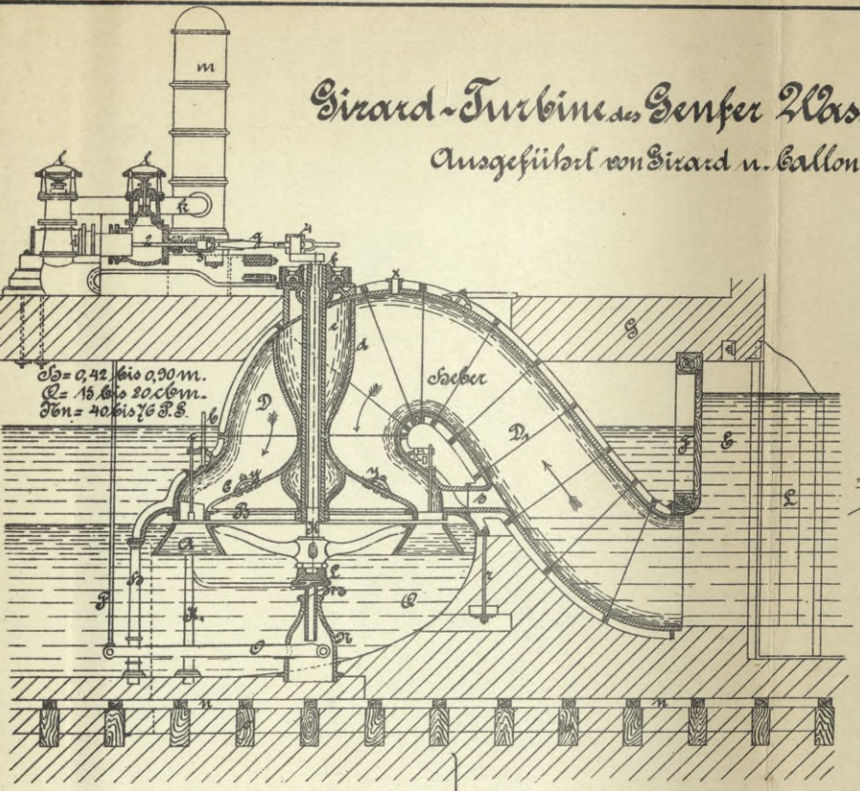
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Girard-Turbine des Genfer Wasserwerkes.

Ausgeführt von Girard u. Callon in Paris.

Fig. 1.



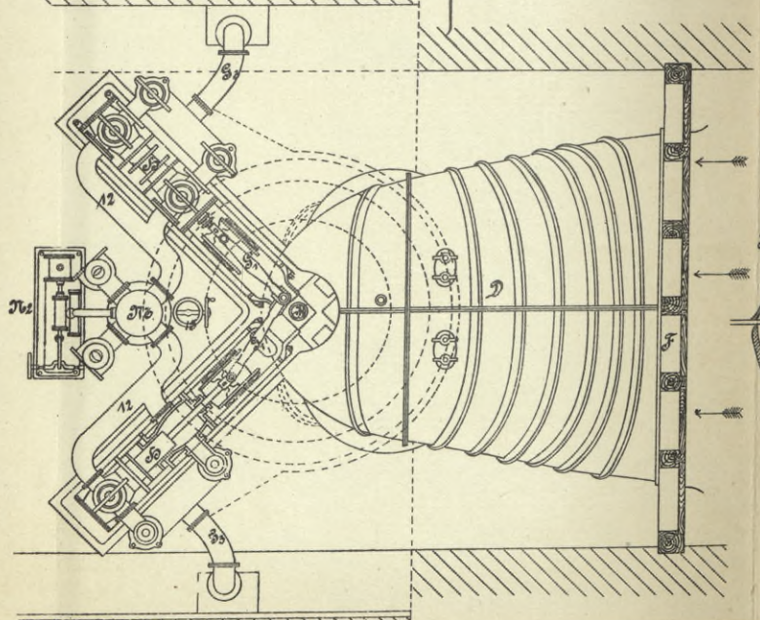
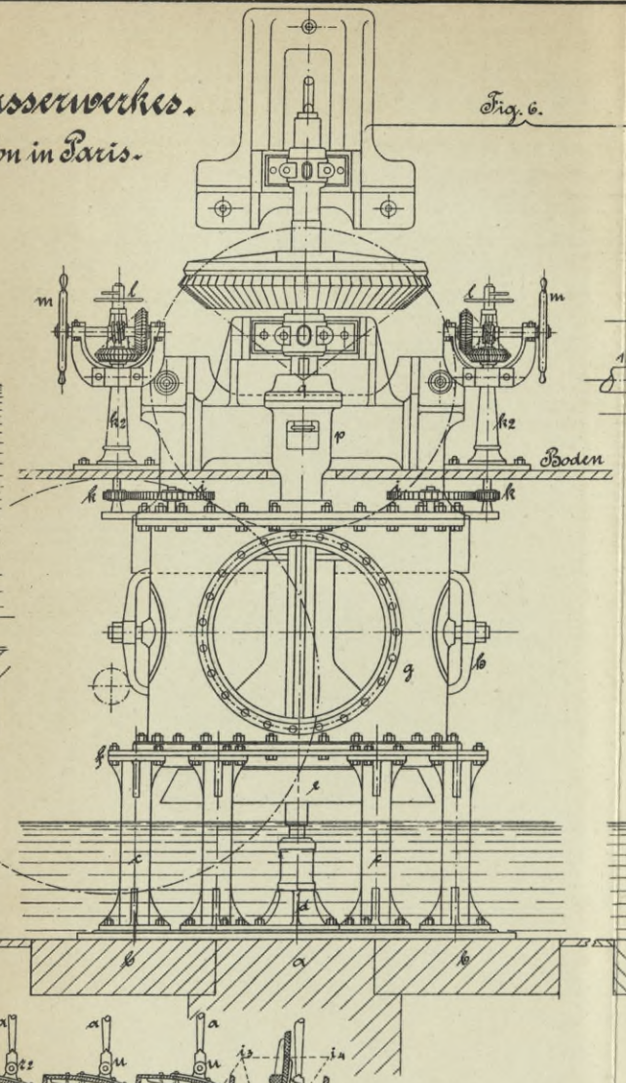


Fig. 6.



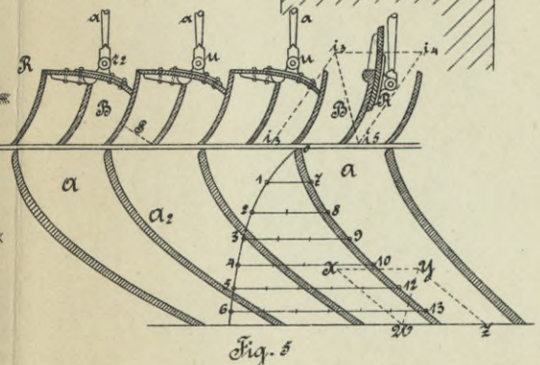


Fig. 5

Fig. 4.

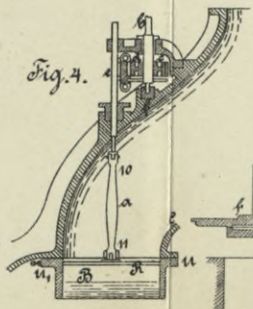
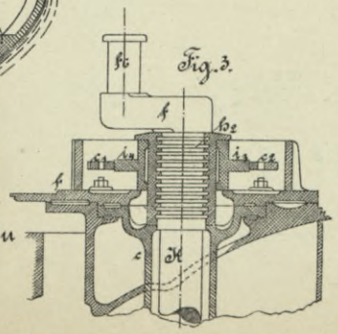


Fig. 3.



Girard-Turbine in Pernayaz.

Ausgef. von A. Riehmann in Neustadt.

Q = 240 bis 1080 Liter
Hb = constant 12,000 m
Nn = 130 Pferde maxim
Δ = 0,1008 m
2 x 8 Zeitkanäle { 150 breit. 42 weit.
v = 0,50 √2gHb.
revol = 115.
Regulator auf Drosselkl. wirkend.

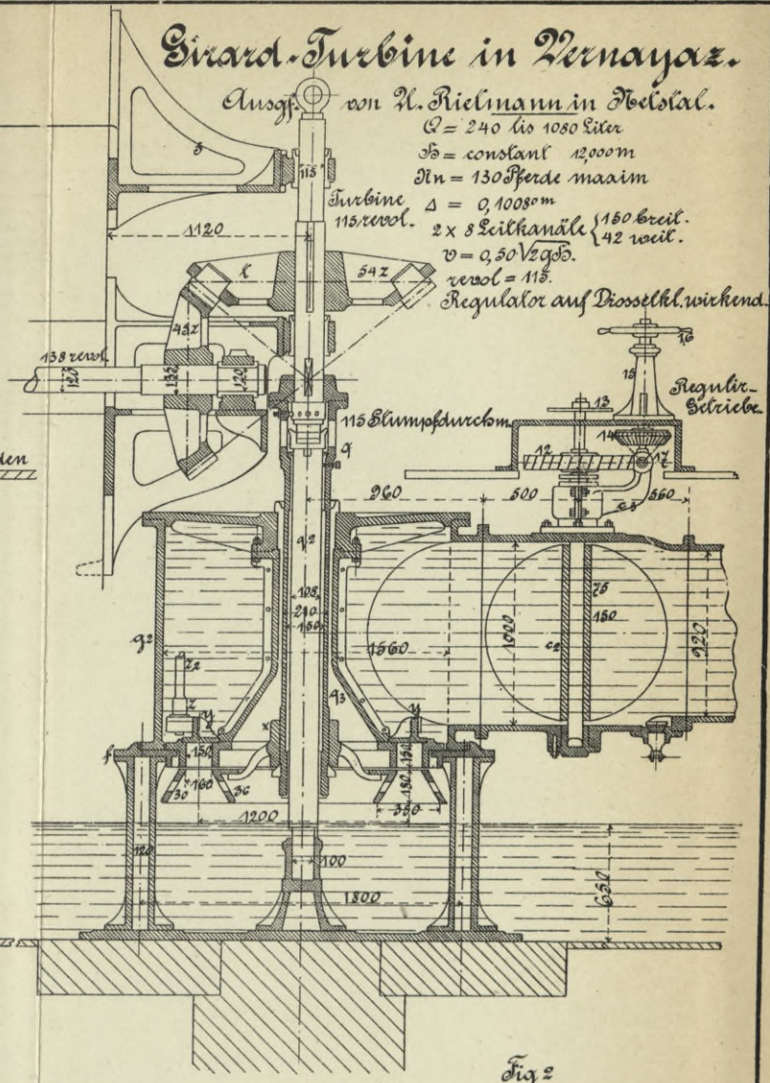
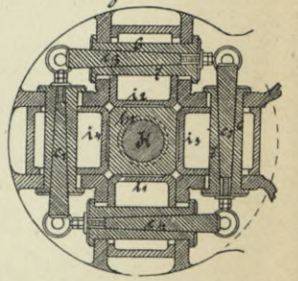


Fig. 2



Hermann Costenoble Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

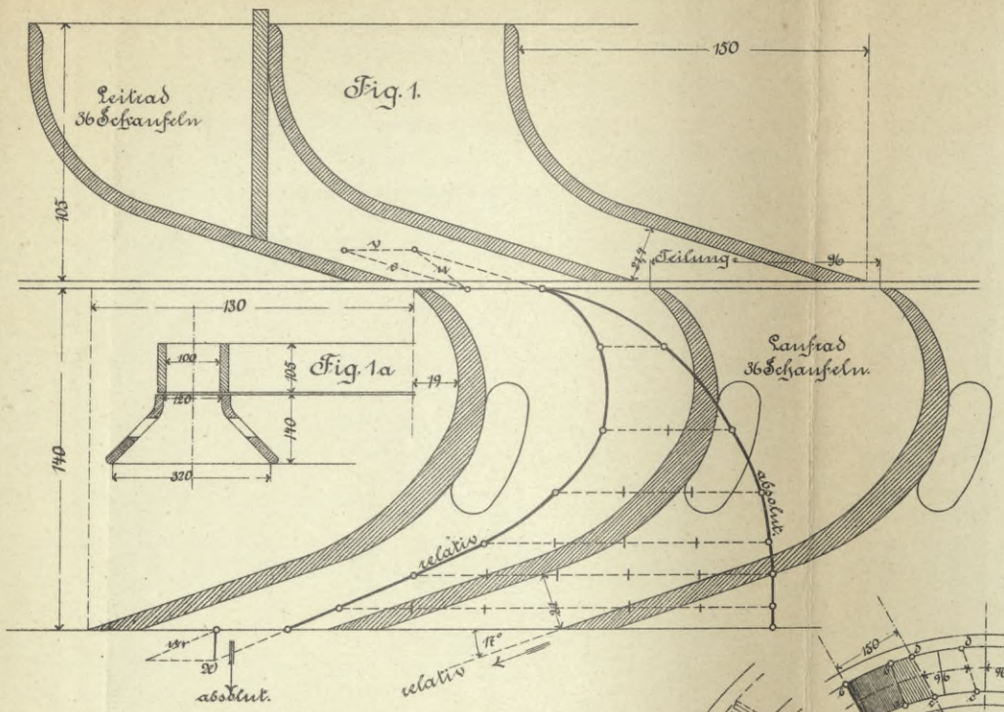


Fig. 1a

Fig. 2

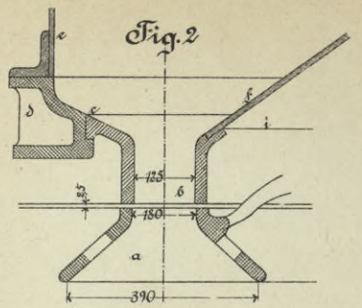


Fig. 3.

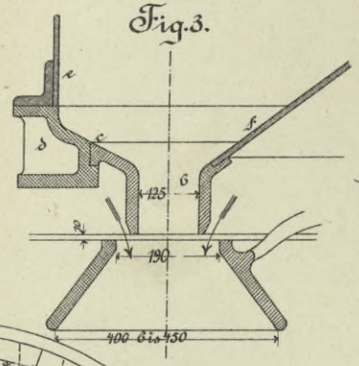


Fig. 4.

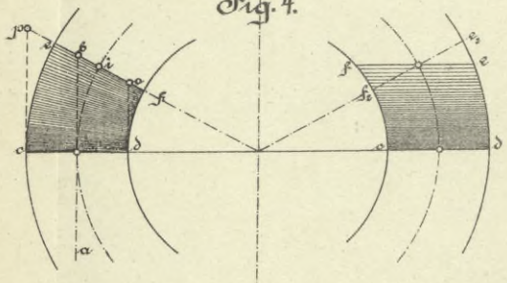


Fig. 5.

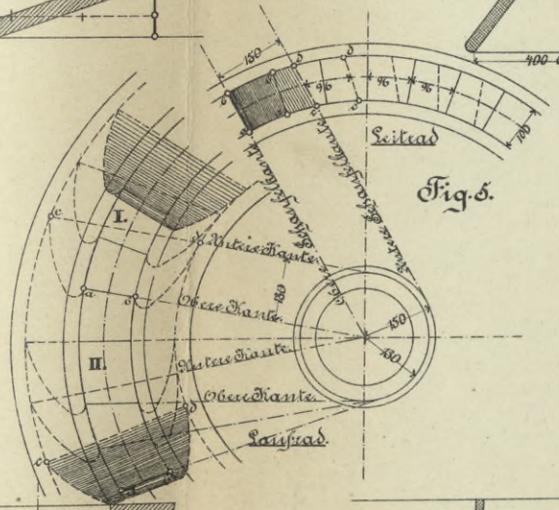


Fig. 6.

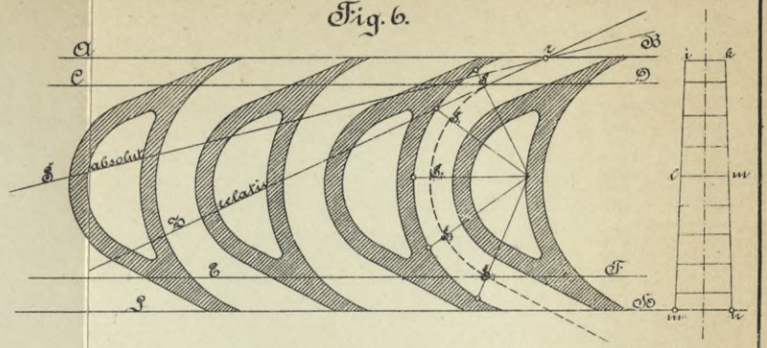


Fig. 7.

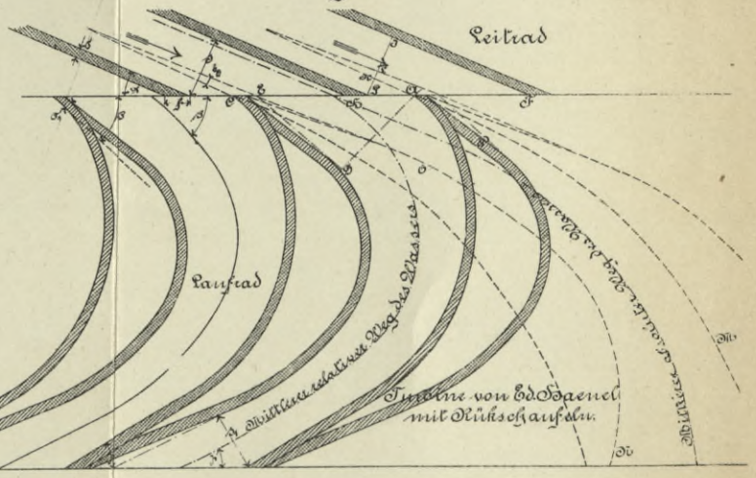


Fig. 8.

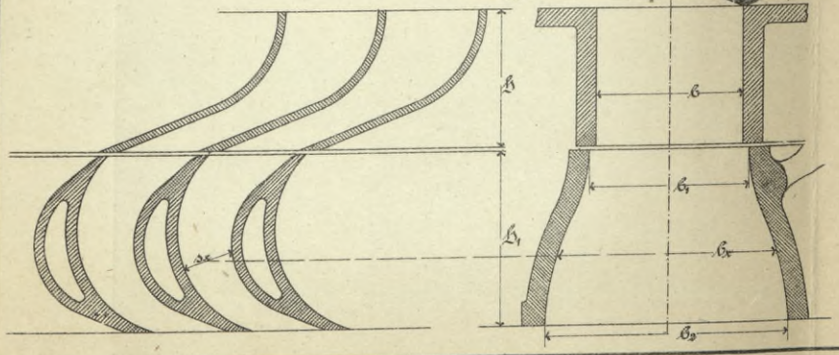


Fig. 9.

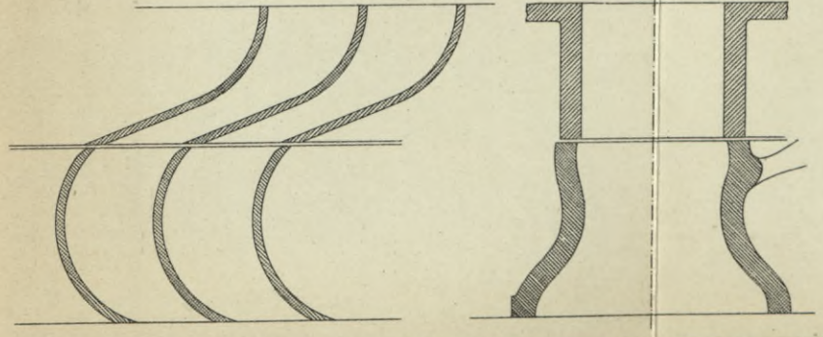
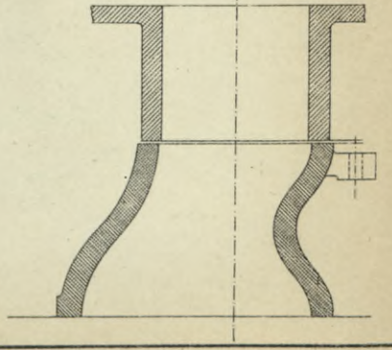


Fig. 9a



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

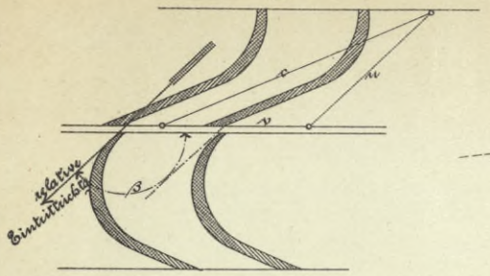


Fig. 2.

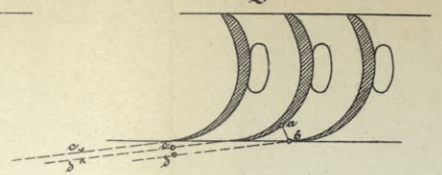


Fig. 3.

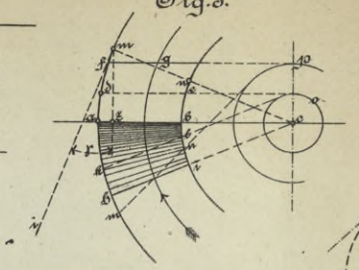


Fig. 4.

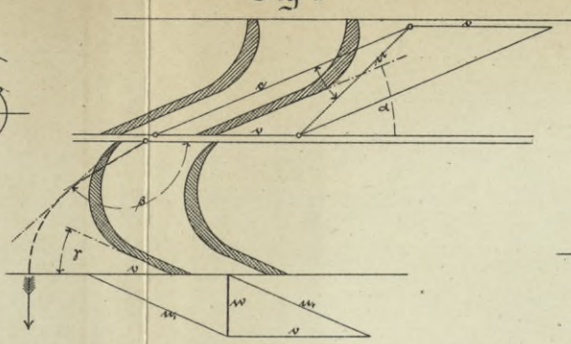


Fig. 5.

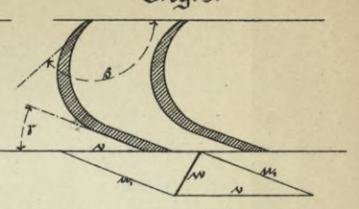


Fig. 6.

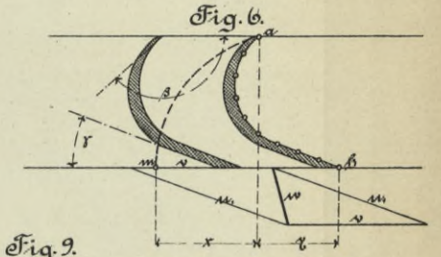


Fig. 7.

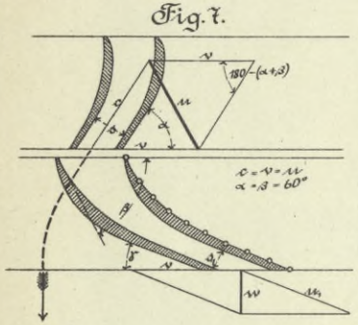


Fig. 8.

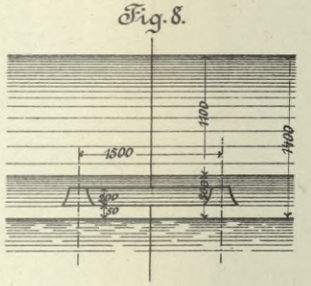


Fig. 9.

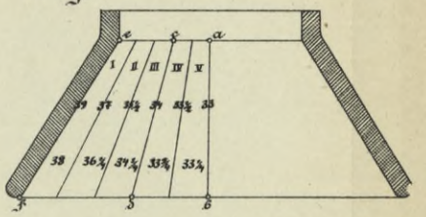


Fig. 10.

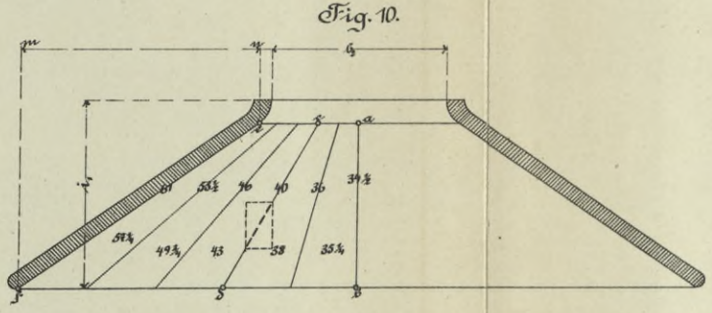


Fig. 11.

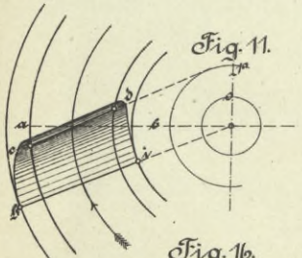


Fig. 12.

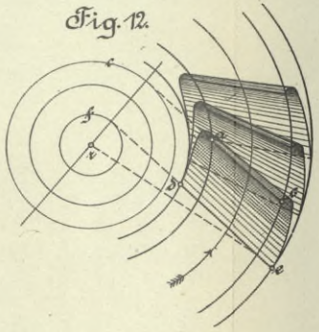


Fig. 13.

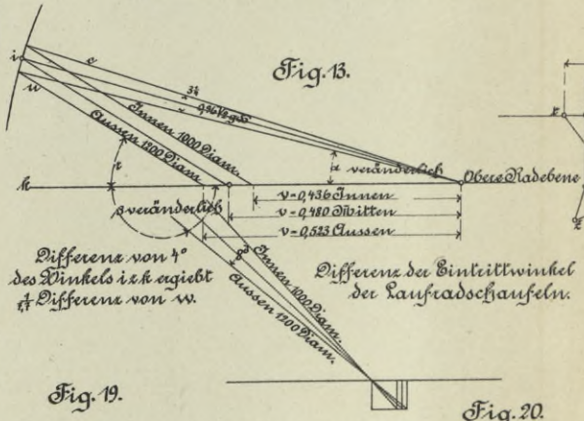


Fig. 14.

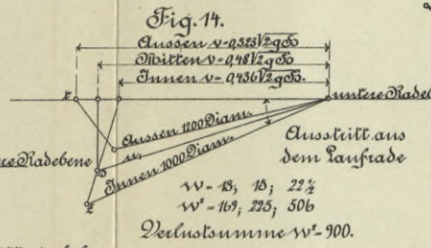


Fig. 15.

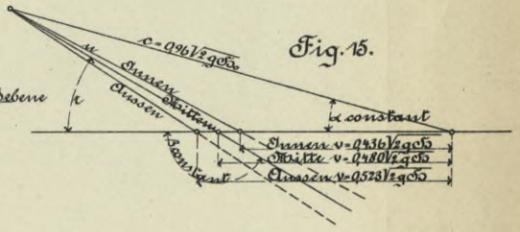


Fig. 16.

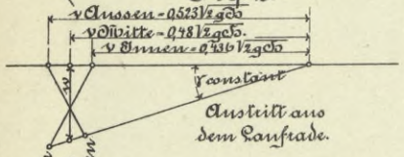


Fig. 17.

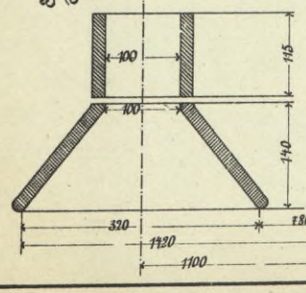


Fig. 18.

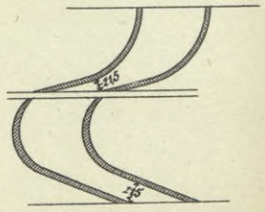


Fig. 19.

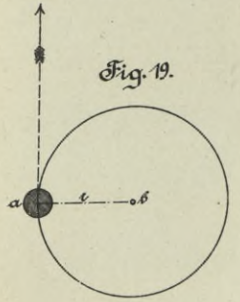


Fig. 20.

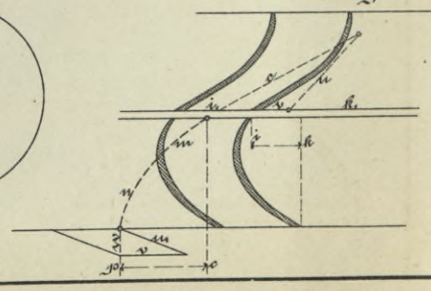


Fig. 21.

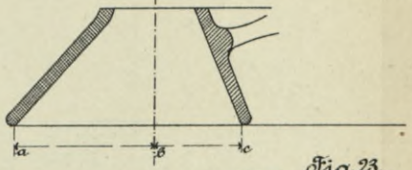


Fig. 22.

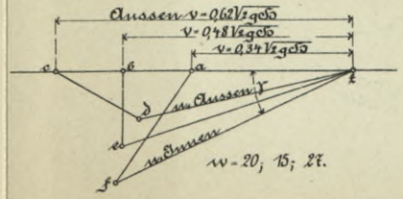
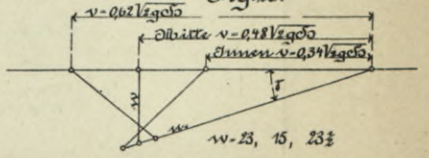
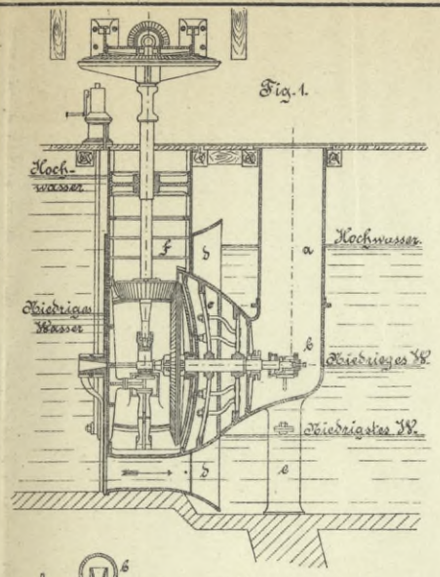


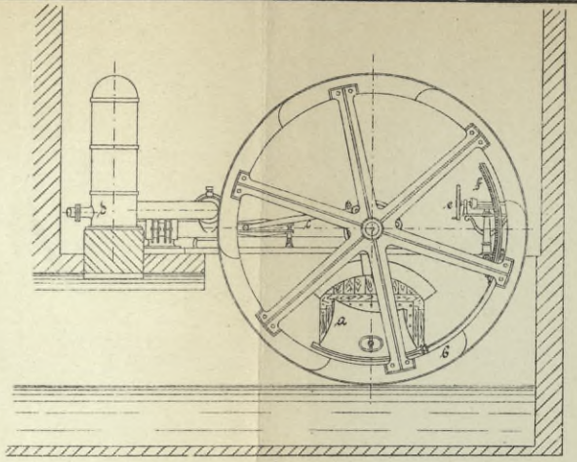
Fig. 23.

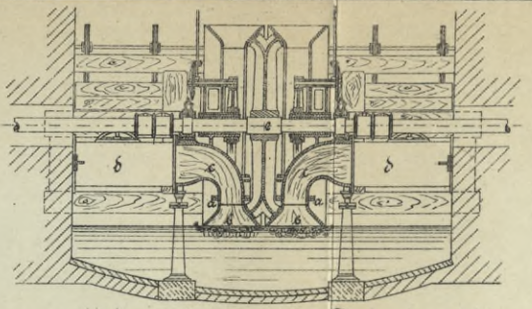


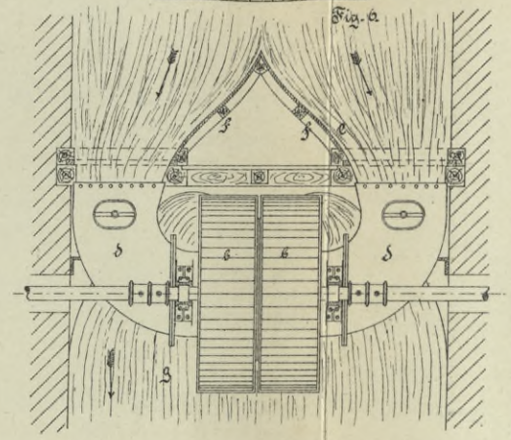
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

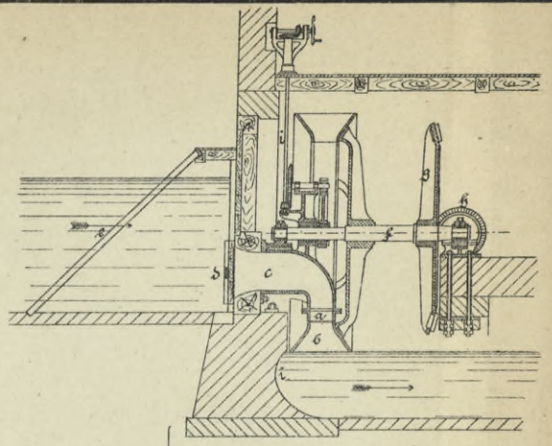
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

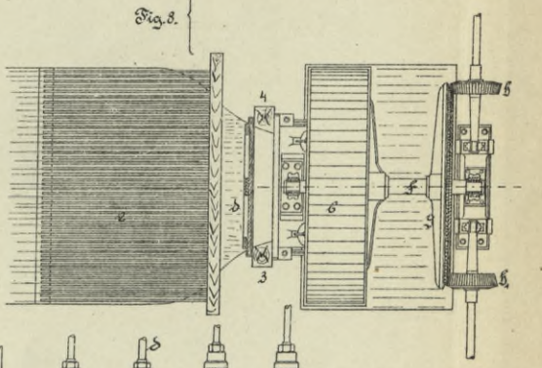


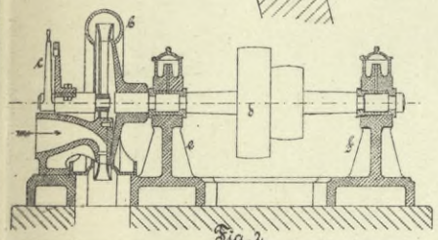


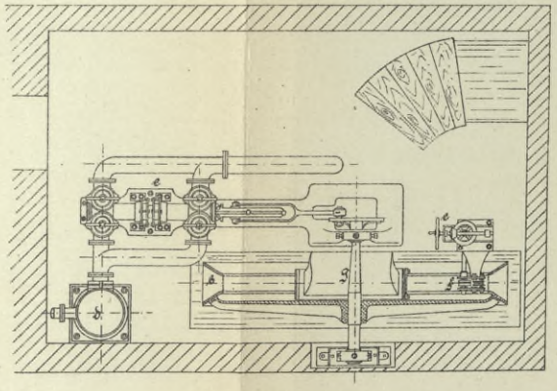


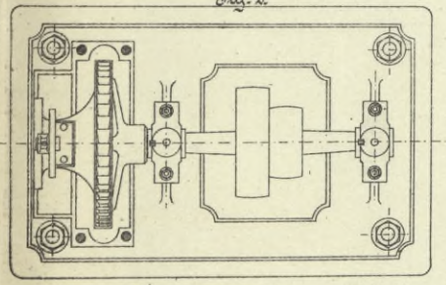


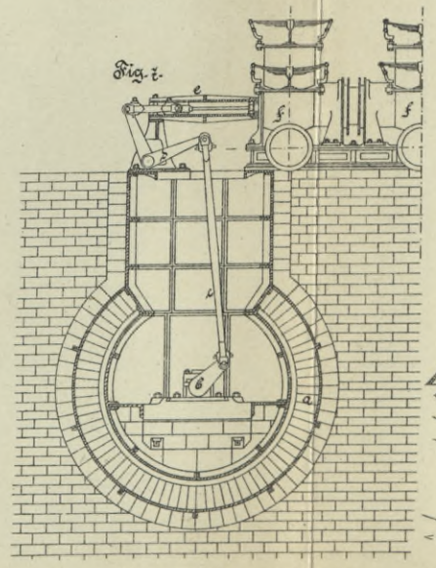


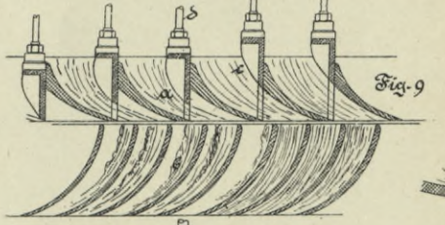


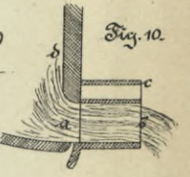


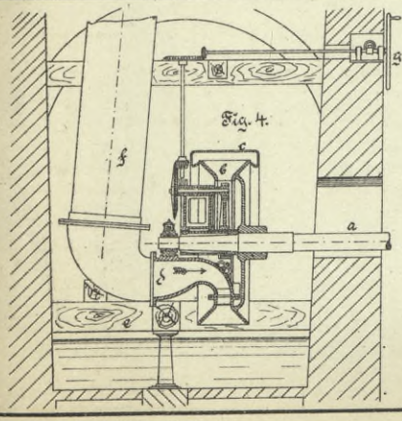


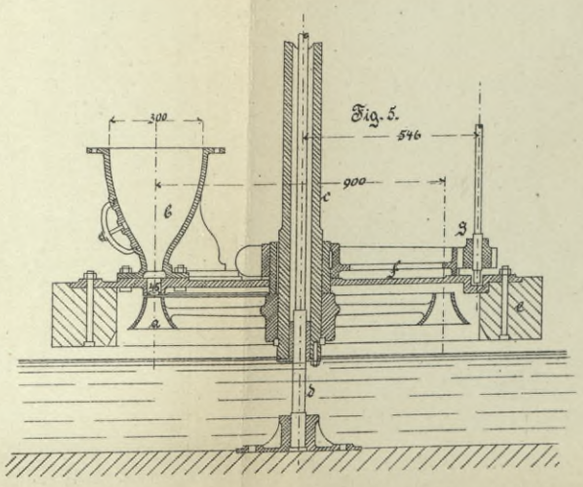


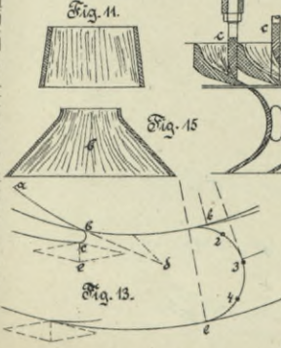


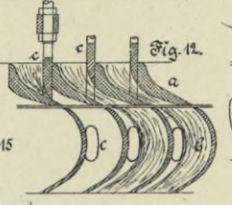


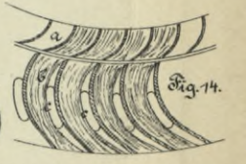












Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Turbinenanlagen ausgeführt von Girard.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

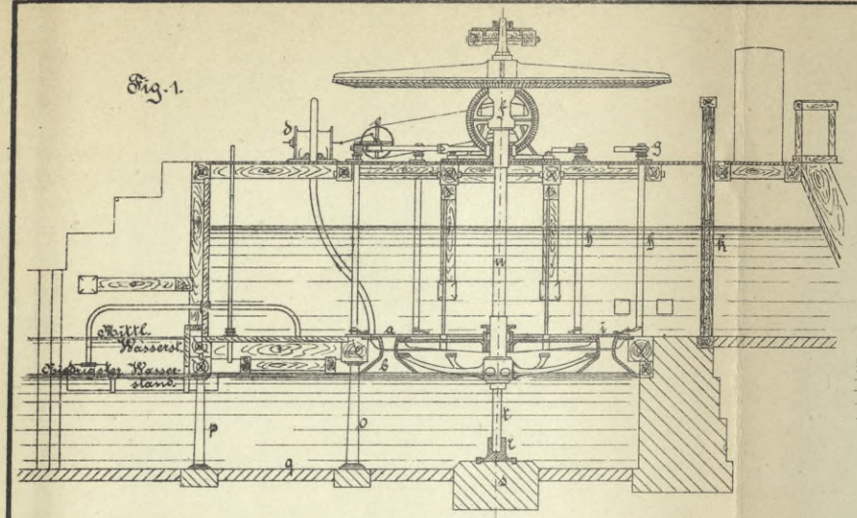


Fig. 4.

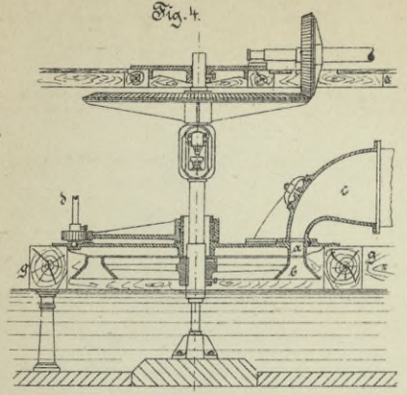


Fig. 10.

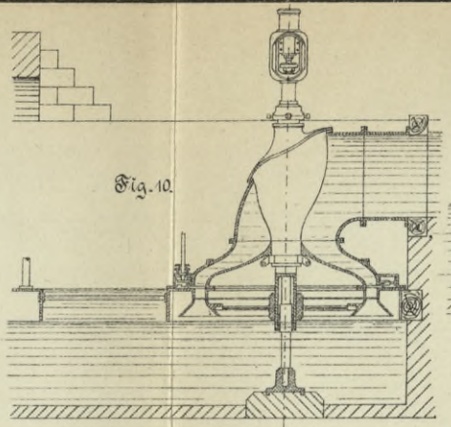
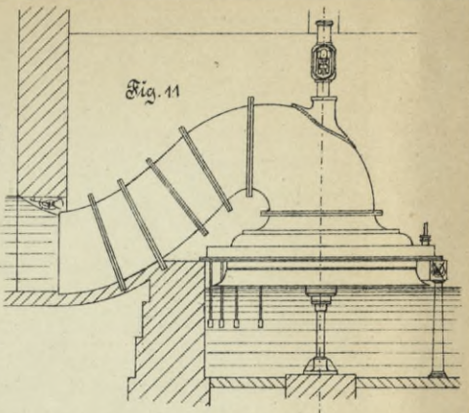


Fig. 11



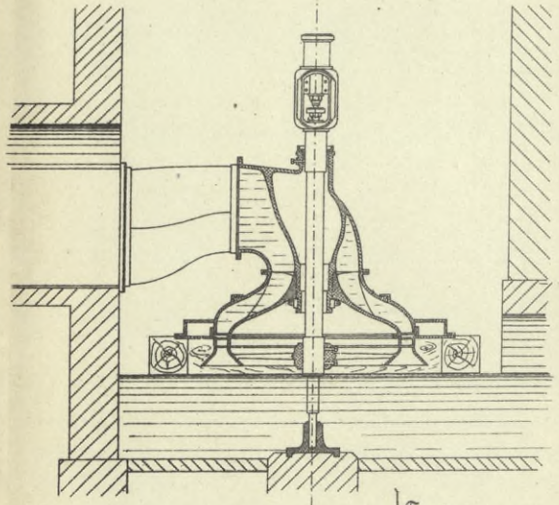


Fig. 2.

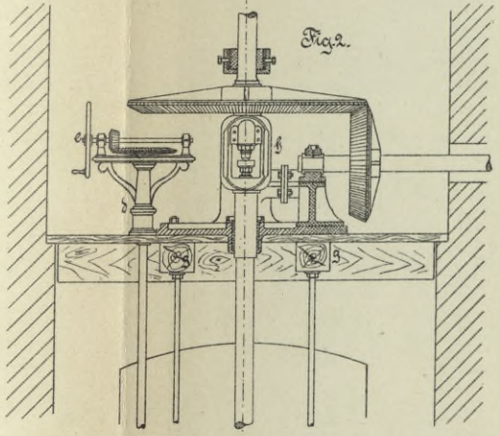


Fig. 7.

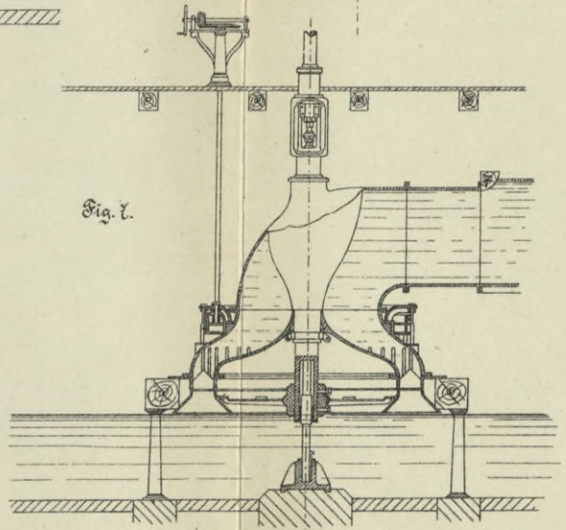
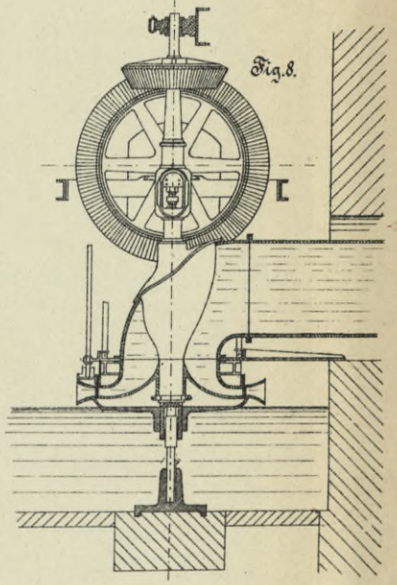


Fig. 8.



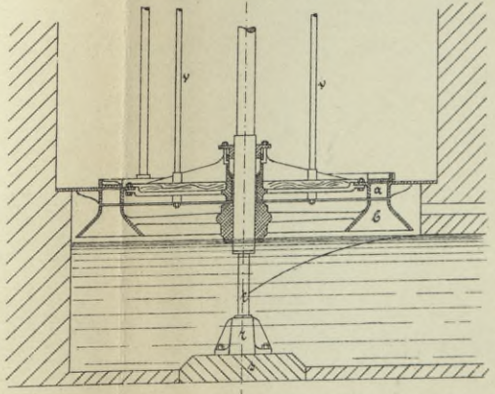


Fig. 9.

Fig. 3.

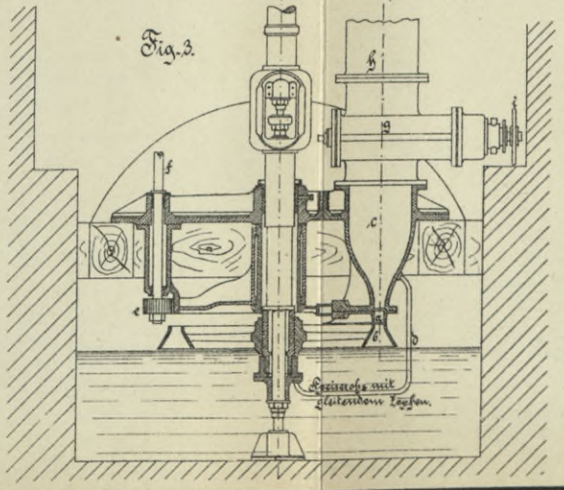


Fig. 5.

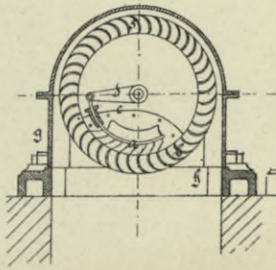
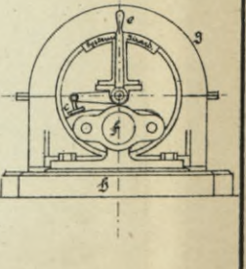


Fig. 6.

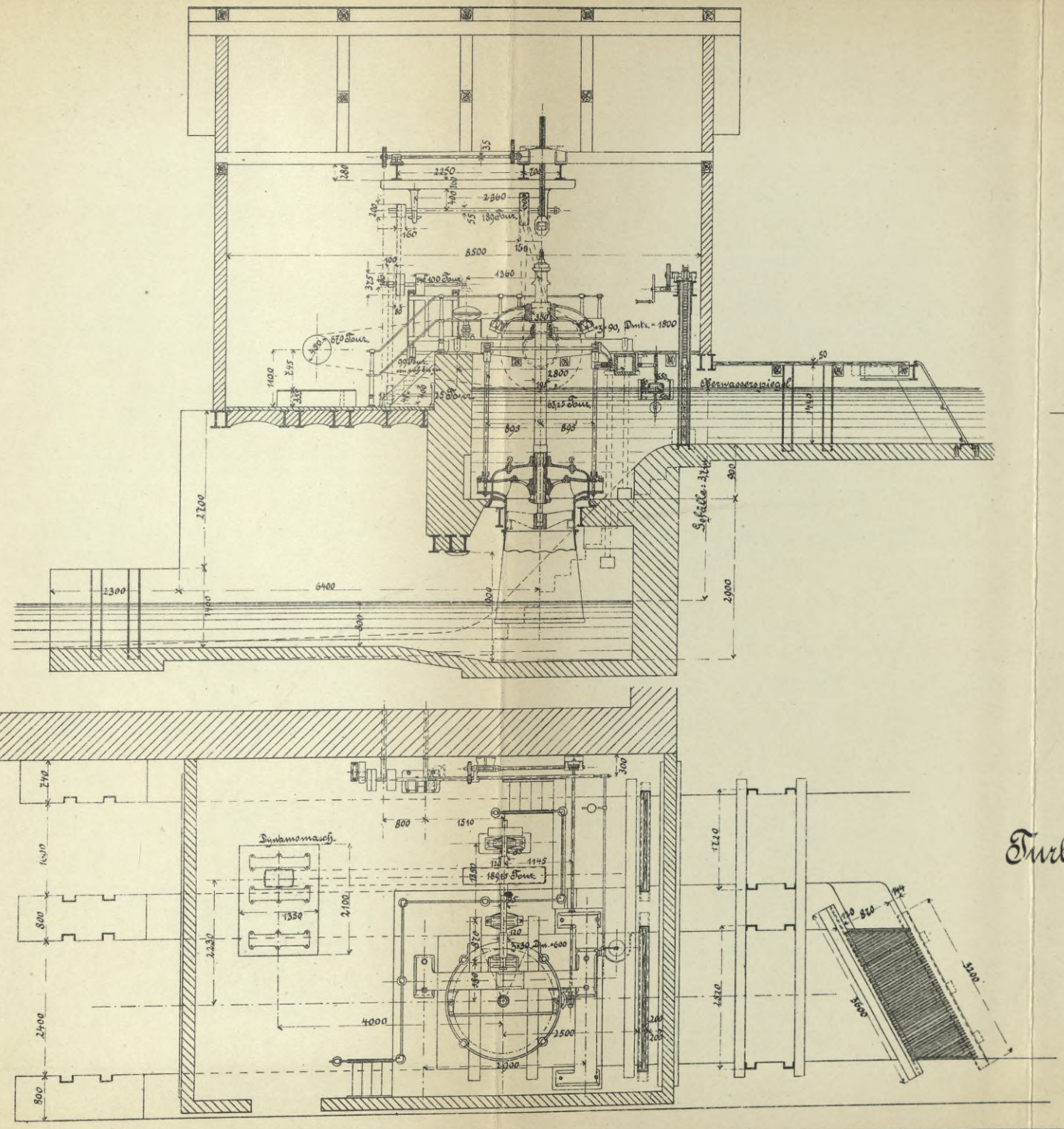


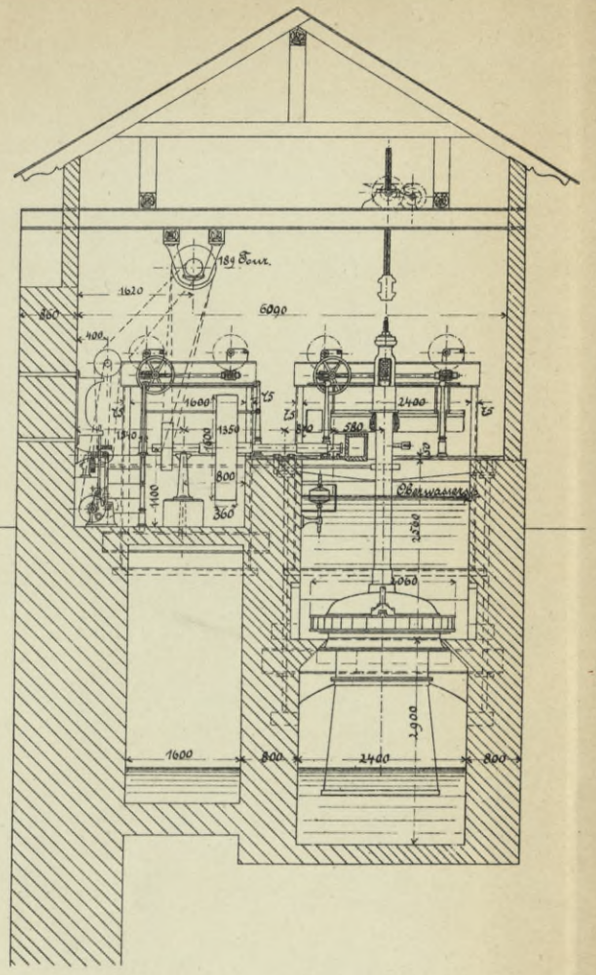
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Turbinenanlagen ausgeführt von Girard.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna





Turbinenanlage am Brenzursprung, Königsbronn.

Ausgeführt von J. M. Voith, Maschinenfabrik zu Heidenheim a. d. Brenz.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

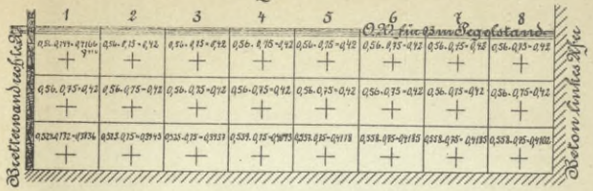


Fig. 2.

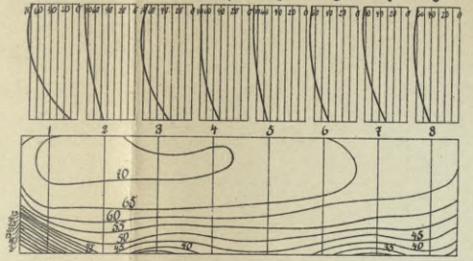


Fig. 3.

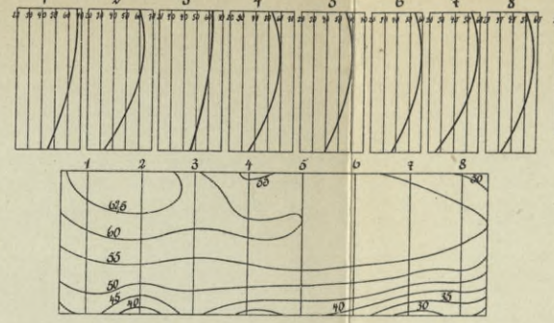


Fig. 4.

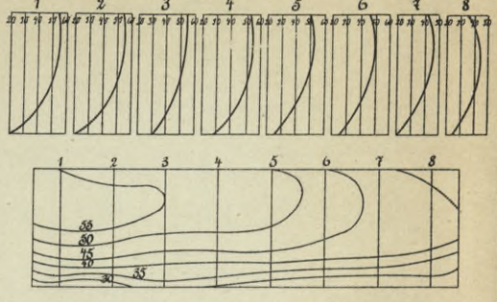


Fig. 5.

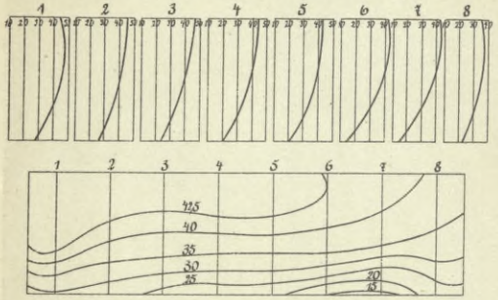


Fig. 6.

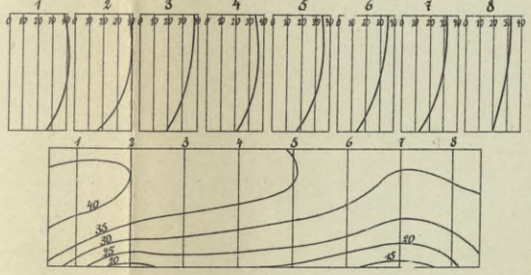


Fig. 7.

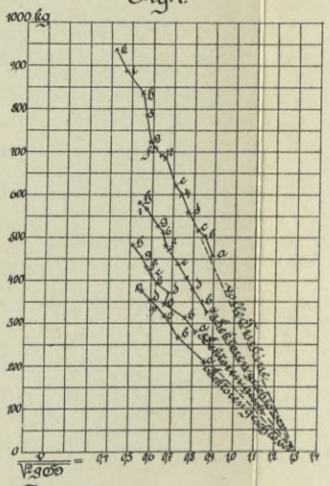


Fig. 8.

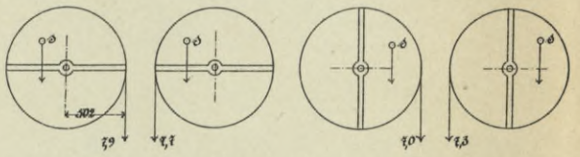


Fig. 9.

Graphisch aufgetragene Werte der Flügelkonstanten v.
München: v = 0,03 + 0,215 w;
Heim-Wasserfingen: v = 0,03 + 0,226 w;
Königsbrunn: v = 0,065 + 0,187 w;

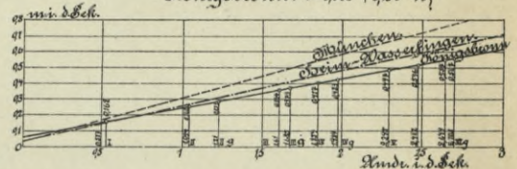
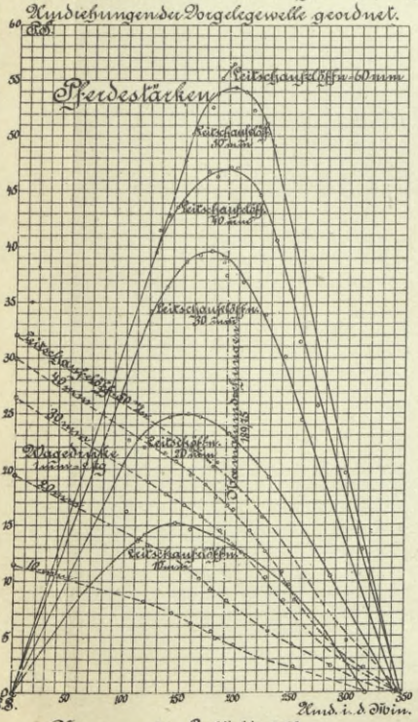


Fig. 10.

Effektive Pferdestärken und Wagedrucke, nach Umdrehungen der Vorgelegewelle geordnet.



Normales Gefälle 3,10 m

Fig. 11.

Effektive Pferdestärken, Wassermengen und Nutzeffekte nach Leitschaufelöffnungen geordnet.

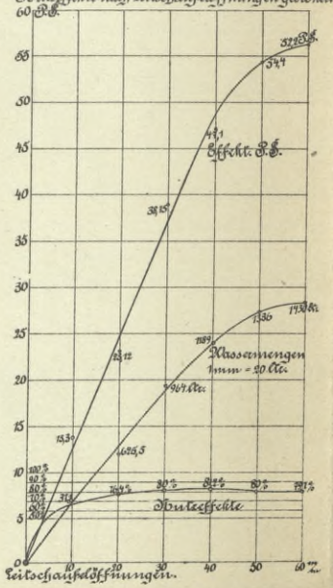
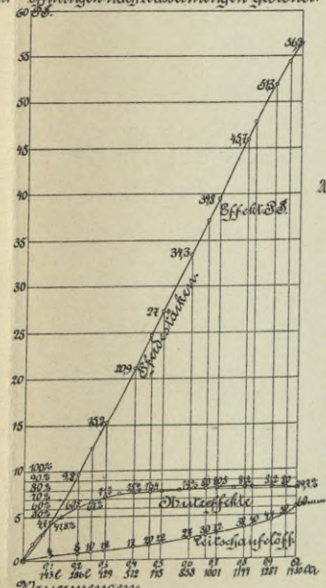


Fig. 12.

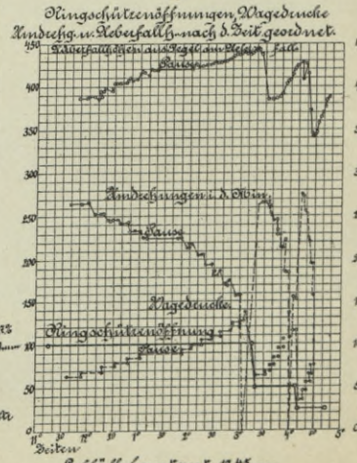
Effektive Pferdestärken, Nutzeffekte und Leitschaufelöffnungen nach Wassermengen geordnet.



normales Gefälle 3,10 m, Umdrehungen der Vorgelegewelle 189,5

Fig. 13.

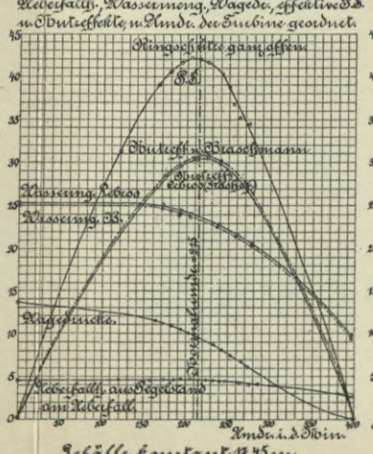
Ringschützenöffnungen, Wagedrucke Umdrehg. u. Ueberfallh. nach d. Zeit geordnet.



Gefällskonstant 17,45 m.

Fig. 14.

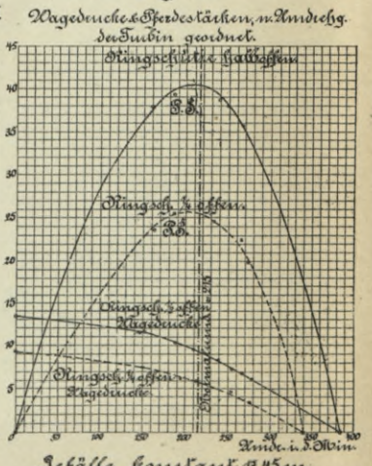
Ueberfallh., Wassermeng., Wagedr., effektive P.S. u. Nutzeffekte u. Umdr. der Turbine geordnet.



Gefälle konstant 17,45 m.

Fig. 15

Wagedrucke & Pferdestärken, u. Umdrehg. der Turbin geordnet.



Gefälle konstant 17,45 m.

Hermann Costenoble Verlagsbuchhandlung in Jena

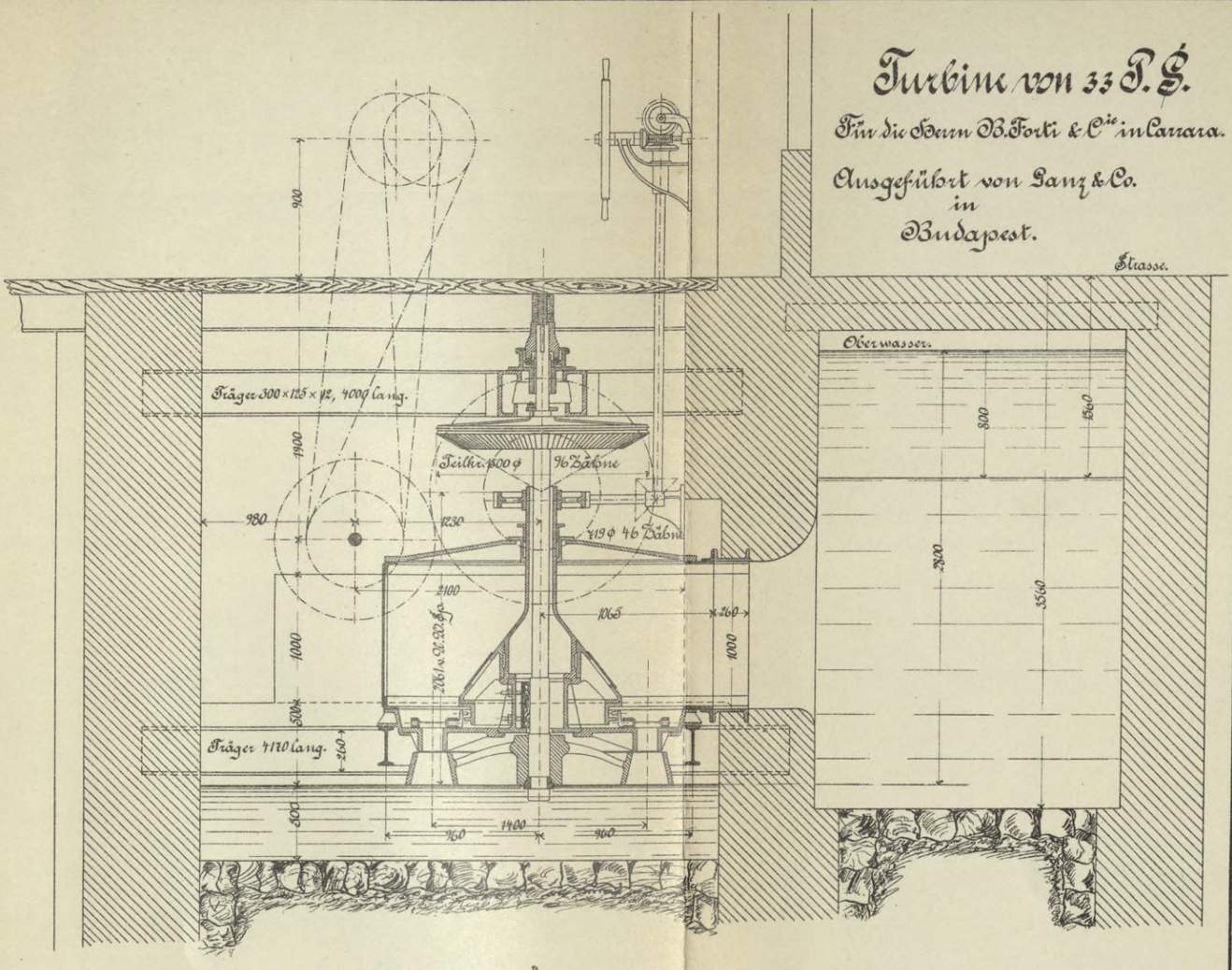
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

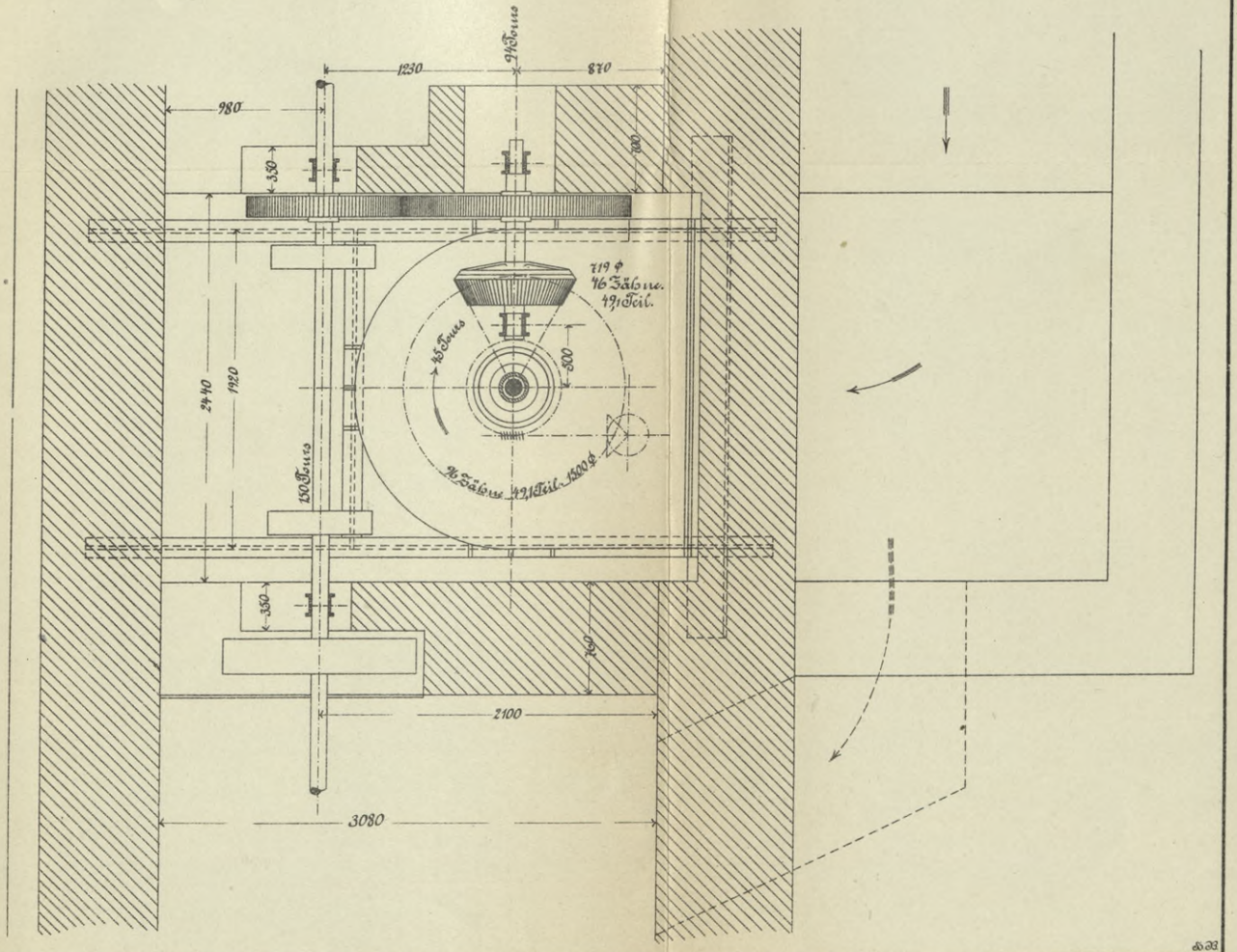
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbine von 33 P. S.

Für die Herrn D. Forti & Cie in Carrara.

Ausgeführt von Ganz & Co. in Budapest.





BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbinen-Anlage-Brugg

Aktiengesellschaft

vormals

Joh. Jakob Rieter & Comp.

Winterthur.

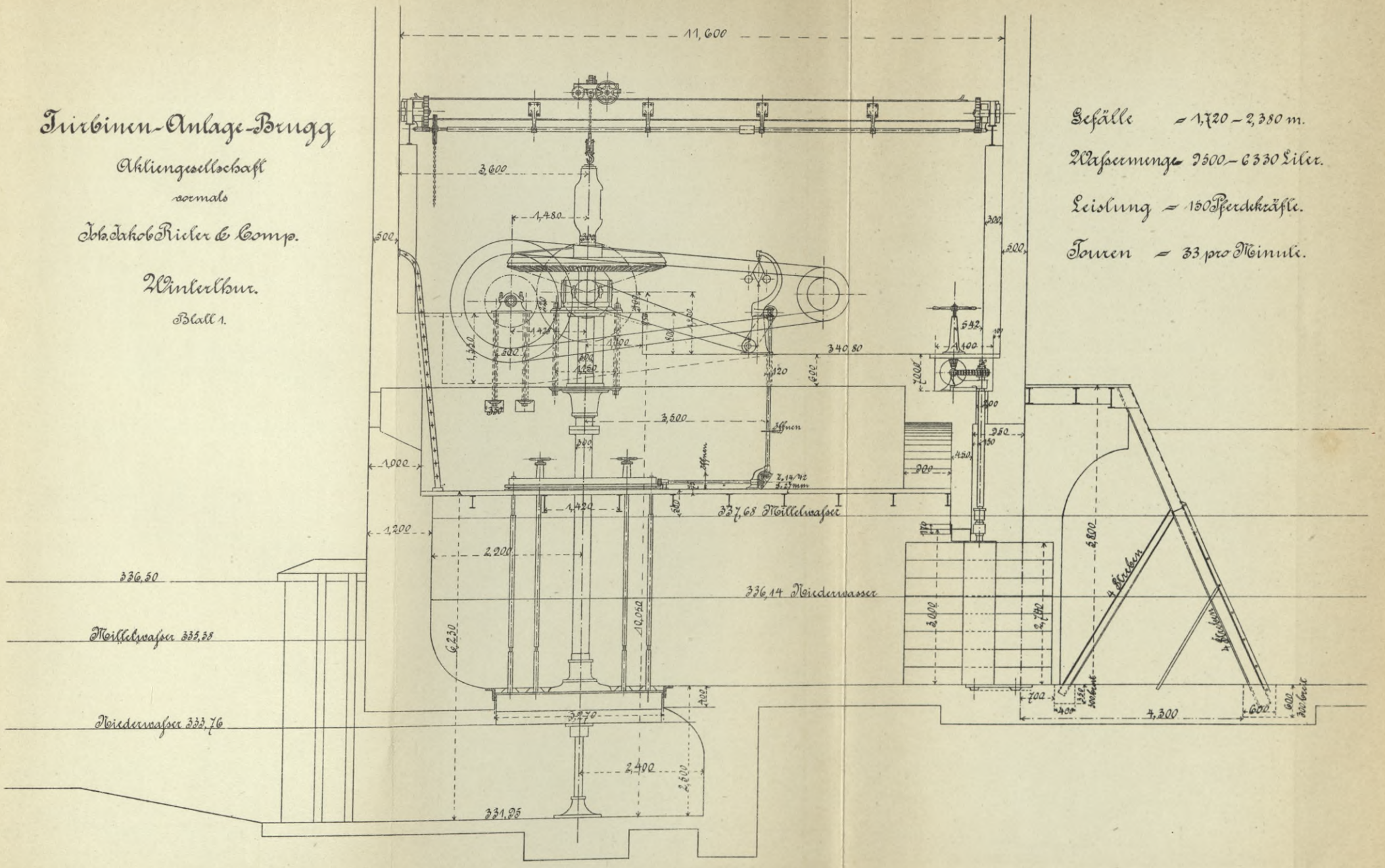
Blatt 1.

Gefälle = 1,720 – 2,380 m.

Wassermenge = 3300 – 6330 Liter.

Leistung = 150 Pferdekräfte.

Touren = 33 pro Minute.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

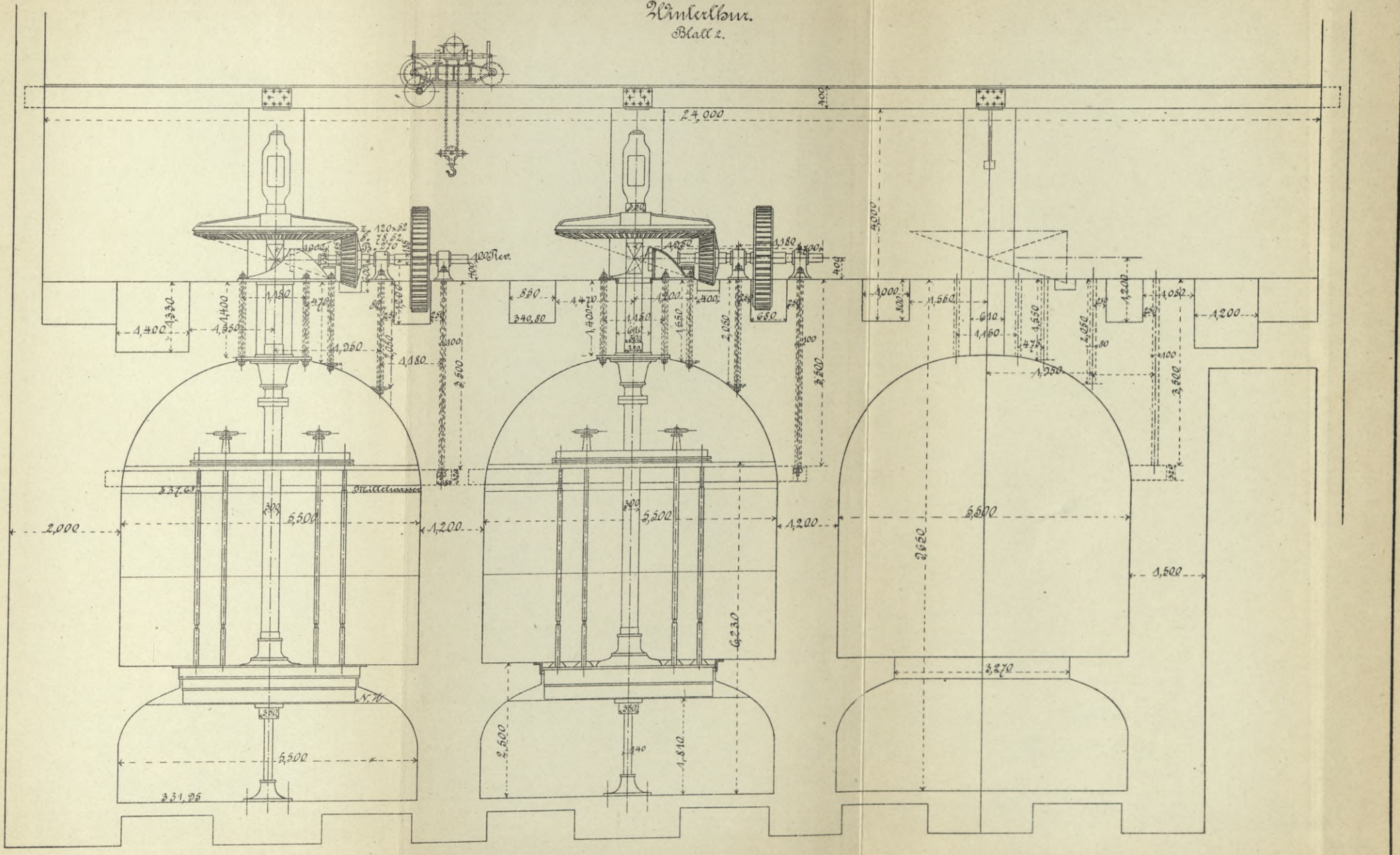
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbinen-Anlage Brugg.

Aktiengesellschaft vorm. Joh. Jakob Rieter & Comp.

Winterthur.

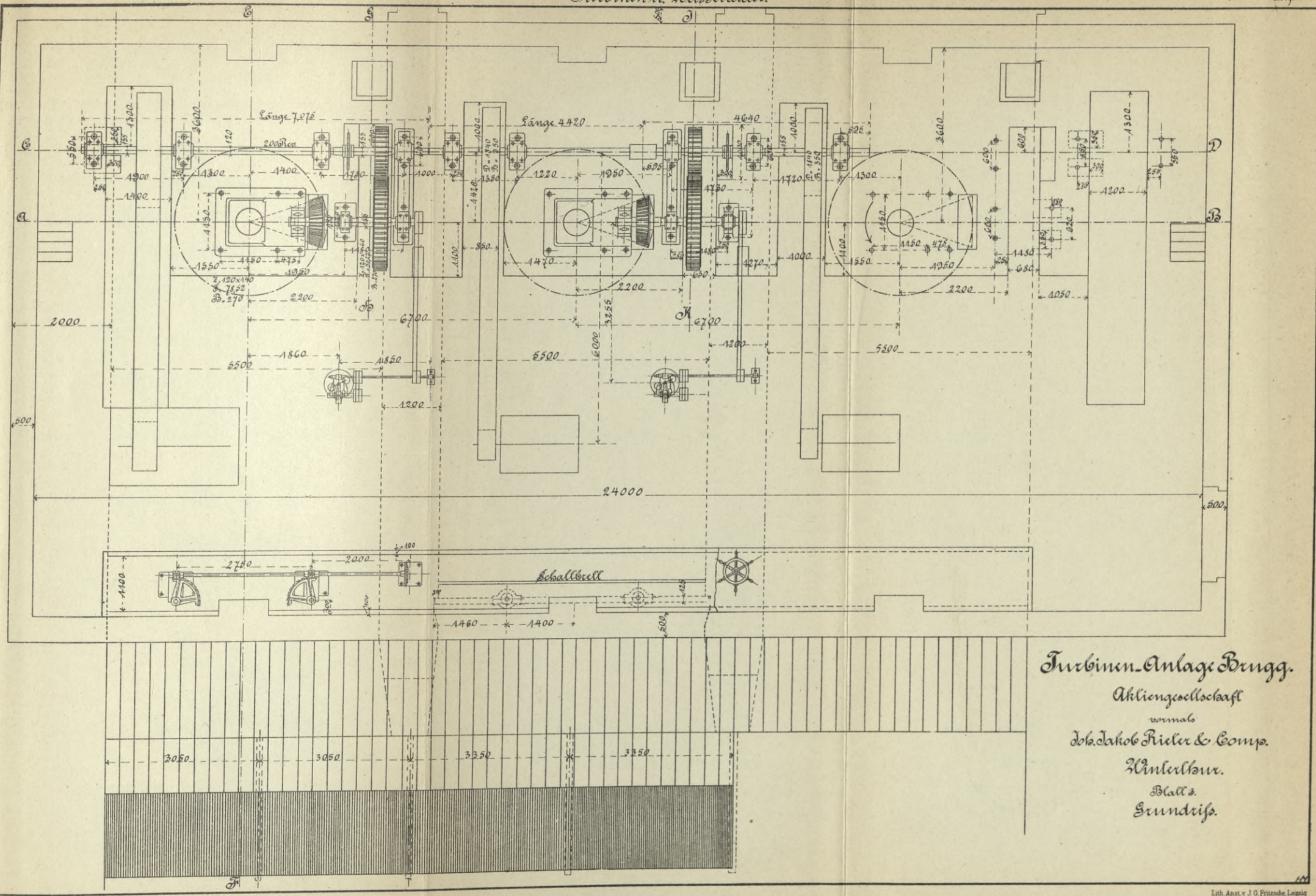
Blatt 2.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna



Turbinen-Anlage Brugg.

Aktiengesellschaft

vormals

Joh. Jakob Rieter & Comp.

Winterthur.

Blatt 3.

Grundriss.

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

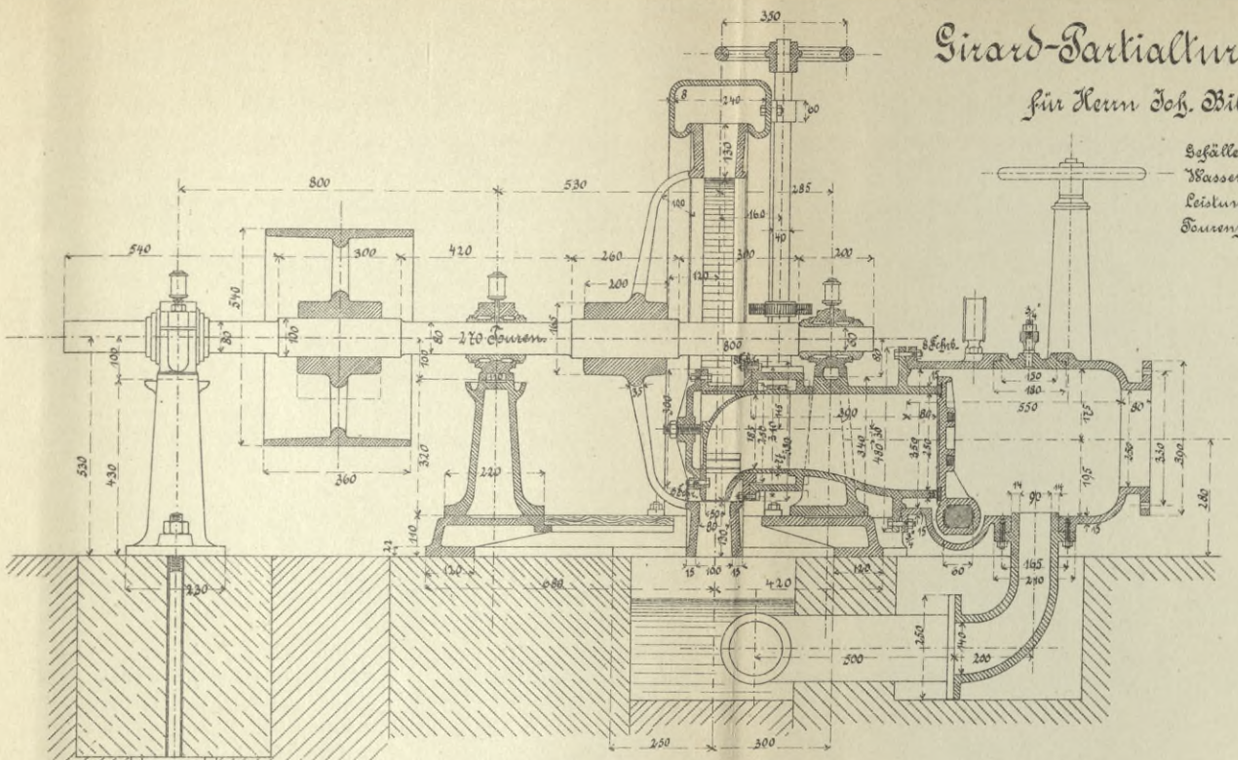
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

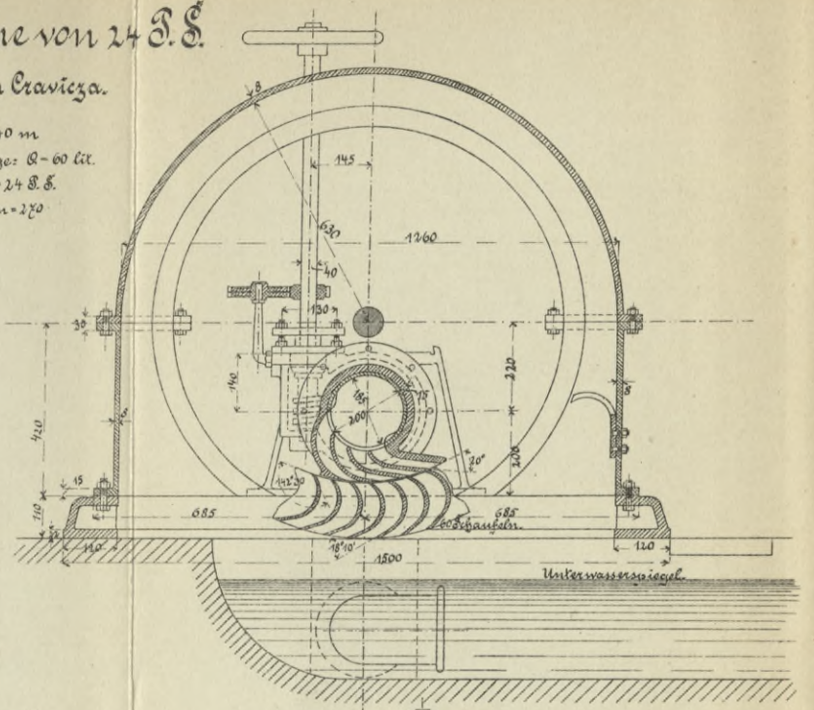
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

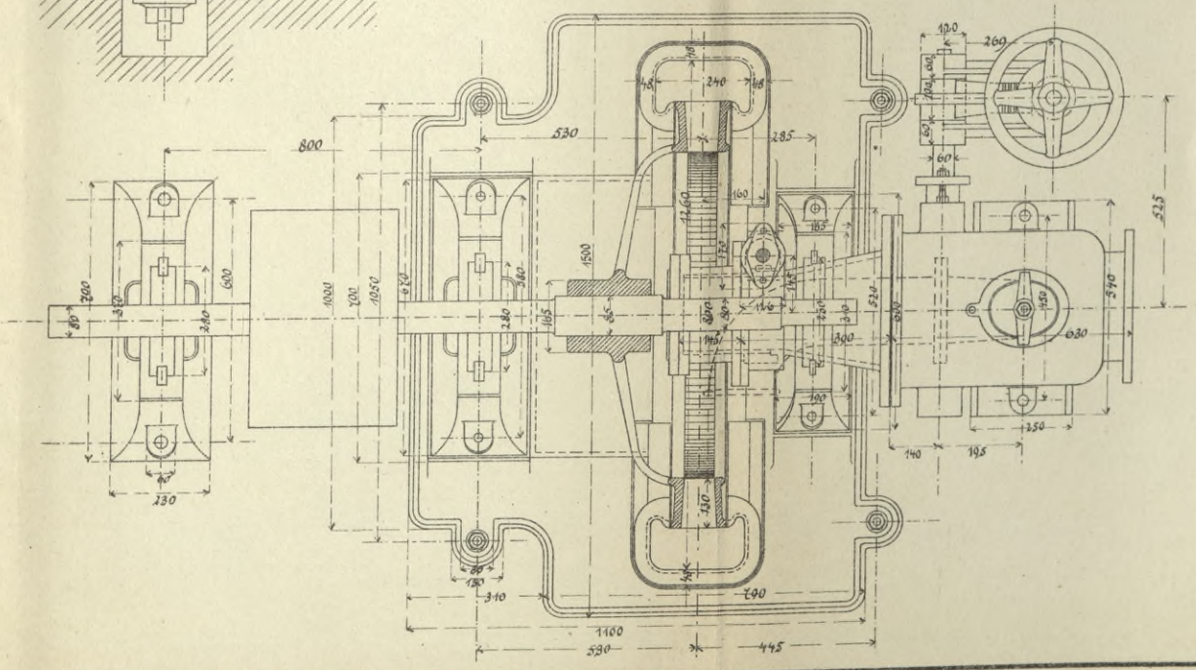
Girard-Partialturbine von 24 P.S.

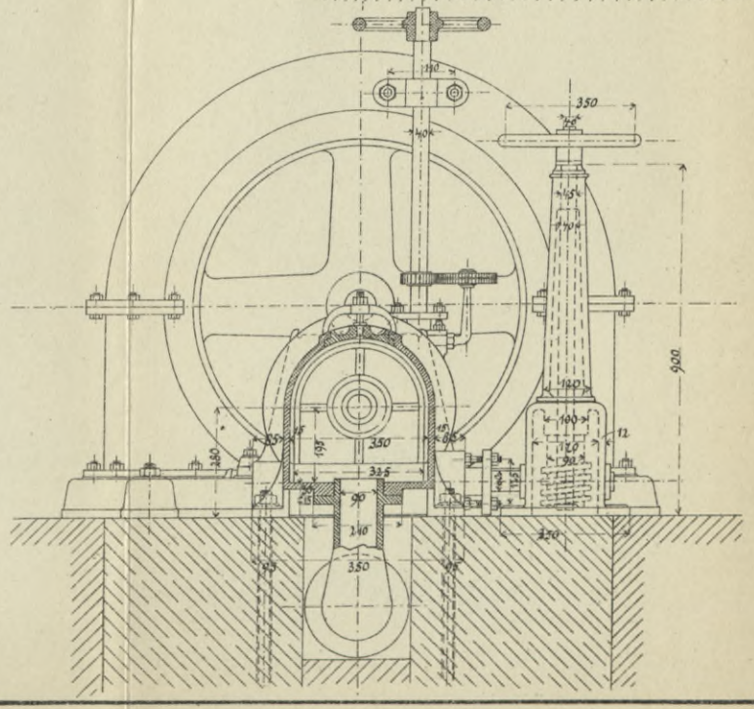
für Herrn Joh. Bibel in Cravicza.

Gefälle: H = 40 m
Wassermenge: Q = 60 lit.
Leistung: N = 24 P.S.
Tourenzahl: n = 270









Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbinen-Anlage der Herrn Rädler in Kleinmünchen bei Linz.

Installation von Ing. Lejeune in Wien. Ausgeführt von C. A. Specker, Maschinenfabr. Wien.

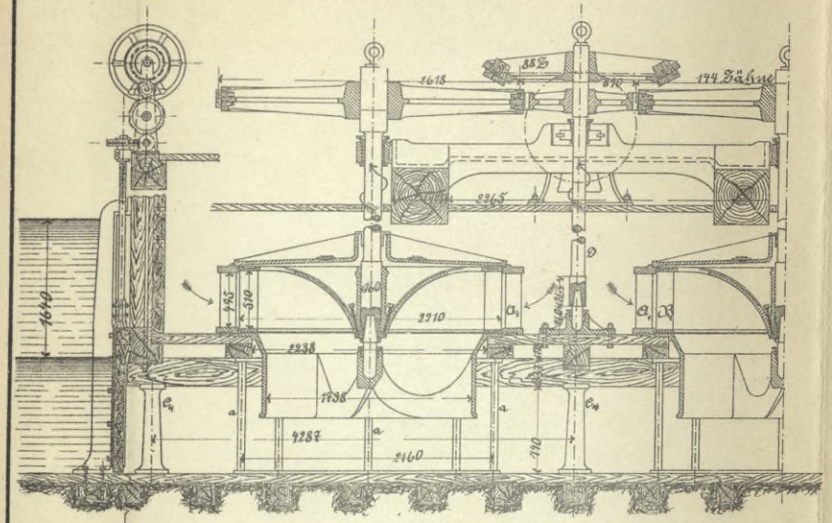
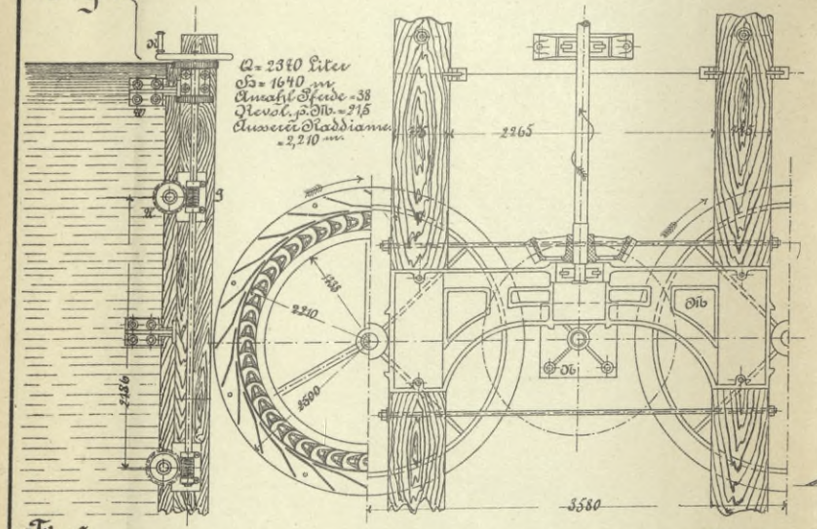


Fig. 1.



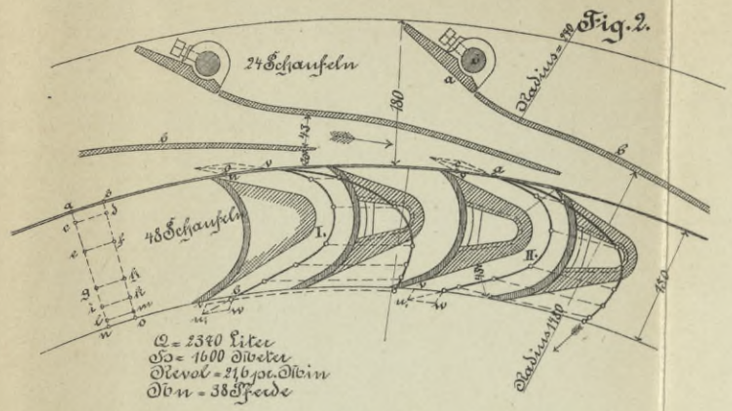


Fig. 2.

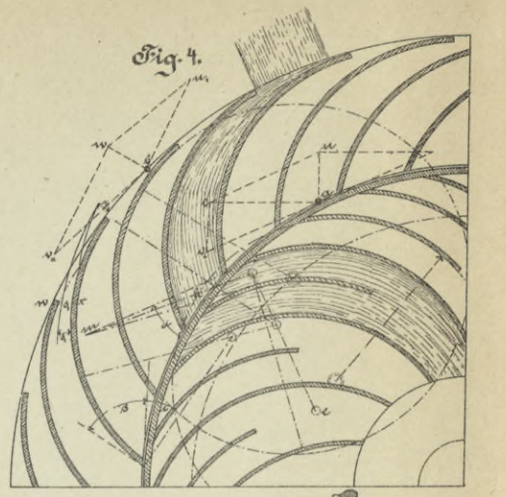


Fig. 4.

Radial-Turbine.

Ausgeführt von Benj. Roi & Cie in Vevey.

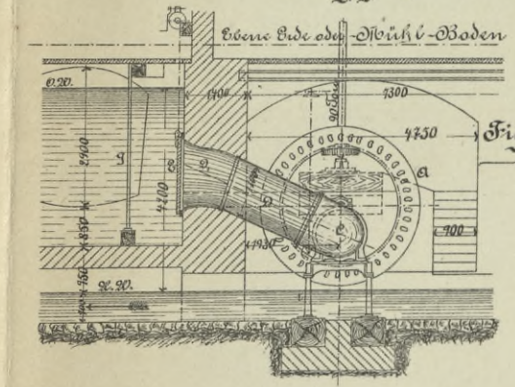
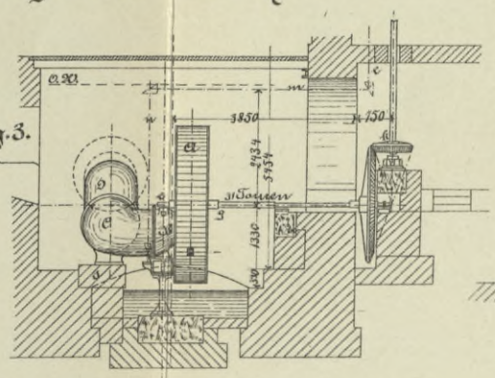


Fig. 3.



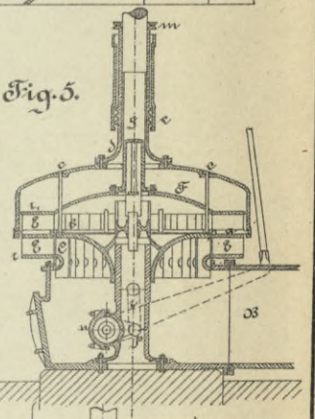


Fig. 5.

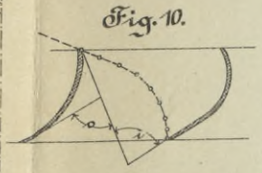


Fig. 10.

Fig. 11.

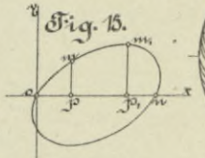
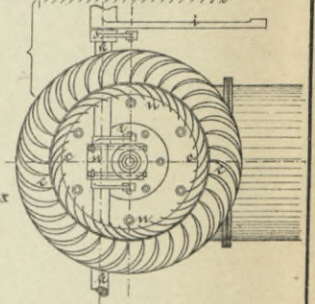


Fig. 15.



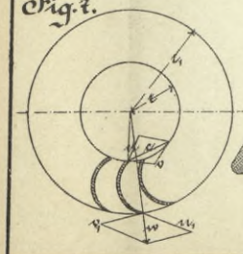


Fig. 7.

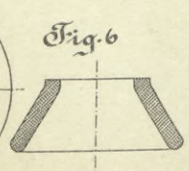


Fig. 6.

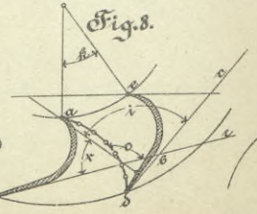


Fig. 8.

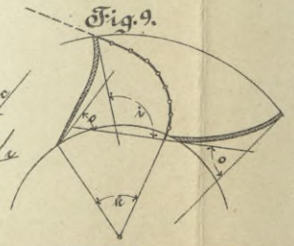


Fig. 9.

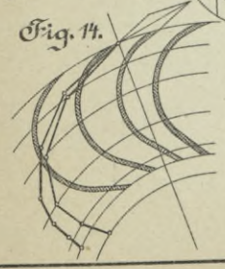


Fig. 14.

Fig. 16.

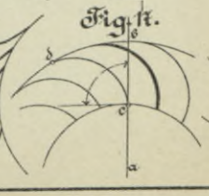


Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19.

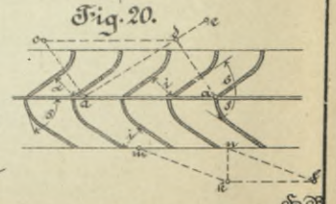


Fig. 20.

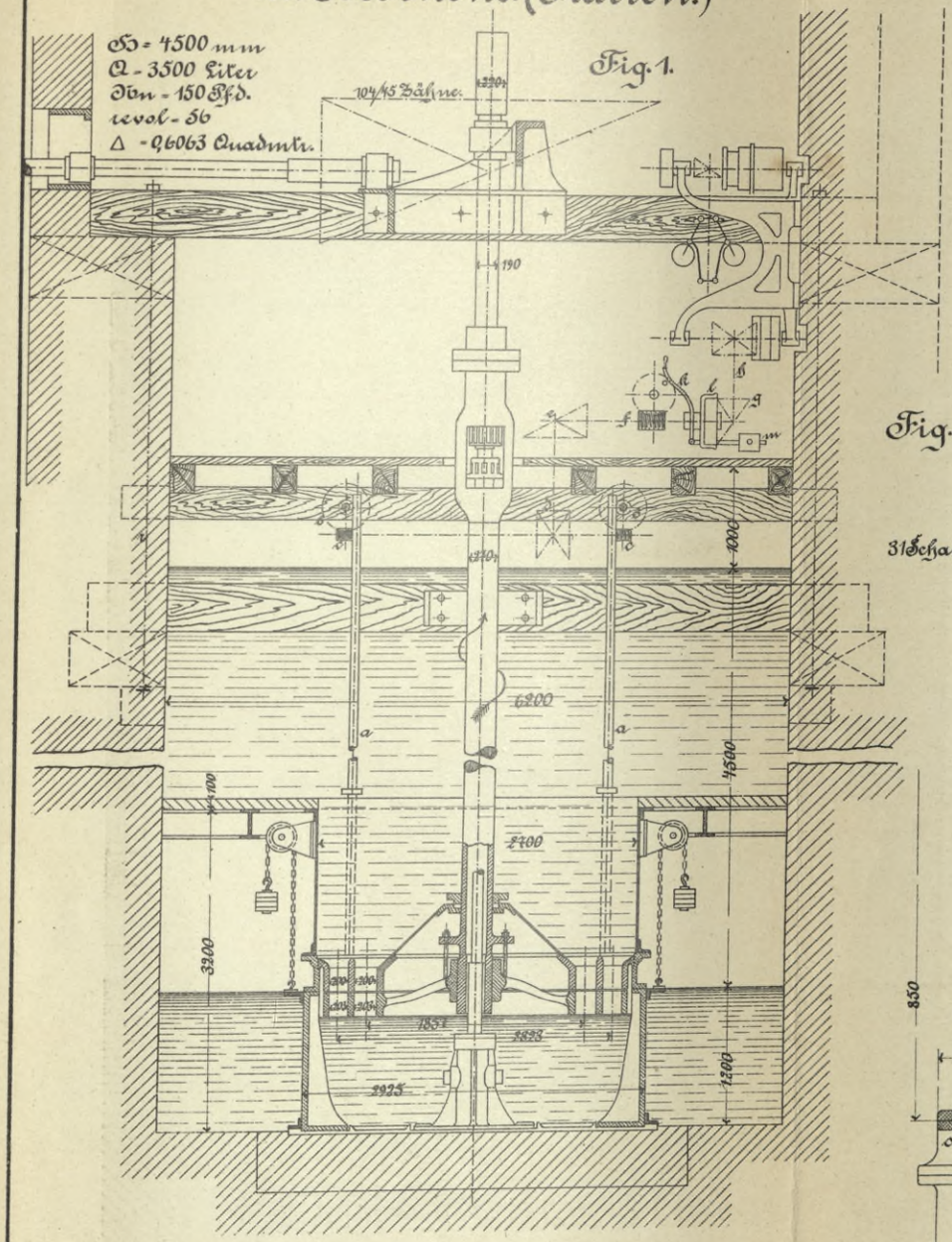
Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

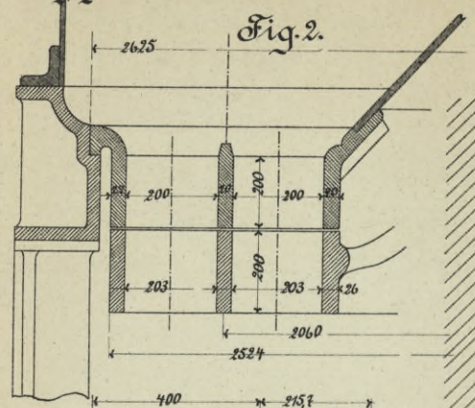
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

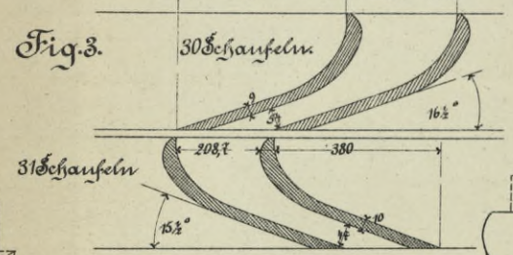
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

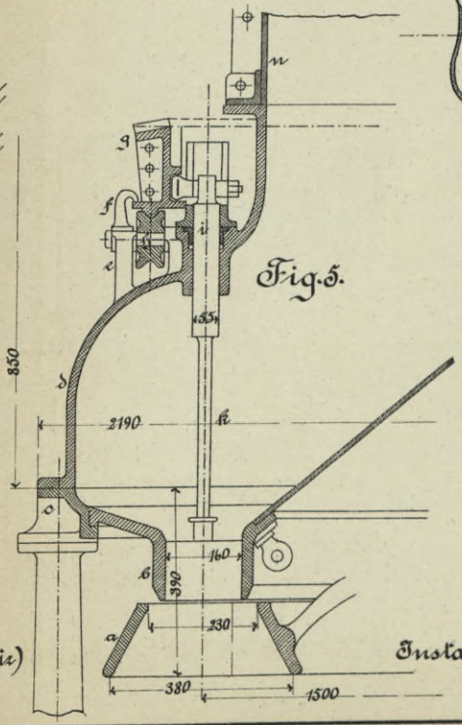
Jonval-Turbine i. d. Spinnerei d. Herrn Ammann & Wepfer in Pordenone. (Italien.)

H = 4500 mm
Q = 3500 Liter
Nn = 150 Pfd.
revol = 56
Δ = 0,6063 Quadmtr.



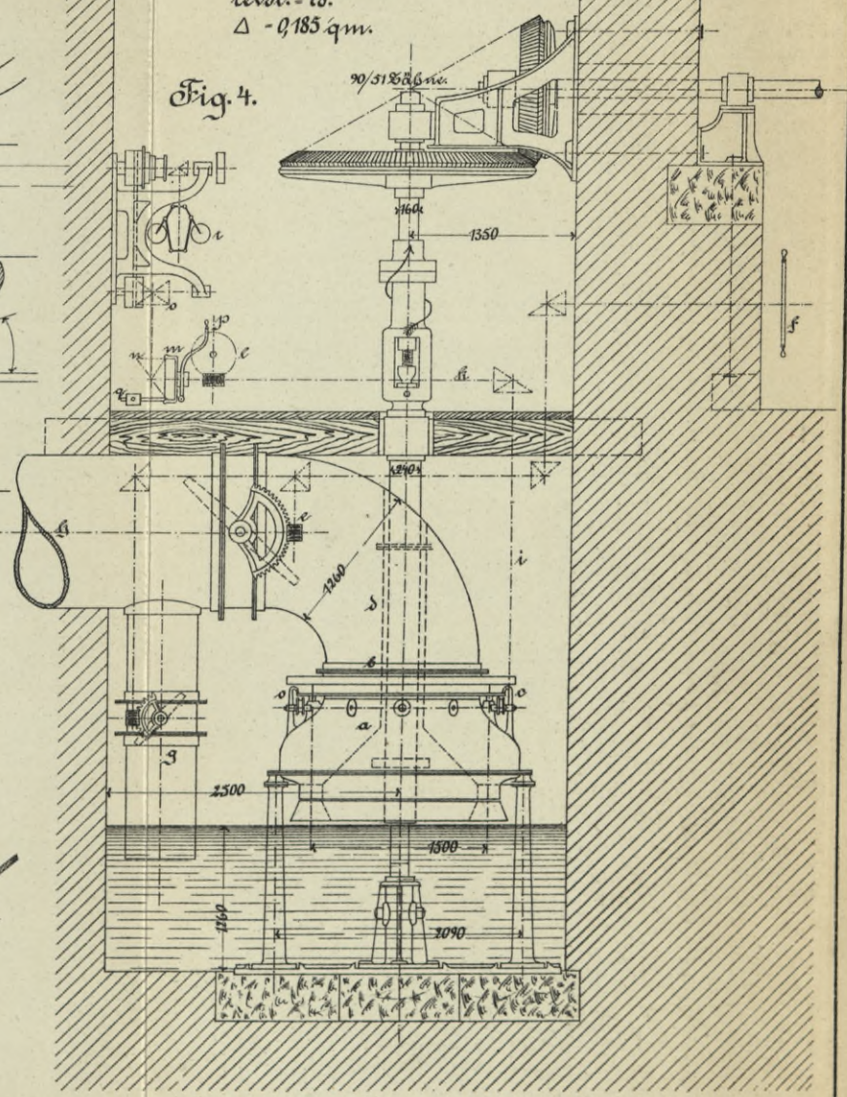






Girard-Turbine i. d. Spinnerei d. Herrn Trümpi, Wild & Streif in Tiefenstein (Baden).

H = 9,000 m.
Q = 1100 bis 2030 Liter.
Nn = 190 Pferde.
revol. = 78.
Δ = 0,185 qm.



Installation von Theodor Bell & Cie in Kriens bei Luzern (Schweiz)

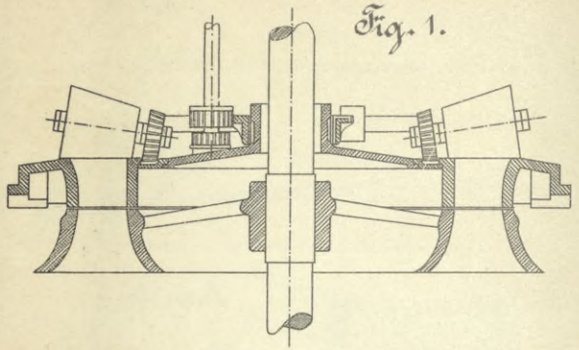
Installation von Theodor Bell & Cie in Kriens bei Luzern (Schweiz).

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.
Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

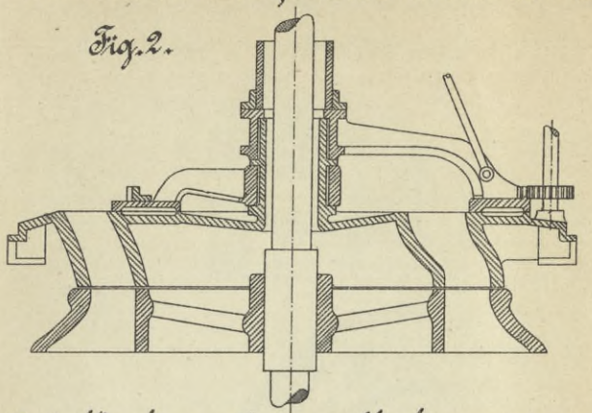
Axiallturbine mit Rollschützen.

Fig. 1.



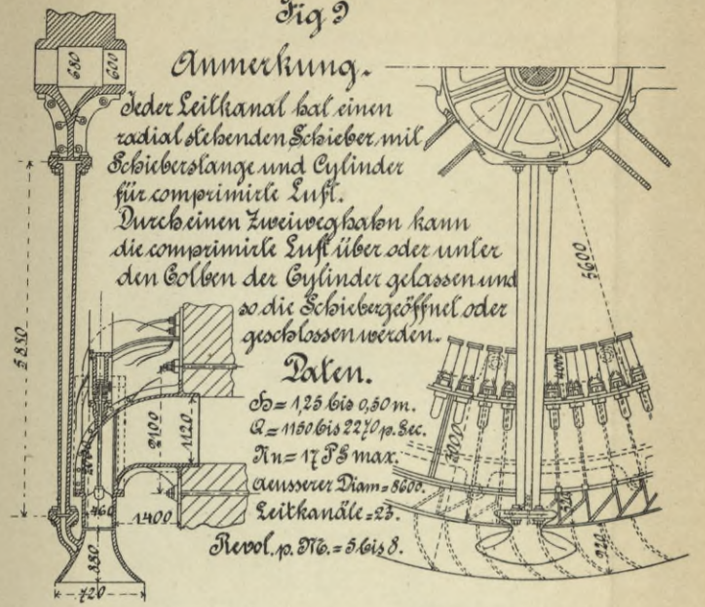
Axiallturbine mit flachen Rundschiebern.

Fig. 2.



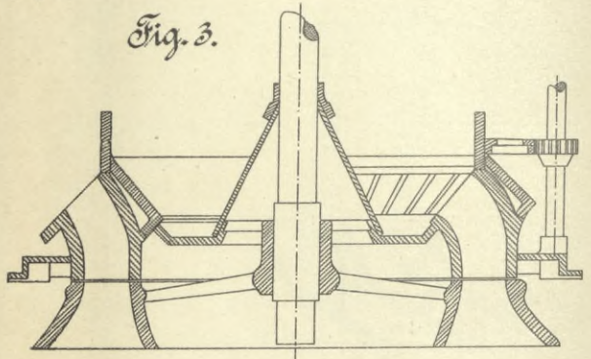
Girard-Turbine mit Regelung durch comprimirte Luft.

Fig 9



Axiallturbine mit conischen Rundschiebern.

Fig. 3.



Axiallturbine mit einem flachen u. einem cylindrischen Rundschieber.

Fig. 4.

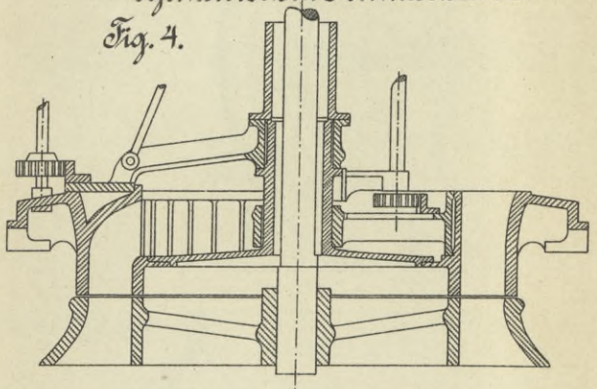
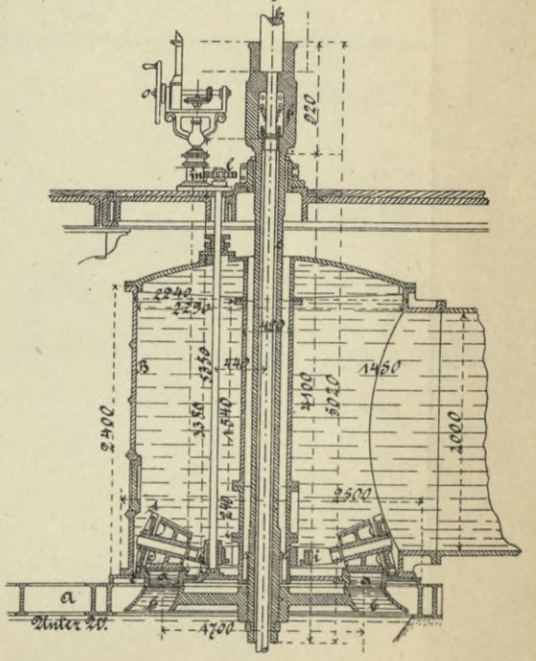
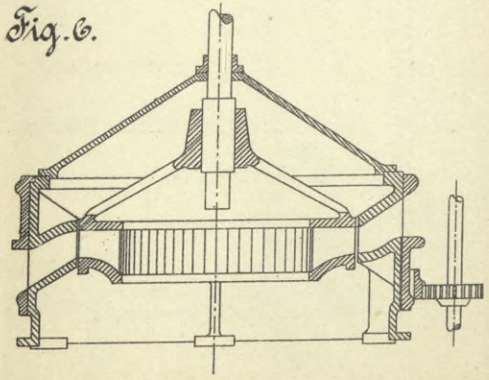


Fig. 8.



Von innen beaufschlagte Radial Turbine.

Fig. 6.



Von aussen beaufschlagte Radial Turbine.

Fig. 5.

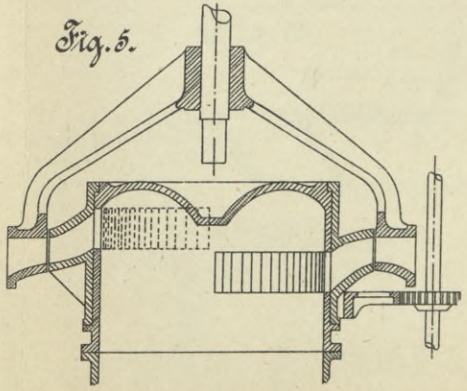
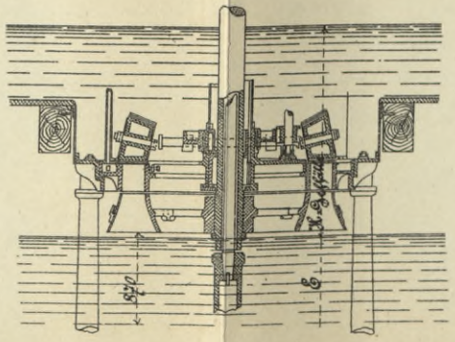


Fig. 7.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Turbinen-Regulirung mit verticalen Schiebern u. beweglichem Kranz.

Fig. 1.

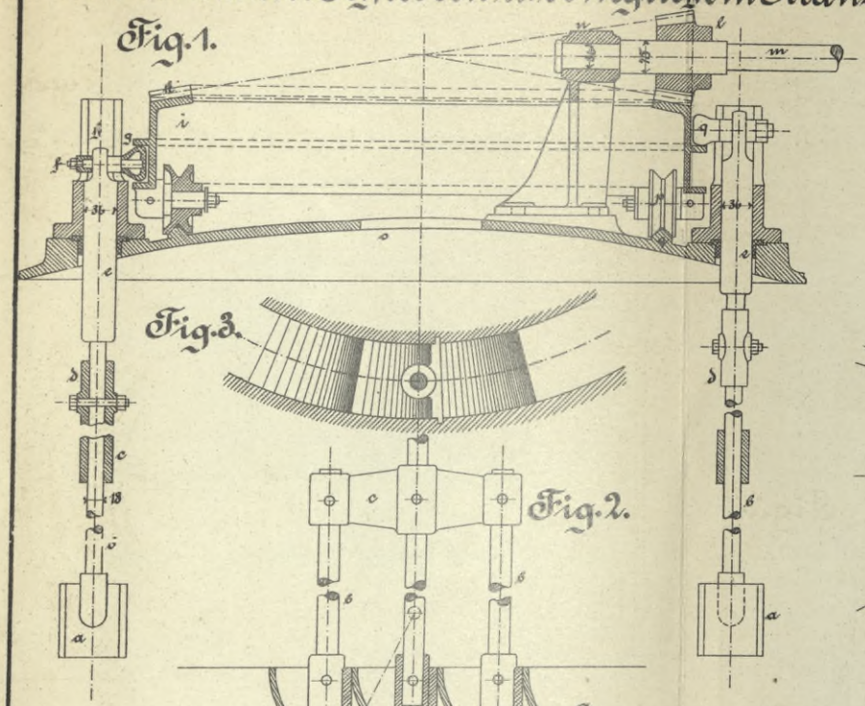


Fig. 3.

Fig. 2.

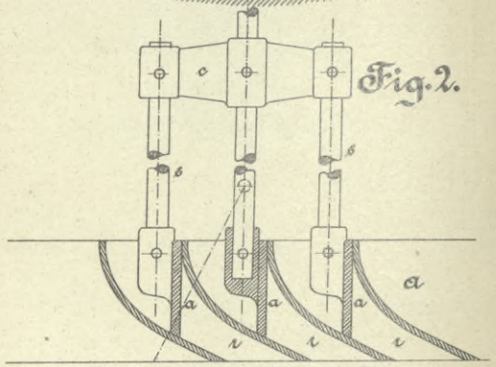


Fig. 4.

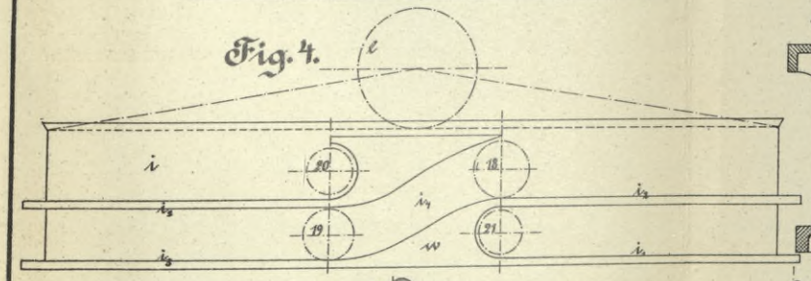
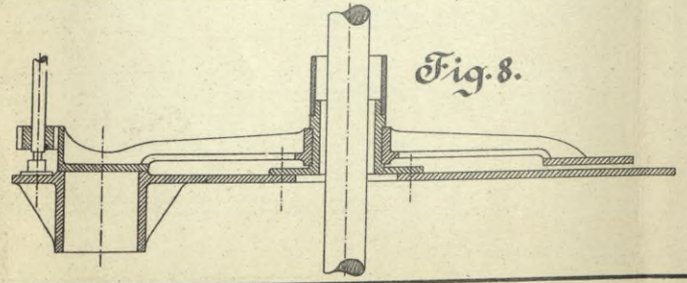
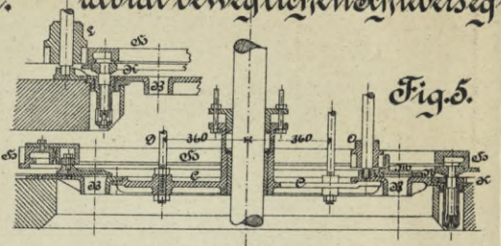


Fig. 8.



Girard-Turbinen mit horizontalen radial beweglichen Schiebesegmenten.

Fig. 5.



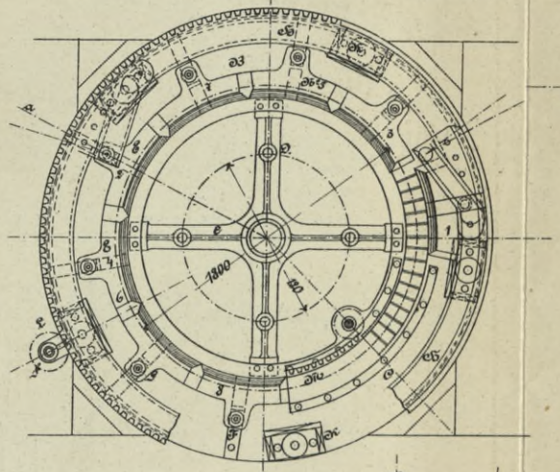


Fig. 9.

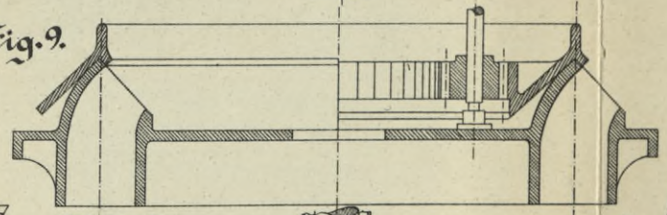


Fig. 10.

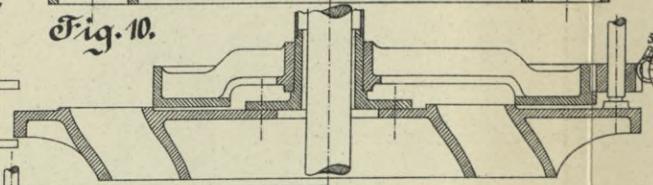
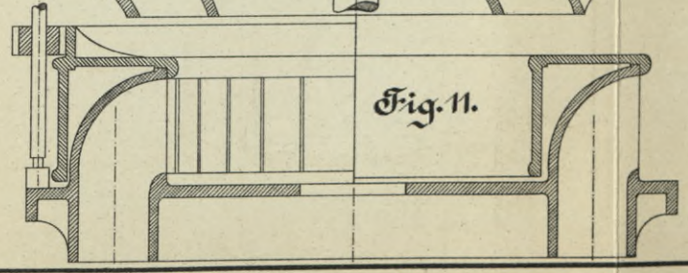
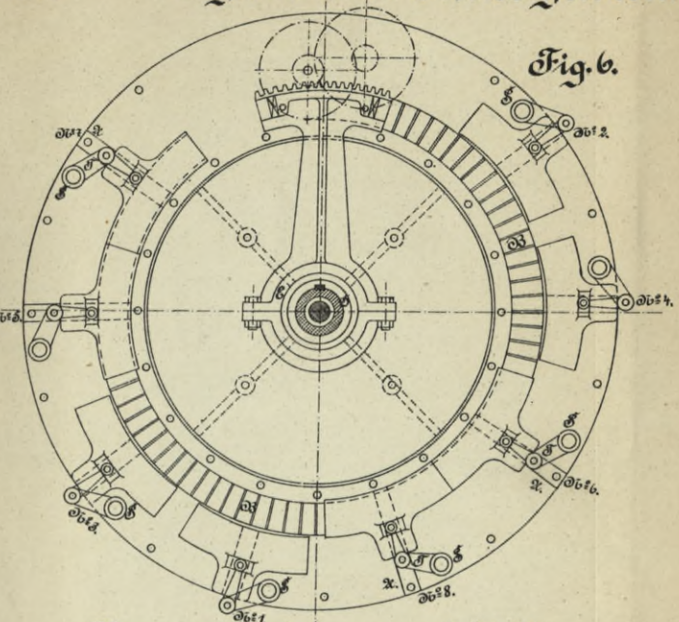


Fig. 11.



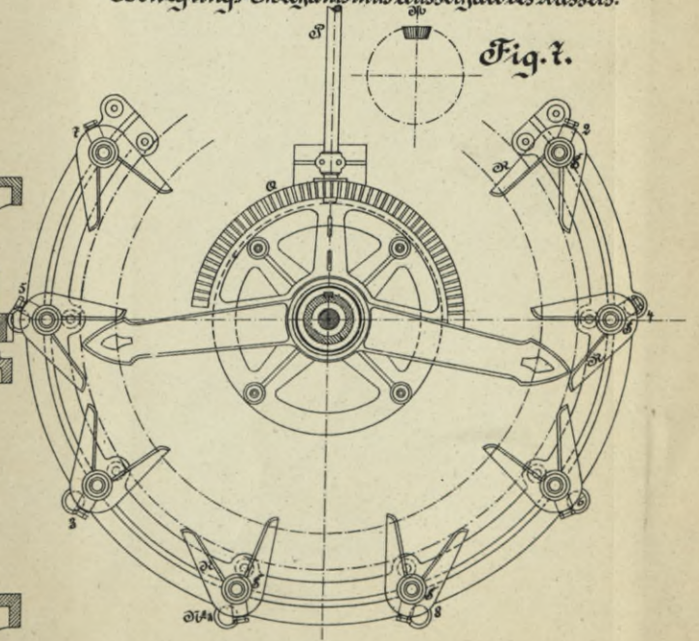
Turbinen-Regulirung m. horizontalen Schiebern und Kreisschiebern.

Fig. 6.



Bewegungs-Mechanismus ausserhalb des Wassers.

Fig. 7.

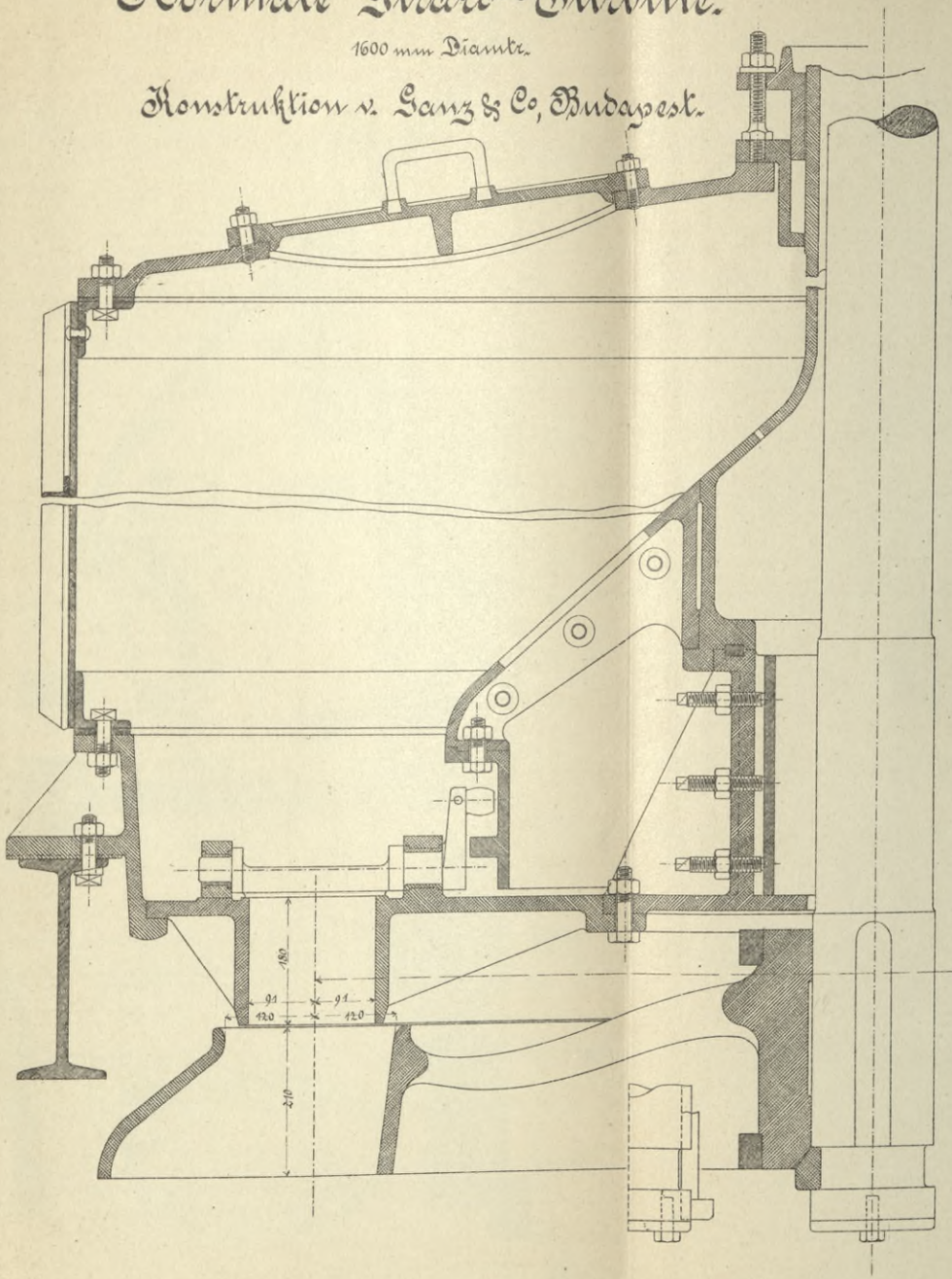


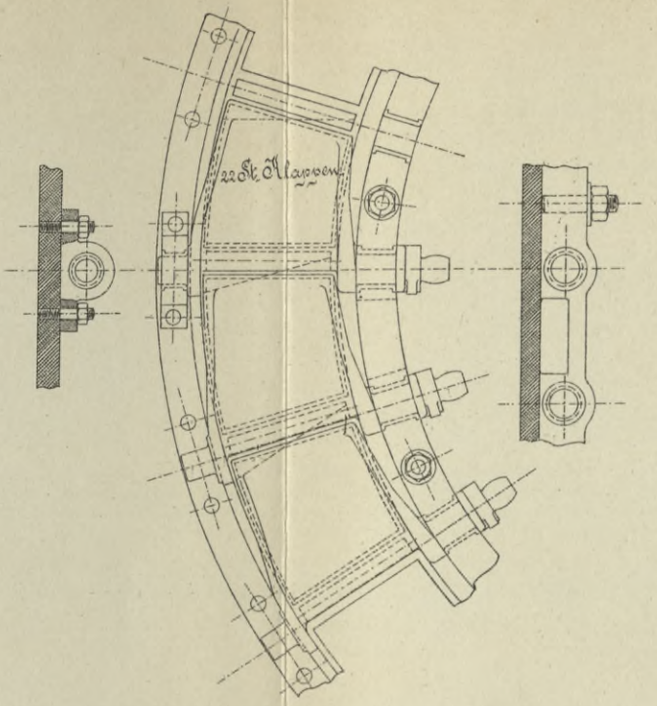
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

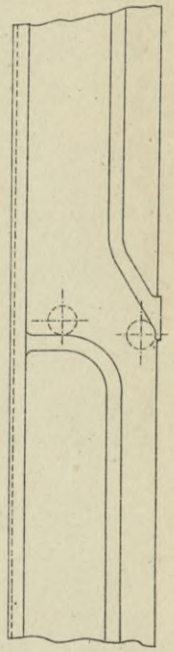
Normale Girard-Turbine.

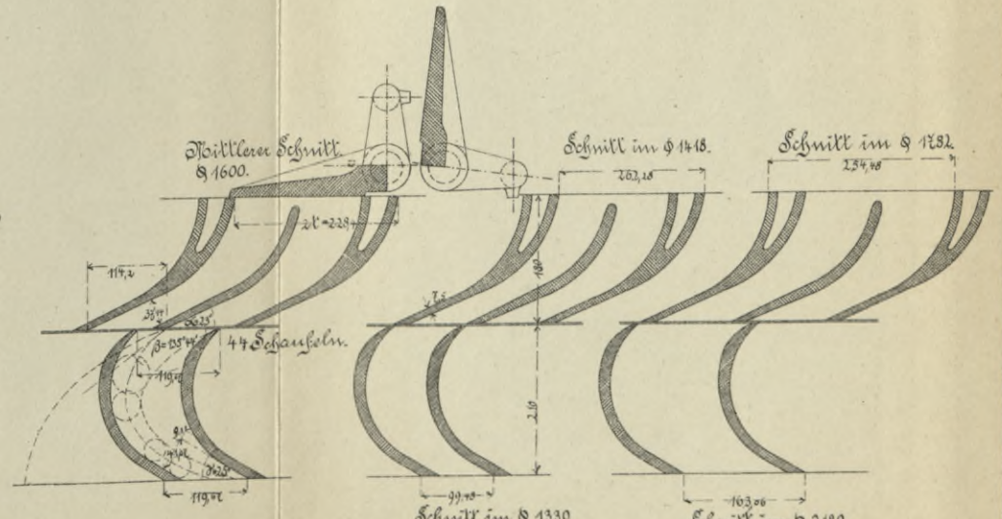
1600 mm Diamtr.

Konstruktion v. Ganz & Co, Budapest.









Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

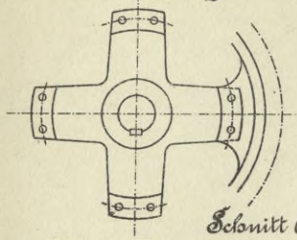
BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Normale Doppelkranzturbine.

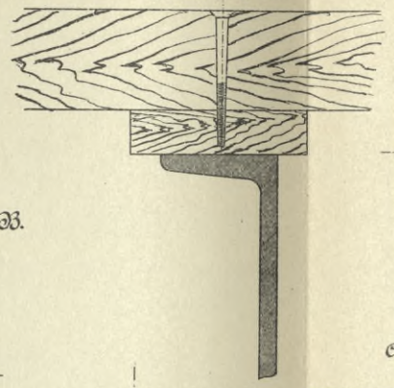
Diam. 1000 u. 1337.

Konstr. v. Ganz & Comp. Budapest.

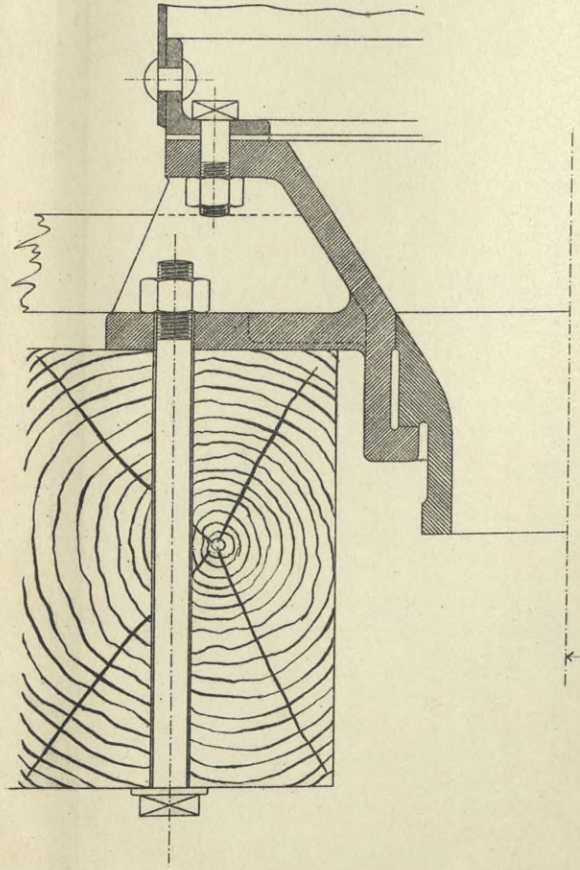
Nabe des Laufrades.

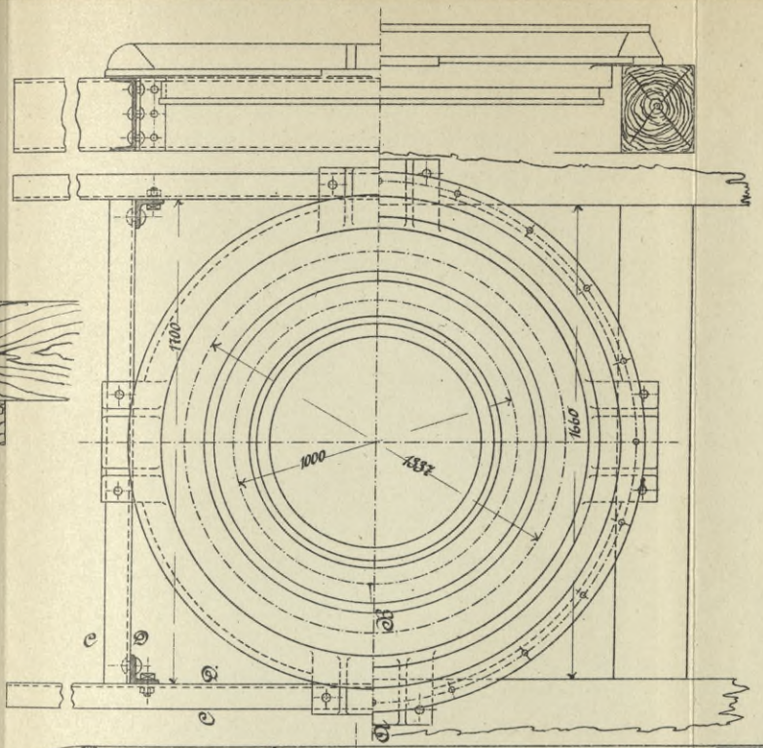


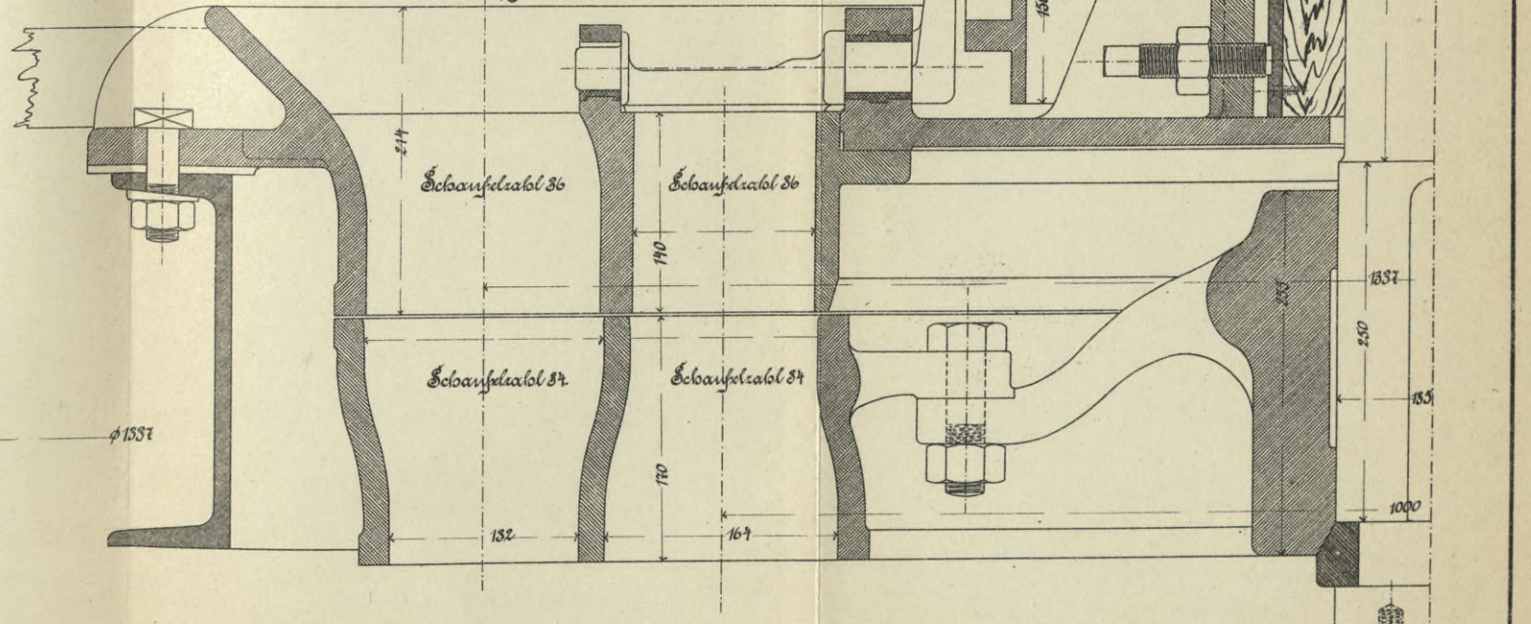
Schnitt C-D.

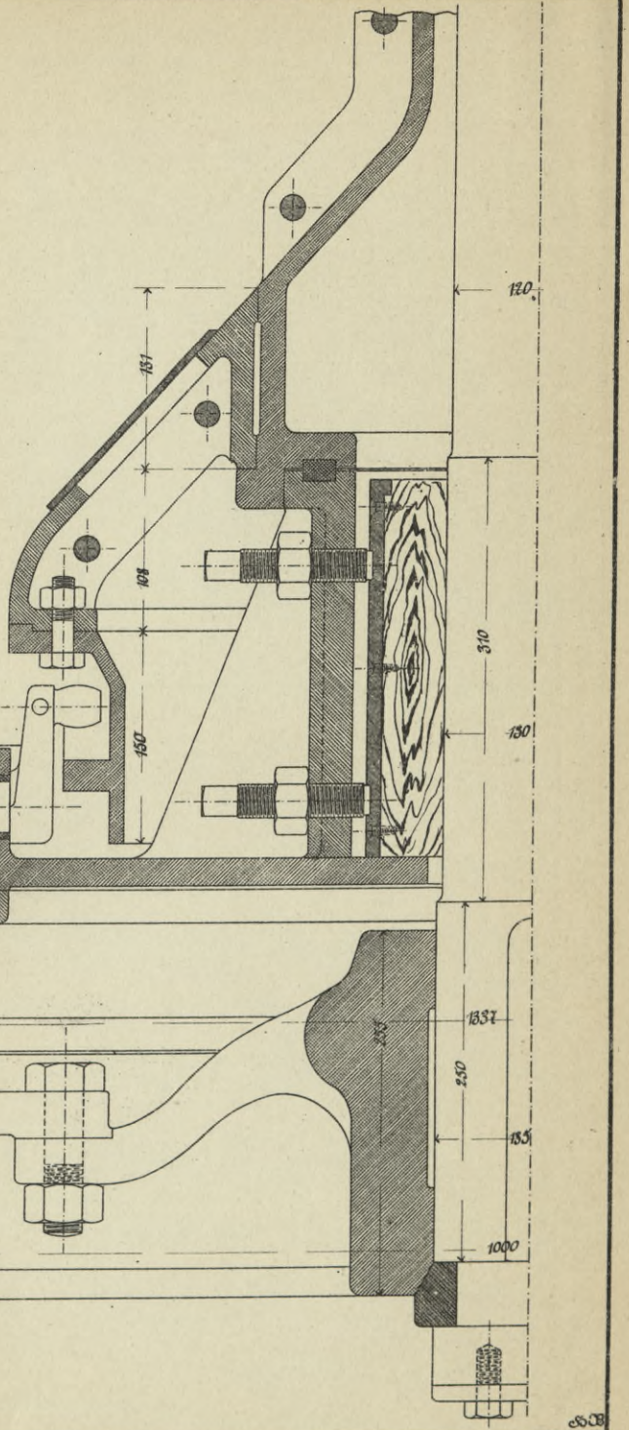


Schnitt A-B.









Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

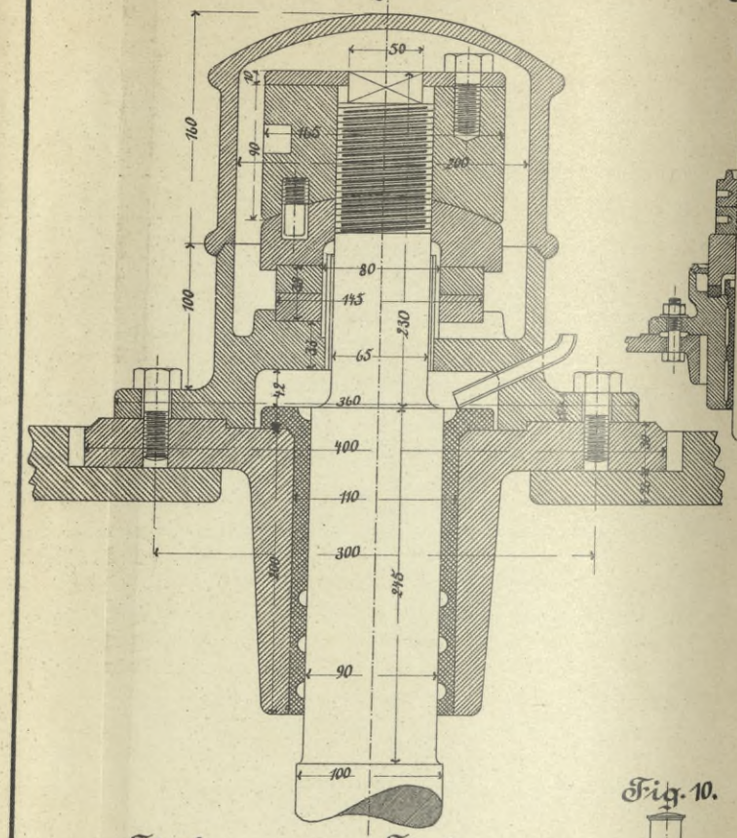


Fig. 2.

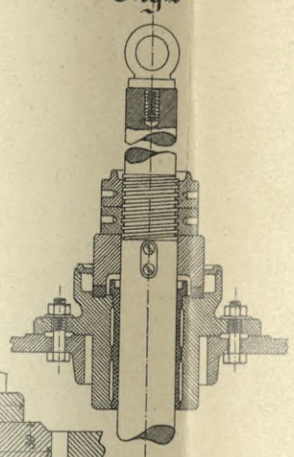


Fig. 3.

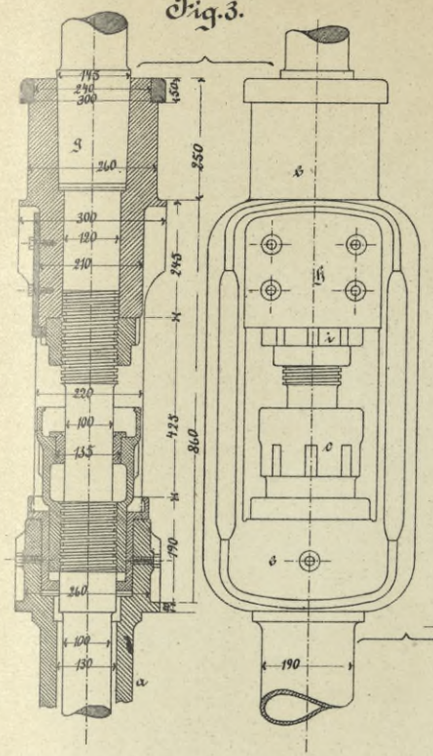


Fig. 4.

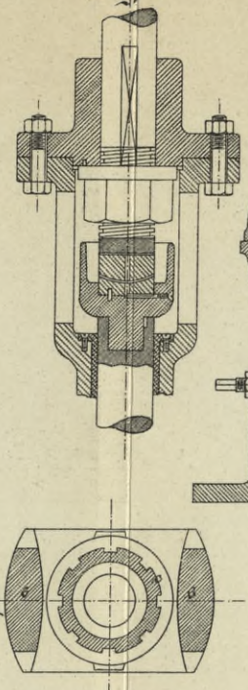


Fig. 5.

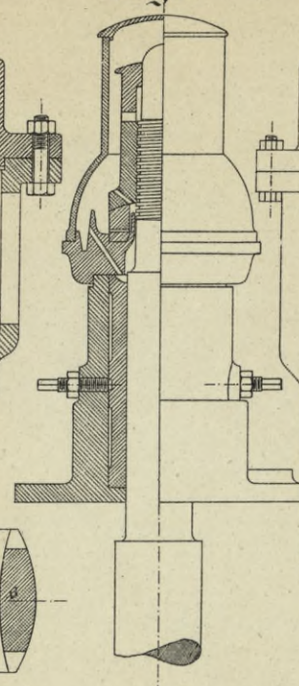


Fig. 6.

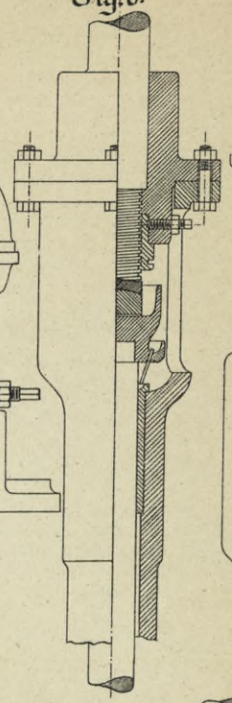


Fig. 7.

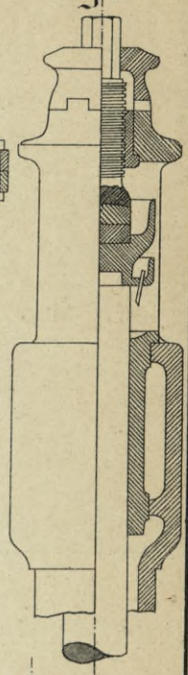


Fig. 8.

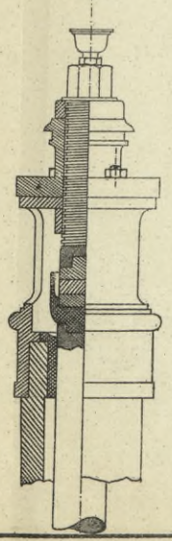


Fig. 9.

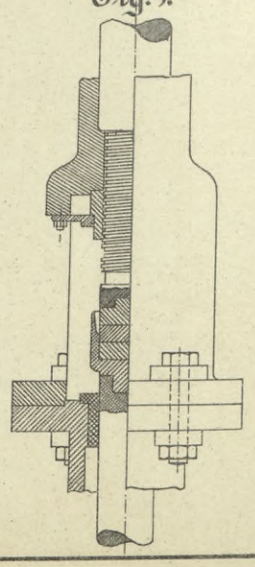


Fig. 10.

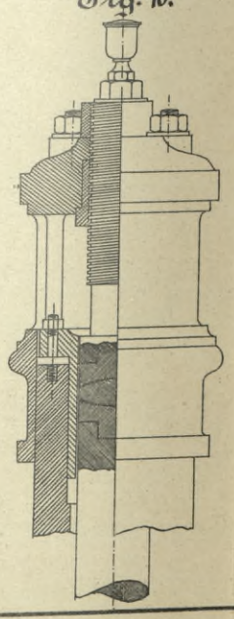


Fig. 11.

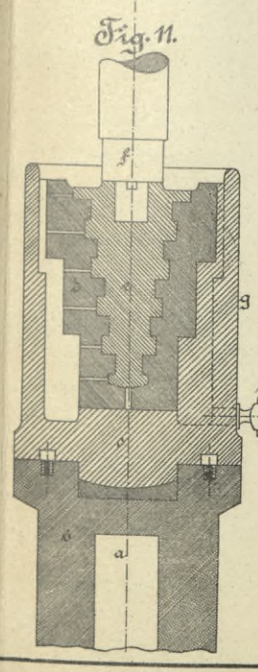


Fig. 12.

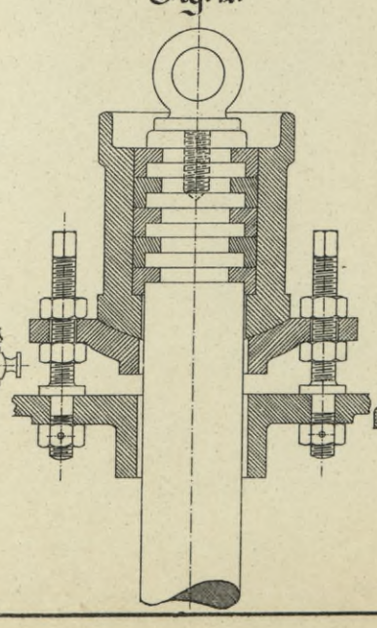


Fig. 13.

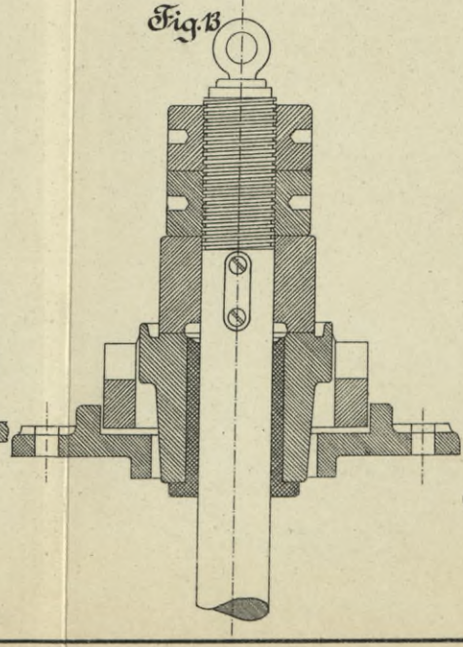
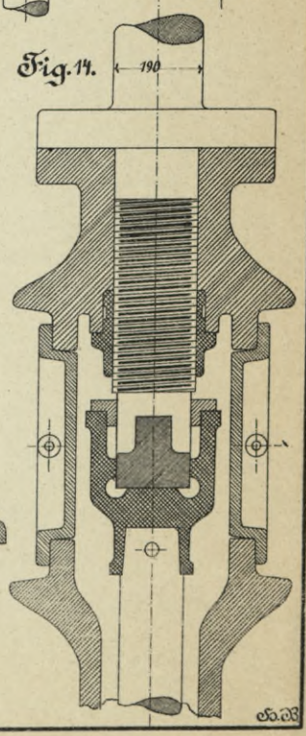


Fig. 14.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

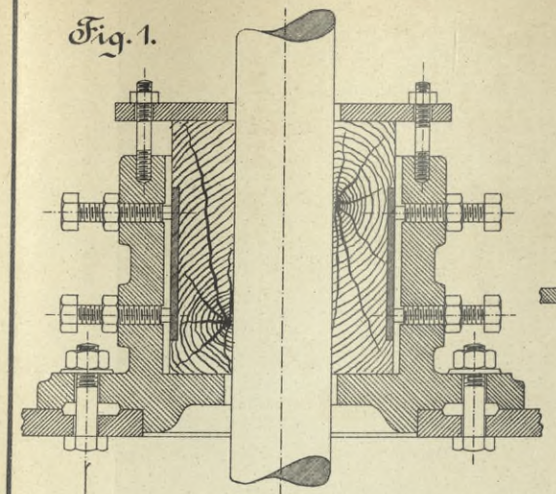


Fig. 2.

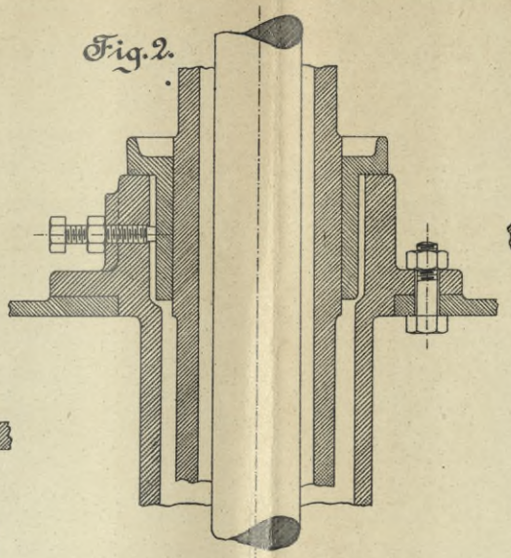


Fig. 3.

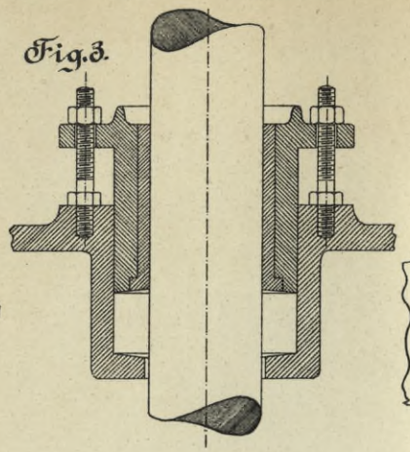


Fig. 4.

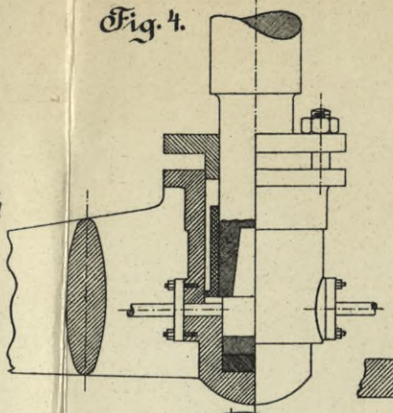
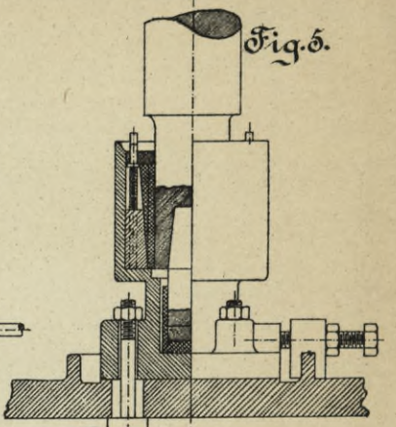


Fig. 5.



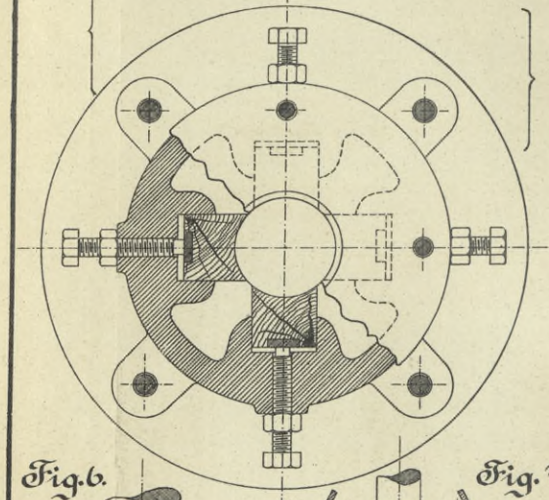


Fig. 8.

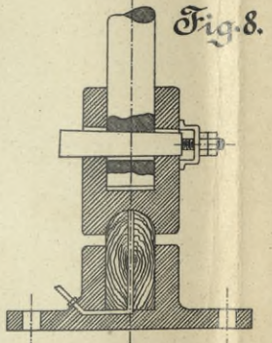
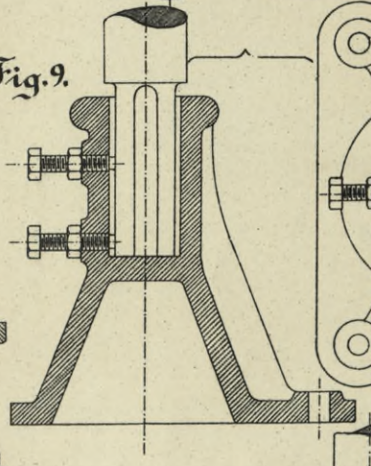


Fig. 9.



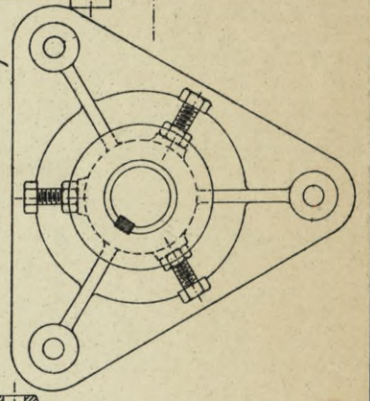


Fig. 10.

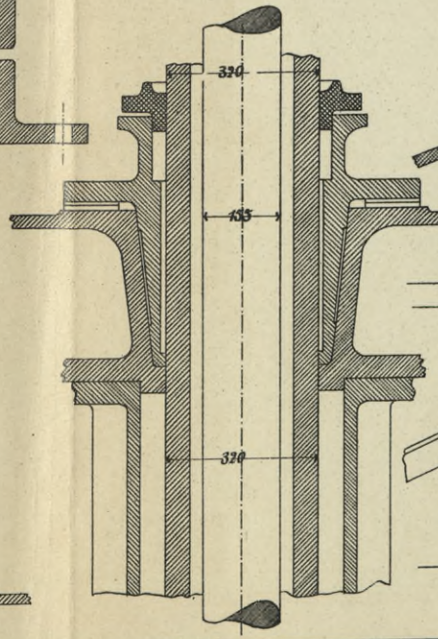


Fig. 11.

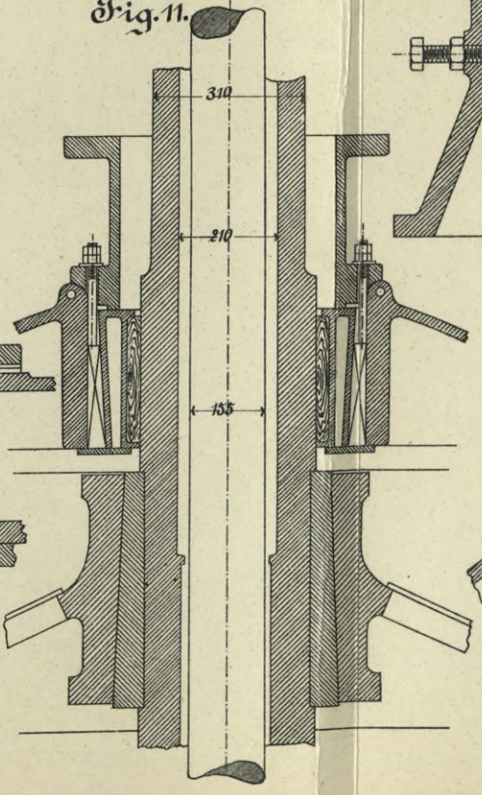


Fig. 12.

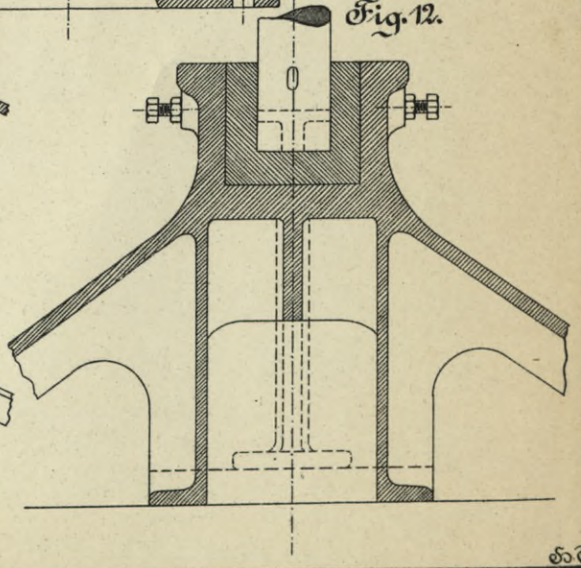


Fig. 6.

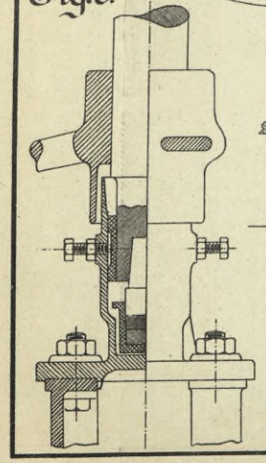
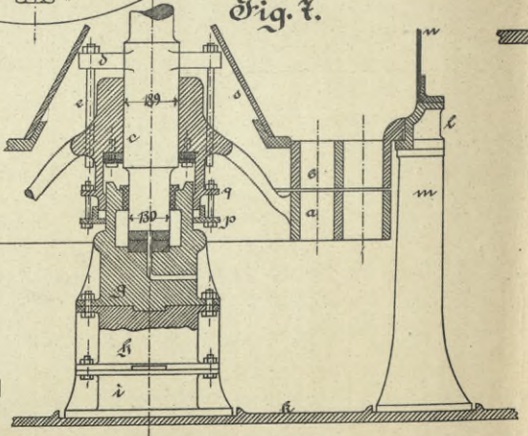


Fig. 7.



Hermann Costenoble, Verlagsbuchhandlung in Jena.

Lith. Anst. v. J. G. Fritzsche, Leipzig

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

Fig. 1.

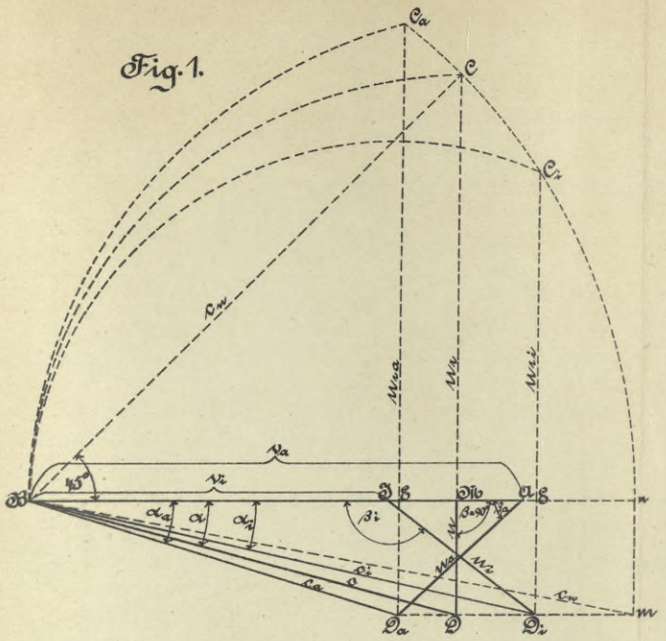


Fig. 2.

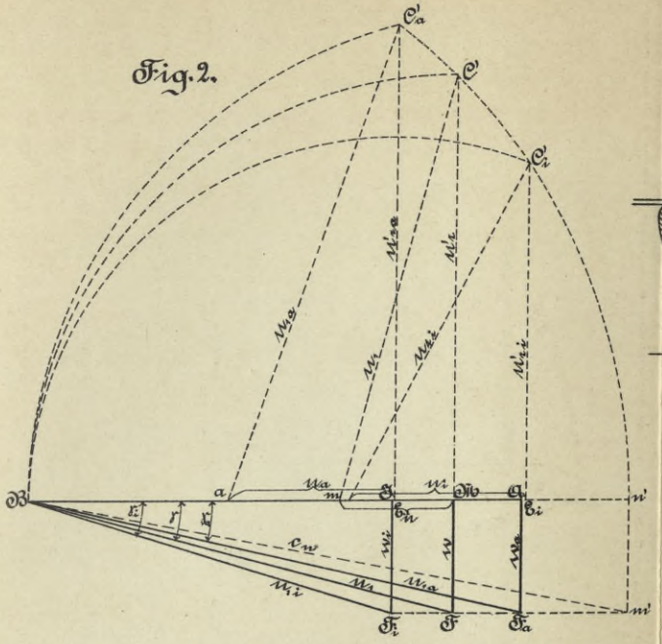


Fig. 4.

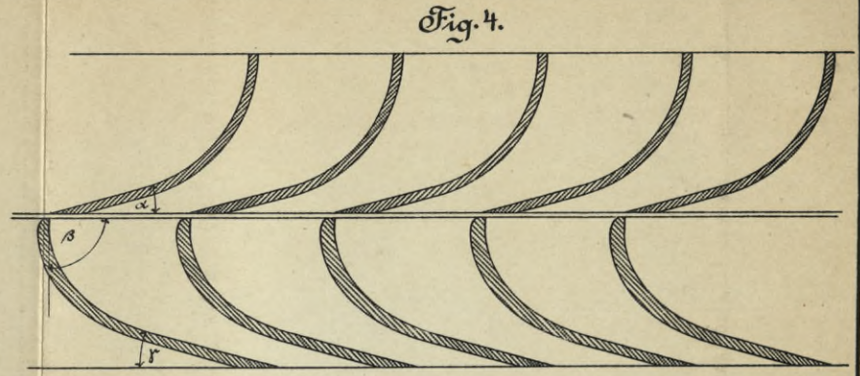


Fig. 3.

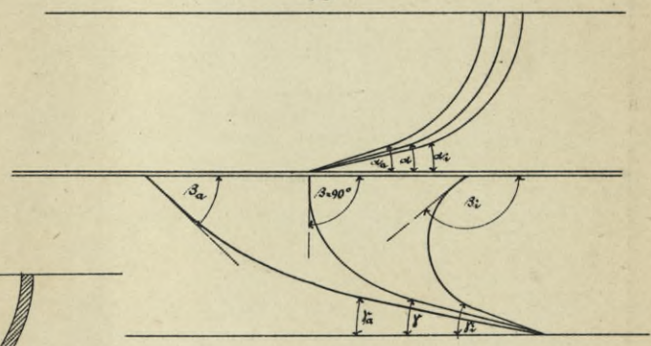


Fig. 5.

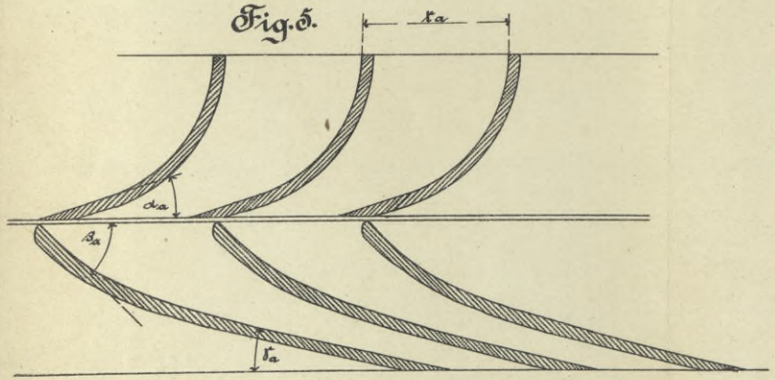


Fig. 6.

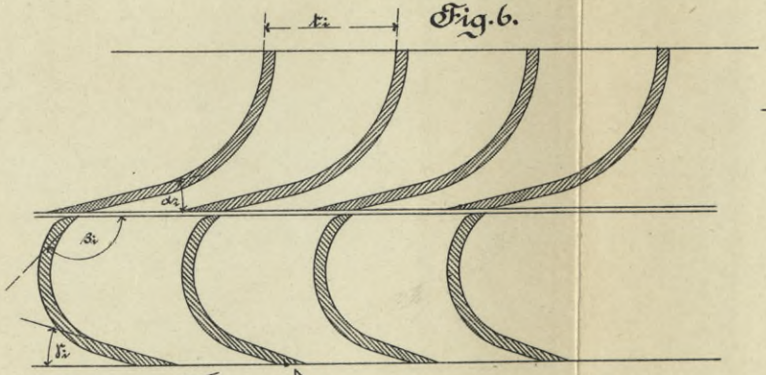


Fig. 7.

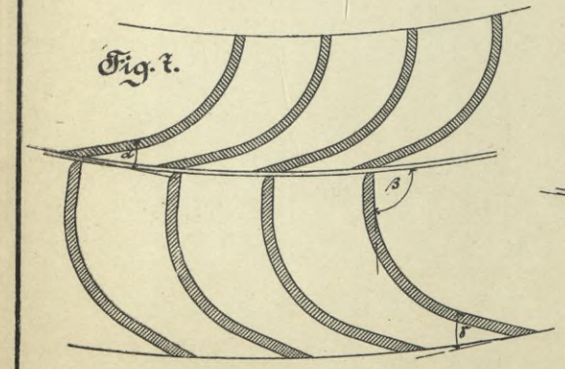


Fig. 8.

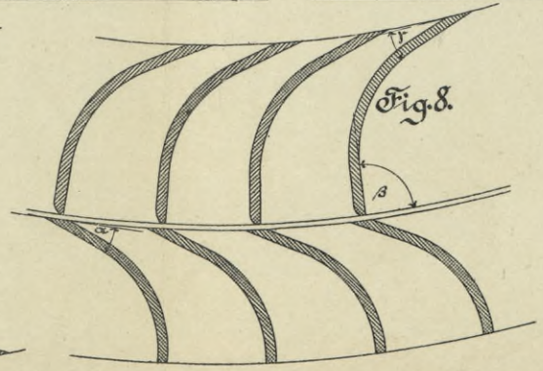


Fig. 9.

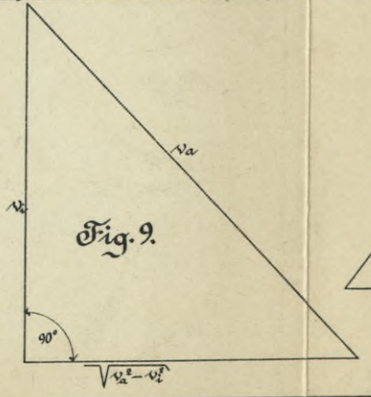


Fig. 10.

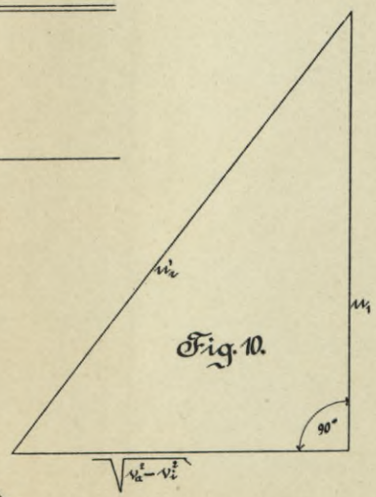
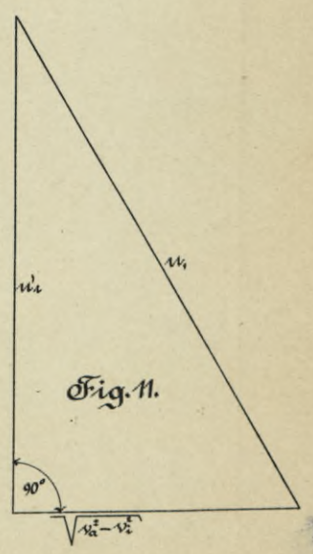


Fig. 11.



S-80

BIBLIOTEKA
KRAKÓW
Politechniczna

S. 61

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW
Biblioteka Politechniki Krakowskiej
II-351694
L. inw.
Druk. U. J. Zam. 256. 10,000.
Biblioteka Politechniki Krakowskiej
100000299178