

## Drittes Capitel.

## Die Turbinen.

§. 99. **Turbinen.** Man bezeichnet mit diesem Namen eine Anzahl von Wasserrädern, in denen das Wasser vermöge seiner lebendigen Kraft, d. h. vermöge der Geschwindigkeit wirkt, welche es unter Einfluß seiner Gefällhöhe erlangt. Eine Gewichtswirkung des Wassers, wie sie vornehmlich bei den im vorhergehenden Capitel besprochenen verticalen Wasserrädern auftritt, wobei nämlich das Wasser direct durch sein Gewicht einzelne Zellen oder Gefäße niederzieht, findet bei den Turbinen nicht statt. Insofern auch bei den unterschlächtigen und Ponceleträdern das Wasser fast ausschließlich vermöge seiner Geschwindigkeit zur Wirkung kommt, läßt sich ein scharfer Unterschied zwischen diesen Rädern und den Turbinen nicht machen, insbesondere schließt sich die Wirkung des Wassers im Ponceletrade sehr eng derjenigen in gewissen Turbinen an.

Die lebendige Kraft des bewegten Wassers hat man schon seit langer Zeit dadurch nugbar gemacht, daß man das aus größerer Höhe niederstürzende Wasser in einem Strahle gegen Schaufelflächen stoßen ließ, welche an einer drehbaren Ase befestigt waren. Solche Stoßräder, welche namentlich in Gebirgsgegenden ehedem in verschiedenen Ausführungen in Gebrauch waren, gaben wegen des mit dem Stoße verbundenen Verlustes immer nur einen geringen Wirkungsgrad, und daher werden derartige Räder heute nicht mehr, oder doch höchstens in solchen Ausnahmefällen angewendet, in denen es bei überschüssig vorhandener Wasserkraft darauf ankommt, mit den einfachsten Mitteln und unbekümmert um den Wirkungsgrad eine Betriebskraft zu schaffen.

Dagegen sucht man bei allen neueren Turbinen ohne Ausnahme die Anordnung so zu treffen, daß zur Vermeidung des besagten Verlustes das Wasser ohne Stoß in das Rad eingeführt wird. Wenn dann ferner dafür gesorgt wird, daß das Wasser möglichst tod, d. h. mit thunlich kleinster Geschwindigkeit das Rad verläßt, so muß dasselbe den größten Theil seiner lebendigen Kraft während seines Durchganges durch das Rad an das letztere abgegeben haben, und zwar geschieht dies, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, durch eine stetige Druckwirkung und ohne jeden Stoß. Die mit einer solchen Wirkung unvermeidlich verbundenen Verluste bestehen

daher außer in der geringen lebendigen Kraft, die das Wasser aus dem Rade mit herausnimmt, wesentlich nur in den Bewegungshindernissen, welche mit dem Durchgange des Wassers durch das Rad verbunden sind. Diese inneren Widerstände thunlichst gering zu machen und das Wasser mit der möglich kleinsten Geschwindigkeit aus dem Rade zu entlassen, ist daher neben dem Erforderniß einer stofffreien Wassereinführung die Hauptbedingung jeder zweckmäßigen Turbinenausführung.

Die Turbinen werden meistens als horizontale, auf verticalen Axen befindliche Räder ausgeführt, obwohl man auch in einzelnen Fällen die Axen horizontal anordnet, wenn besondere Verhältnisse dies wünschenswerth machen. Im Folgenden soll, wenn nicht eine andere Voraussetzung besonders gemacht wird, immer eine verticale Aze der Turbine angenommen werden. Hinsichtlich der Richtung, in welcher das Betriebswasser durch das Rad geführt wird, unterscheidet man Axialturbinen von Radialturbinen, je nachdem das Wasser in der Richtung der Aze, also senkrecht zur Radebene, oder in dieser letzteren in radialer Richtung das Rad durchströmt. Die Radialturbinen heißen innere, wenn die Wasserführung von innen nach außen geschieht, während man unter äußeren Radialturbinen solche versteht, denen das Wasser im äußeren Umfange zugeführt wird.

Das Ausschlagwasser wird den Turbinen, eine verticalstehende Aze vorausgesetzt, meistens von oben zugeführt, doch kann ausnahmsweise die Zuführung auch durch ein gekrümmtes, von unten aufsteigendes Rohr geschehen, in welchem Sinne man von oberer und unterer Beauschlagung spricht. Eine Turbine, welcher das Wasser ringsum auf dem ganzen Umfange der Eintrittsfläche zugeführt wird, heißt eine Vollturbine, im Gegensatz zu den Partialturbinen, d. h. denjenigen Rädern, welche nur an einem Theile des Eintrittsumfanges beaufschlagt werden. Die Bezeichnungen Hochdruck, Mitteldruck und Niederdruck-Turbinen wählt man je nach dem mehr oder minder hohen Gefälle des Betriebswassers, ohne daß in dieser Hinsicht bestimmte Zahlen als scharfe Grenzwerte angegeben werden können. Es mag nur bemerkt werden, daß Turbinen für alle möglichen Gefälle, von den kleinsten bis zu den größten, vortheilhaft ausgeführt werden können.

Die Aufstellung eines Turbinenrades kann eben sowohl unmittelbar über dem Unterwasser geschehen, in welchem Falle sich das Rad in der freien Luft dreht, wie auch andererseits eine vollständige Tauchung des Turbinenrades in das Unterwasser vorgenommen werden kann. Sehr häufig pflegt man, besonders bei höheren Gefällen, das Turbinenrad in größerer Höhe über dem Unterwasser aufzustellen, indem man das aus dem Rade tretende Wasser durch ein luftdichtes bis in das Unterwasser reichendes Rohr abführt, um auf diese Weise das unter dem Rade befindliche Gefälle nicht zu ver-

lieren. Hierbei wirkt nämlich die in dem besagten Rohre hängende, von dem Atmosphärendruck getragene Wassersäule saugend, wodurch schon ausgesprochen ist, daß diese Unterwassersäule den Betrag der Wasserbarometerhöhe (10,336 m) nicht übersteigen darf.

Wenn der Oberwasserspiegel nur in geringer Höhe über dem Turbinenrade gelegen ist, so läßt man das Betriebswasser frei in das oben offene Turbinengehäuse eintreten, während man bei höherem Gefälle das Turbinengehäuse in Form eines oberhalb durch einen Deckel geschlossenen eisernen Behälters ausführt, dem das Wasser seitlich durch ein Ansaßrohr zugeführt wird und aus dessen Deckel die Turbinenwelle mittelst einer Stopfbüchse wasserdicht austritt. Für solche ganz in einem Rohre befindliche Turbinen gebraucht Rittinger den Namen Rohrturbinen.

In Betreff der Wirkungsweise des Wassers ist bei den Turbinen noch eine wichtige Unterscheidung in folgender Weise zu machen. Denkt man sich das Betriebswasser, dessen Gefälle  $h$  sein mag, dem Rade mit einer Geschwindigkeit  $c$  zugeführt, wie sie in Folge dieses Gefalles erreichbar ist, welche also, abgesehen von Nebenhindernissen, durch  $c = \sqrt{2gh}$  ausgedrückt ist, so beruht die Wirkung dieses bewegten Wassers lediglich in der Umsetzung dieser erlangten Geschwindigkeit in Arbeit, indem das Wasser einen Druck auf die Schaufelflächen ausübt, welche in der Richtung dieses Druckes mit einer gewissen Geschwindigkeit ausweichen. Derartig construirte Turbinen nennt man schlechtweg Druckturbinen, auch wohl Strahlurbinen\*), weil, wie sich später ergeben wird, bei ihnen das Wasser sich in Gestalt von Wasserstrahlen über die Schaufelflächen hin bewegt. Denkt man dagegen andererseits, das Wasser werde dem Rade mit einer kleineren Geschwindigkeit  $c = \sqrt{2gh_c}$ , entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe  $h_c$  zugeführt, so wird dieses Wasser bei seinem Eintritte in das Rad außer dieser Geschwindigkeit  $c$  auch noch eine gewisse hydraulische Pressung besitzen, welche den Atmosphärendruck um eine Größe  $\gamma h_p$  übertrifft, wenn  $\gamma$  das specifische Gewicht des Wassers (1000 kg) und  $h_p = h - h_c = h - \frac{c^2}{2g}$  die sogenannte hydraulische Druckhöhe vorstellt, welche bekanntlich (s. I, Abschnitt VII, Capitel 1) gleich der um die Geschwindigkeitshöhe  $\frac{c^2}{2g}$  verminderten hydrostatischen Druckhöhe ist. Diese hydraulische Pressung wird ebenfalls in mechanische Arbeit umgesetzt und an das Rad übertragen, indem diese Pressung, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird, zur Beschleunigung der relativen Bewegung

\*) S. Fink, Zur Theorie der Voluturbinen und der Strahlurbinen, Ztschrift. des Ver. deutsch. Ing., 1881.

des Wassers in dem Rade angewendet wird. Man nennt die diesbezügliche Wirkung des Wassers seine Reactionswirkung, und Turbinen dieser Art Reactionsturbinen, auch wohl Ueberdruckturbinen wegen des gedachten Ueberdrucks. Man kann sich zur Erläuterung die hydraulische Pressungshöhe  $h_p$ , etwa als ein mit in das Turbinenrad übergegangenenes Gefälle vorstellen, welches erst innerhalb des Rades zur Geschwindigkeitserzeugung benutzt wird, im Gegensatz zu den Druckturbinen, bei denen das ganze disponibele Gefälle dazu angewendet wird, dem Wasser schon vor seinem Eintritte in das Rad die zugehörige Geschwindigkeit zu ertheilen.

Aus dem Vorstehenden ist schon ersichtlich, daß es niemals möglich sein wird, das ganze vorhandene Gefälle  $h$  zur Reactionswirkung zu benutzen, da immer eine bestimmte Druckhöhe  $h_o = \frac{c^2}{2g}$  zur Erzeugung der dem Wasser zu ertheilenden Einföhrungsgeschwindigkeit erforderlich ist, so daß als Reactionsdruckhöhe nur der Rest

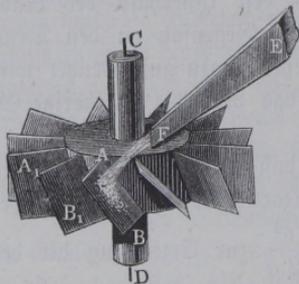
$$h_p = h - h_o$$

verbleibt. Von welchen Verhältnissen die Größe der Reactionswirkung abhängig ist, wird sich in der Folge zeigen. Hier mag vorläufig nur angeführt werden, daß die Zellenräume aller Reactionsturbinen stets gänzlich vom Wasser erfüllt sein müssen, weil das Wasser die in ihm vorhandene Pressung dem Charakter der Flüssigkeiten gemäß nach allen Richtungen gleichmäßig ausübt. Dagegen wird das Wasser bei den reinen Actions- oder Druckturbinen, für welche die Pressungshöhe  $h_p = 0$  ist, ein Bestreben zum Ausfüllen der Radzellen nicht haben. Dasselbe wird vielmehr bei seiner Bewegung entlang einer Radschaukel an jeder Stelle genau denjenigen Querschnitt annehmen, welcher seiner relativen Geschwindigkeit daselbst entspricht; mit anderen Worten, das Wasser wird sich in Form eines zusammenhängenden Strahles an der Schaukel entlang bewegen. Eine vollständige Ausfüllung der Radzellen durch das Wasser findet daher bei den Druckturbinen im Allgemeinen nicht statt, man kann eine gänzliche Erfüllung der Canäle aber erreichen, wenn man den Schaukeln selbst derartige Abmessungen giebt, daß jeder der zwischen ihnen verbleibenden Zwischenräume genau mit demjenigen Raume übereinstimmt, welchen der durchpassirende Wasserstrahl einnimmt. Zu welchem Zwecke dies unter Umständen geschieht, wird sich in der Folge ergeben.

**Stoßräder.** Die einfachsten, jedoch auch unvollkommensten horizontalen Wasserräder sind die sogenannten Stoßräder oder Stoßturbinen. Sie bestehen, wie  $ACD$ , Fig. 258 (a. f. S.), aus 16 bis 20 rechteckigen Schaukeln  $AB$ ,  $A_1B_1$  u. s. w., welche so auf den Radkörper aufgesetzt sind, daß

sie 50 bis 70° Neigung gegen den Horizont erhalten. Das Wasser wird ihnen durch ein pyramidales Gerinne *EF* unter 40 bis 20° Neigung so zugeführt, daß es ziemlich winkelrecht auf die Schaufeln aufschlägt. Man wendet diese Räder bei 3 bis 6 m Gefälle in solchen Fällen an, wo es

Fig. 258.



sich um eine große Umdrehungszahl handelt, wie z. B. bei Mahlmühlen. Dabei wird der Mühlstein oder Läufer direct auf die Welle des Rades gesetzt, so daß man in der einfachsten Art unter Vermeidung aller Zwischentransmissionen zum Ziele gelangt. Solche Räder, deren Wirkungsgrad nur sehr gering ist, finden sich nur noch hier und da in Gebirgsgegenden, z. B. in den Alpen, Pyrenäen und in Algier, unter Verhältnissen, wo es hauptsächlich auf möglichste

Einfachheit der Construction, dagegen gar nicht auf ökonomische Verwendung der meist im Ueberschuß vorhandenen Wasserkraft ankommt. Man giebt den Rädern dann ungefähr 1,5 m Durchmesser und den Schaufeln 0,4 m Höhe in axialer Richtung und eine radiale Breite von 0,20 bis 0,25 m. Zur Vergrößerung der Wirkung des Wassers hat man die Schaufeln derartiger Räder gekrümmt, um dem Wasser, welches sich nach dem Stöße gegen die Schaufel auf derselben mit einer gewissen Geschwindigkeit entlang bewegt, noch einen Theil der in ihm vorhandenen Kraft zu entziehen. Durch diese Krümmung wird (s. Thl. I, Abthl. VII, Cap. 9) das Wasser von seiner sonst geradlinigen Bahn abgelenkt und dadurch veranlaßt, einen Druck gegen die hohle Schaufelfläche auszuüben, in ähnlicher Weise, wie dies bei allen neueren Turbinen der Fall ist und im Folgenden näher untersucht werden soll.

Zu der Classe dieser Stoßräder mit krummen Schaufeln gehören auch diejenigen, welche die Franzosen *rouets volants* nennen, und über deren Wirkungen Piobert und Tardy Versuche angestellt haben\*). Die Ergebnisse dieser Versuche an einem Rädchen, wie Fig. 259, von 1,5 m Durchmesser, 0,20 m Höhe und mit 20 gekrümmten Schaufeln waren bei einem Gefälle von 4,25 m zwischen dem Spiegel des Oberwassers und der unteren Radebene, und bei einem Aufschlage von 0,3 cbm pro Secunde folgende: Bezeichnet  $c = \sqrt{2gh}$  die dem Gefälle entsprechende Geschwindigkeit des Wassers und  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ergab sich der Wirkungsgrad  $\eta$  für

\*) *Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical etc. par Piobert et Tardy, Paris, 1840.*

$$\frac{v}{c} = 0,72 \quad 0,66 \quad 0,56$$

$$\eta = 0,16 \quad 0,31 \quad 0,40.$$

Man nennt die vorstehend besprochenen Räder, bei welchen das Wasser vorzüglich durch Druck wirkt, indem es an gekrümmten Schaufeln niederfließt, Borda'sche Turbinen. Die Construction solcher Turbinen führt Fig. 260 vor Augen. Der Verfasser hat das Original als Umtriebsmaschine für sechs Amalgamirfässer und ein anderes zum Umtriebe eines Mahlganges zu Huelgoat in der Bretagne gesehen. Die krummen Schaufeln

Fig. 259.

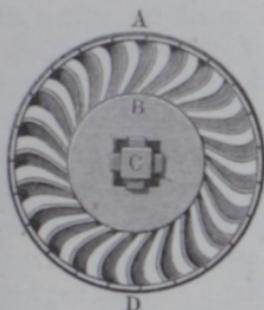
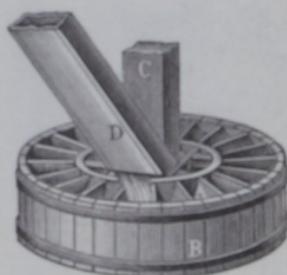


Fig. 260.



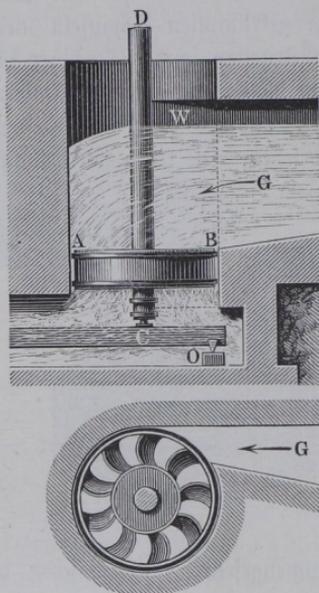
waren aus drei Buchenholzbrettchen zusammengesetzt, und zwischen aus Dauben zusammengesetzten Mänteln, wovon der äußere mit zwei eisernen Ringen umgeben war, eingesetzt. In Fig. 260 ist *AB* eine Schaufel, *C* die Welle und *D* der unter  $45^\circ$  geneigte Wassereinsallutten. Der Durchmesser des Rades betrug  $1\frac{1}{2}$  m, die 20 Schaufeln dieses Rades waren 0,36 m lang und 0,44 m hoch. Uebrigens machte das Rad bei einem Gefälle von 5 m 40 Umdrehungen in der Minute.

Ueber die effectiven Wirkungen der Borda'schen Turbinen sind sichere Beobachtungen nicht bekannt. Borda giebt das Verhältniß der effectiven Leistung zur theoretischen 0,75 an.

Poncelet bemerkt sehr richtig, daß es zweckmäßig ist, den Rädern eine große Höhe und einen großen Durchmesser zu geben, und die Schaufeln weniger lang zu machen, also die beiden Mäntel oder Trommeln nicht weit von einander abstehen zu lassen. Durch die größere Radhöhe erlangt man ein kleineres Geschwindigkeitsgefälle, und daher auch kleinere Wasser- und Radgeschwindigkeiten, durch einen größeren Durchmesser erhält man eine kleinere Umdrehungszahl, und da bei einem größeren Rade bei gleichem Fassungsraume die Radweite eine kleinere sein kann, so erhält man auch dadurch kleinere Abweichungen in der Geschwindigkeit der neben einander niederfließenden Wasserfäden.

Zu den Rädern, bei welchen das Wasser mit Stoß eintretend an den gekrümmten Schaufeln niederfließt, gehören noch die Tonnen- oder Kufenräder, welche noch im südlichen Frankreich häufiger vorkommen und schon von Bélidor in seiner *Architecture hydraulique* beschrieben worden sind. Auch d'Aubuisson behandelt diese Räder ziemlich ausführlich in seiner *Hydraulik*. Endlich haben Piobert und Tardy in der oben angeführten Abhandlung die Resultate der von ihnen angestellten Versuche angeführt, welche allerdings keineswegs günstig sind. Diese Räder, Fig. 261, weichen in der Form von den oben betrachteten Stoßrädern der Fig. 259 nicht ab, sie haben jedoch nur 1 m im Durchmesser und nur neun krumme Schaufeln. Das aus zwei

Fig. 261.



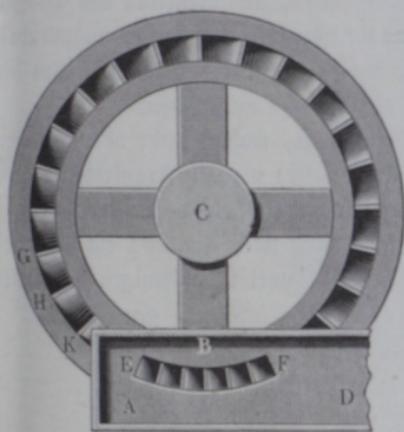
Stücken zusammengesetzte Rad ist mit eisernen Reifen gebunden und seine Welle CD ruht mit dem Spurzapfen C auf einem um O drehbaren Hebel, um die Welle sammt dem auf derselben sitzenden Mühlsteine heben und senken zu können, wie es zum Zwecke des Mahlprocesses erforderlich ist. Das Rad befindet sich nahe am Fuße eines cylindrischen 2 m hohen und 1,02 m weiten Schachtes AWB, welchem das Wasser durch ein tangential an das Rad angeschlossenes Gerinne G zugeführt wird. Letzteres verjüngt sich auf 3 bis 4 m Länge von seiner anfänglichen Breite von 0,75 m bis auf diejenige 0,25 m bei seiner Einmündung in die schachtförmige Radstube. Das mit großer Geschwindigkeit zusießende Wasser nimmt in der Radstube eine wirbelnde Bewegung an und wirkt dann stoßend und drückend gegen die Radschaufeln, indem es in deren Zwischenräumen nach unten strömt. Ein großer Theil des Wassers kommt dabei aber gar nicht oder nur unvollkommen zur Wirkung, indem er entweder in dem Zwischenraume zwischen Rad und Schacht entweicht, oder beim Durchgange durch die weiten Schaufelräume nicht hinreichende Gelegenheit hat, seine Kraft auszuüben. Aus diesem Grunde ist auch der Wirkungsgrad dieser Räder sehr klein. Bei den besseren Rädern in der Hospitalmühle zu Toulouse fanden Piobert und Tardy den Wirkungsgrad höchstens gleich 0,27, und zwar bei einem Gefälle von 3 m, einem Aufschlag von 0,45 cbm und einer Umdrehungszahl

können, wie es zum Zwecke des Mahlprocesses erforderlich ist. Das Rad befindet sich nahe am Fuße eines cylindrischen 2 m hohen und 1,02 m weiten Schachtes AWB, welchem das Wasser durch ein tangential an das Rad angeschlossenes Gerinne G zugeführt wird. Letzteres verjüngt sich auf 3 bis 4 m Länge von seiner anfänglichen Breite von 0,75 m bis auf diejenige 0,25 m bei seiner Einmündung in die schachtförmige Radstube. Das mit großer Geschwindigkeit zusießende Wasser nimmt in der Radstube eine wirbelnde Bewegung an und wirkt dann stoßend und drückend gegen die Radschaufeln, indem es in deren Zwischenräumen nach unten strömt. Ein großer Theil des Wassers kommt dabei aber gar nicht oder nur unvollkommen zur Wirkung, indem er entweder in dem Zwischenraume zwischen Rad und Schacht entweicht, oder beim Durchgange durch die weiten Schaufelräume nicht hinreichende Gelegenheit hat, seine Kraft auszuüben. Aus diesem Grunde ist auch der Wirkungsgrad dieser Räder sehr klein. Bei den besseren Rädern in der Hospitalmühle zu Toulouse fanden Piobert und Tardy den Wirkungsgrad höchstens gleich 0,27, und zwar bei einem Gefälle von 3 m, einem Aufschlag von 0,45 cbm und einer Umdrehungszahl

$n = 100$ . War unter übrigens gleichen Verhältnissen  $n = 120$ , so stellte sich  $\eta = 0,22$  und für  $n = 133$  sogar nur  $\eta = 0,15$  heraus. Die Räder in der sogenannten Basacle-Mühle gaben ihres schlechten Zustandes wegen höchstens einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,18$ .

D'Aubuisson berichtet, daß man bei neuen Ausführungen das Rad nicht in, sondern unmittelbar unter den Schacht gestellt und dafür etwas weiter gemacht hat, als diesen Raum; daß man auch das Zuführungserinne bedeutend abgekürzt und hierdurch den Effect um  $\frac{1}{3}$  erhöht hat. Wenn man aber auch mit d'Aubuisson für diese Räder den Wirkungsgrad zu

Fig. 262.



0,25 annimmt, so erhält man doch eine viel kleinere Leistung als durch die oben betrachteten freistehenden Stoßräder, welche d'Aubuisson mit *roues à buse* bezeichnet.

Die Turbinen von Burdin, oder *turbines à évacuation alternative*, wie sie Burdin selbst nennt, sind die vorzüglichsten der hierher gehörigen Räder. Sie sind im Wesentlichen von den einfachen Vorda'schen Turbinen nur dadurch verschieden, daß bei ihnen das Wasser an mehreren Punkten zugleich eintritt, und daß die Ausmündungen auf drei concen-

trische Kreise vertheilt sind. Die letztere Anordnung geschieht deshalb, damit das mit einer sehr kleinen absoluten Geschwindigkeit abfließende Wasser dem Rade keine Hindernisse in seiner Umdrehung entgegensetze. Das erste Rad dieser Art hat Burdin in der Mühle zu Pont-Gibaud ausgeführt, und in den *Annales des Mines*, III. Serie, T. III, beschrieben. Fig. 262 stellt einen Grundriß dieses Rades vor. *ABD* ist der unmittelbar über dem Rade stehende Speisebehälter, welcher auf der einen Seite mit dem Aufschlaggerinne in Verbindung steht und im Boden eine Reihe *EF* von Mundstücken hat, durch welche das Wasser in einer geneigten Richtung in das Rad eingeführt wird. Das um die Aze *C* umlaufende Rad besteht aus einer Reihe von Canälen, deren Einmündungen zusammen einen ringförmigen Raum *GHK*... bilden, welcher sich genau unter dem von den Mundstücken gebildeten Bogen *EF* bewegt, so daß das Wasser ungehindert aus diesen in jene eintreten kann. Die Canäle (franz. *couloirs*) laufen oben senkrecht, unten aber ziemlich horizontal und beinahe tangential und zwar in drei verschiedenen Kreisen aus; es befindet sich nämlich nur der dritte Theil sämtlicher Ausmündungen dieser Canäle genau unter dem von den Einmündungen

gebildeten Ringe  $GHK\dots$ , das andere Drittel, wie z. B.  $H$ , mündet aber innerhalb, und das dritte Drittel, wie z. B.  $K$ , mündet außerhalb des gedachten Ringes aus.

Durch die Versuche, welche an der Burdin'schen Turbine in Pont-Gibaud angestellt worden sind, hat sich bei einem Aufschlag  $Q$  von 0,0935 cbm und einem Gefälle  $h$  von 3,24 m ein Wirkungsgrad  $\eta = 0,67$  herausgestellt. Die vorher zu demselben Zwecke angewendete Stoszturbine erforderte bei gleicher Leistung das dreifache Wasserquantum. Der Durchmesser dieses Rades betrug 1,4 m, die Höhe 0,4 m, und die Schaufelzahl 36.

Man kann auch nach dem Principe der Burdin'schen Turbinen verticale Wasseräder, wie  $DE$ , Fig. 263, construiren, und denselben das Wasser durch eine Röhre  $WA$  zuführen, welche nahe über dem Radtiefsten ausmündet.

Zwei Räder sind hier nebeneinander auf derselben Ase angebracht, um die Wirkung des einseitigen Wasserdruckes auf die Ase aufzuheben.

Hier sind auch diejenigen Räder anzuführen, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, welche man in Frankreich *roues à poires* oder *Danaïdes* nennt und deren schon *Bélidor* in seiner *Architect. hydr.* erwähnt. Es besteht ein solches Rad nach Fig. 264 im Wesentlichen aus einer stehenden Welle  $CD$  und aus zwei kegelförmigen Mänteln

Fig. 263.

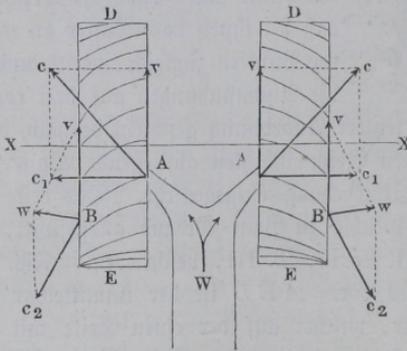
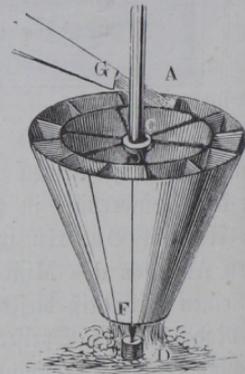


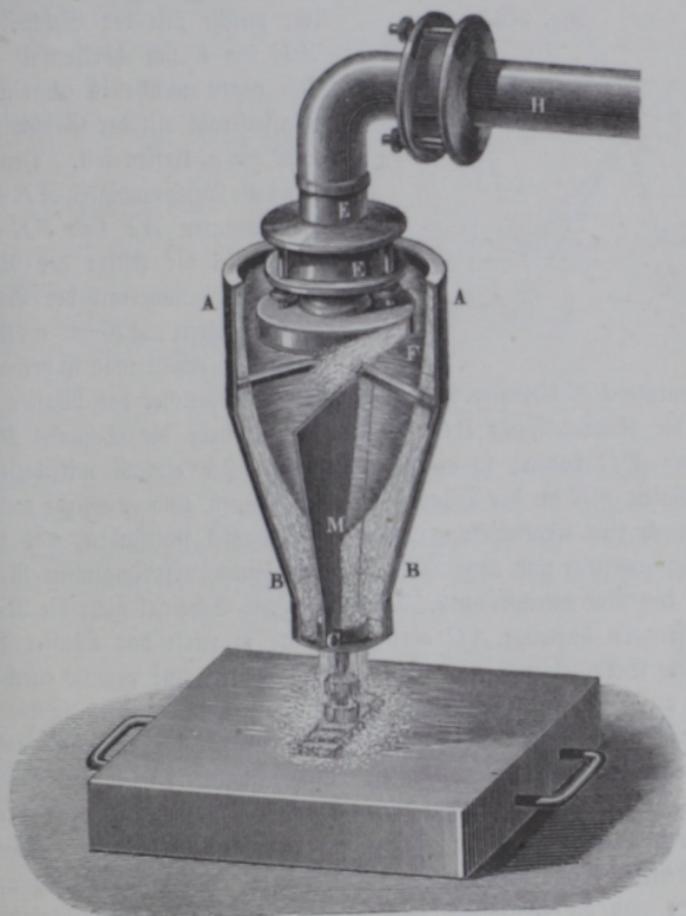
Fig. 264.



mit Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle theilen. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne  $G$  oben zu- und durch die Oeffnung  $F$  unten nahe an der Ase abgeführt, nachdem es die erwähnten Radcanäle durchlaufen hat. Bei der einfachsten Construction dieser Art sind die Scheidewände durch verticale ebene, bei anderen durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche *Bélidor* beschreibt, fehlt übrigens der äußere Mantel ganz, wofür das Rad in einen conischen, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließenden Behälter gestellt ist.

Anmerkung. Das vorstehend beschriebene Rad ist auch unter dem Namen der Danaide von Burdin bekannt. Die ältere Danaide von Manouri d'Etot hatte eine hiervon abweichende Construction, wiewohl sie im Princip mit dieser ziemlich übereinstimmte. Dieses Rad bestand aus einem Blechcylinder mit vertical und radial gestellten Scheidewänden und einer Ausflußöffnung in der Nähe der verticalen Drehaxe. Das Wasser wurde oben nahezu tangential eingeführt, ging durch den Zwischenraum zwischen der cylindrischen Trommel und

Fig. 265.



den Scheidewänden hindurch und traf zunächst die Innenfläche der Trommel, wodurch es dieselbe sammt dem ganzen damit verbundenen Apparate in Umdrehung setzte. Hierbei stieß es allmählig auf den Boden herab und gelangte von da zur Ausflußöffnung. S. Dictionnaire des Sciences mathématiques par Montferrier, Art. Danaide.

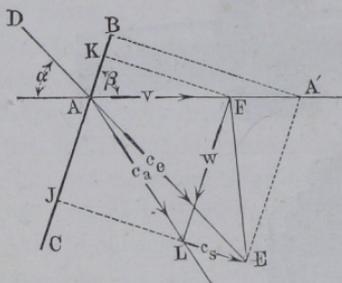
Man kann einer Danaide auch die Form eines durch eine verticale Scheidewand getheilten Gefäßes *ABM* nach Fig. 265 geben, wobei das Wasser durch eine getropfte Röhre *HE* Zutritt und durch zwei Mundstücke *F* tangential in das

Rad  $ABC$  eingeführt wird, während es durch die Mündung  $C$  zum Austrage gelangt. Durch ein auf den unteren cylindrischen Theil  $B$  des Rades aufzusetzendes Triebrad läßt sich die Umdrehungskraft auf die Arbeitsmaschine übertragen.

Alle diese hier angeführten Räder sind unvortheilhaft und haben eine größere Verbreitung daher nicht gefunden.

§. 101. **Stosswirkung.** Die Art, wie das Wasser in den vorbeschriebenen Rädern durch Stoß zur Wirkung gelangt, ist wie folgt zu beurtheilen. Es

Fig. 266.



sei  $BC$ , Fig. 266, eine ebene Schaufel, welche mit der Geschwindigkeit  $AF = v$  sich horizontal bewege, und gegen welche in  $A$  ein freier Wasserstrahl mit der Geschwindigkeit  $AE = c_e$  treffen soll. Denkt man sich diese Geschwindigkeit  $AE$  in zwei Componenten  $AF$  und  $FE$  zerlegt, von denen die erstere der Richtung und Größe nach mit der Schaufelgeschwindigkeit  $AF = v$  übereinstimmt, so erhält man in der anderen Componente  $FE$  diejenige Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser relativ gegen die Schaufelfläche  $BC$  sich bewegt. Würde die Schaufel  $BC$  die Richtung  $FE$  haben, so würde das Wasser sich einfach mit dieser Geschwindigkeit  $FE$  an der Schaufel entlang bewegen, und es würde weder ein Stoß noch eine Kraftwirkung gegen die Schaufel stattfinden, das Wasser vielmehr ungestört und ohne Ablenkung in seiner ursprünglichen Richtung  $DAE$  das Rad durchströmen. Da indessen die Schaufel nicht die Richtung  $FE$ , sondern diejenige  $AC$  oder  $FL$  hat, so wirkt das Wasser stoßend gegen die Schaufel und überträgt in Folge dessen eine gewisse mechanische Arbeit an dieselbe. Die Geschwindigkeit  $FE$  kann man sich in die beiden zu einander senkrechten Componenten  $FL$  parallel der Schaufel und  $LE$  normal zu derselben zerlegt denken. Während die Strecke  $FL = w$  die relative Geschwindigkeit vorstellt, mit welcher das Wasser entlang der Schaufel sich bewegt, wird die dazu senkrechte Componente  $LE = c_s$  durch den stattfindenden Stoß vernichtet, d. h. in Wirbel und Wärmebewegung verwandelt, und die zugehörige mechanische Arbeit geht für den beabsichtigten Zweck verloren. Das Wasser besitzt daher nach dem stattgehabten Stoße außer der Geschwindigkeit  $AF = v$  mit dem Rade die relative Geschwindigkeit  $FL = w$  in dem Rade, also eine absolute Geschwindigkeit  $AL = c_a$ , mit welcher es die Schaufel verläßt.

Jede Gewichtseinheit (Kilogr.) Wasser, welche der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  entsprechend ein Arbeitsvermögen  $L_e = \frac{c_e^2}{2g}$  mit in das Rad hineinnimmt, ent-

führt demselben vermöge der Austrittsgeschwindigkeit  $AL = c_a$  eine Wirkungsfähigkeit  $L_a = \frac{c_a^2}{2g}$ . Da nun durch den Stoß die Arbeit  $L_s = \frac{c_s^2}{2g}$  vernichtet worden ist, so bestimmt sich die an das Rad abgegebene Arbeit einfach zu

$$L = L_e - L_a - L_s = \frac{c_e^2 - c_a^2 - c_s^2}{2g}.$$

Nach der Figur ist aber

$$c_e^2 = c_a^2 + c_s^2 + 2c_a c_s \cos ALJ = c_a^2 + c_s^2 + 2c_s v \sin \beta,$$

so daß man hiermit die an das Rad abgegebene Leistung zu

$$L = \frac{2c_s v \sin \beta}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

erhält. Setzt man hierin

$$c_s = LE = JE - JL = c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta,$$

so erhält man die Stoßwirkung:

$$\begin{aligned} L &= 2v \sin \beta \frac{c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta}{2g} \\ &= v \sin \beta \frac{c_e \sin(\alpha + \beta) - v \sin \beta}{g} \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

Nimmt man eine bestimmte Neigung  $\beta$  der Schaufel gegen die Umdrehungsebene an, so erhält man für dieselbe das Maximum der Stoßwirkung  $L$  mit dem größten Werthe von  $\sin(\alpha + \beta)$ , d. h. für  $\alpha + \beta = 90^\circ$ , und es ist daher die Stoßwirkung für den Fall, daß das Wasser senkrecht zu der Richtung  $AC$  der Schaufel eingeführt wird:

$$L = v \sin \beta \frac{c_e - v \sin \beta}{g} \dots \dots \dots (3)$$

Um denjenigen Werth von  $v$  zu bestimmen, für welchen diese Leistung ein Maximum wird, findet man durch Differentiation nach  $v$  die Bedingung

$$c_e - 2v \sin \beta = 0,$$

d. h.

$$v = \frac{1}{2} \frac{c_e}{\sin \beta} \dots \dots \dots (4)$$

und zwar erhält man damit die Stoßwirkung

$$L = \frac{c_e}{2} \frac{c_e - \frac{c_e}{2}}{g} = \frac{1}{2} \frac{c_e^2}{2g} = \frac{1}{2} h \dots \dots \dots (5)$$

wenn unter  $h = \frac{c_e^2}{2g}$  die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  erforderliche Gefällhöhe verstanden wird.

Man erhält also in diesem günstigsten Falle, d. h. unter einer zur Schaufel senkrechten Einführung des Wasserstrahles und bei einer Schaufelgeschwindigkeit  $v$ , deren Projection  $v \sin \beta$  auf den Wasserstrahl gleich der halben Eintrittsgeschwindigkeit ist, nur die Hälfte der in dem Wasser enthaltenen lebendigen Kraft als nützliche auf das Rad übertragene Wirkung. Von diesem Zusammenhange erhält man auch durch die Zeichnung eine deutliche Vorstellung. Wenn nämlich in Fig. 267 die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e = AE$  senkrecht zur Schaufelrichtung  $BC$  angenommen wird, und man giebt der Schaufel eine Geschwindigkeit  $v = \frac{c_e}{2 \sin \beta} = AF$ , welche man erhält, wenn man in der Mitte  $M$  von  $AE$  eine Senkrechte errichtet, so

Fig. 267.

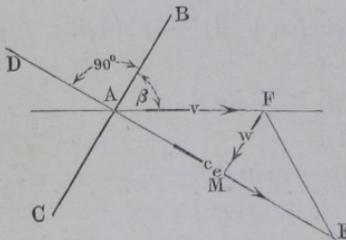
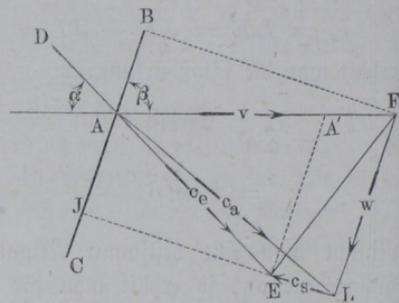


Fig. 268.



liefert die oben angegebene Zerlegung der Eintrittsgeschwindigkeit  $AE$  nach  $AF$  und  $FE$  in  $ME = \frac{1}{2} c_e$  die durch den Stoß verloren gehende Geschwindigkeit  $c_s$ , während die relative Schaufelgeschwindigkeit  $FM = w$  zusammen mit der Radgeschwindigkeit  $AF = v$  die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $AM = c_a = \frac{1}{2} c_e$  ergibt. Von der ganzen, jedem Kilogramm Wasser innewohnenden Arbeitsfähigkeit  $\frac{c_e^2}{2g}$  wird daher  $\frac{1}{4}$  durch den Stoß

aufgezehrt und  $\frac{1}{4}$  von dem Wasser aus dem Rade entführt, so daß nur die Hälfte der lebendigen Kraft an das Rad abgegeben wird, vorausgesetzt, daß von allen sonstigen Bewegungshindernissen abgesehen wird.

Wenn die oben angegebene Zerlegung der Geschwindigkeit  $c_e = AE$  in Fig. 268 neben der Geschwindigkeit  $AF = v$  eine Componente liefert, welche wie  $FE$  gegen die Schaufel  $BC$  hin gerichtet ist, so ist dies ein Zeichen, daß nunmehr nicht das Wasser gegen die Vorderfläche der Schaufel, sondern vielmehr die Schaufel mit ihrer Rückfläche gegen das Wasser trifft, und daß daher nunmehr keine Leistung an das Rad übertragen, sondern von dem letzteren eine Arbeit verrichtet werden muß. Die Größe dieses Arbeitsbetrages ist ebenfalls durch die

Gleichung (2) bestimmt, wie sich unmittelbar aus der Figur ergibt. Der Arbeitsbetrag  $L$  wird nämlich nicht nur zur Ueberwindung des Stoßwiderstandes  $\frac{c_s^2}{2g}$ , sondern auch dazu verwendet, die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $AE = c_e$  in die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$AL = c_a = \sqrt{c_e^2 + c_s^2 + 2c_s \cdot EJ}$$

zu verwandeln, so daß die ganze von dem Rade auszuübende mechanische Leistung sich wie oben zu:

$$L = c_a^2 - c_e^2 + c_s^2 = 2c_s(c_s + EJ) = 2c_s v \sin \beta. \quad (1)$$

ermittelt. Dieser Fall liegt bei den Wurfrädern vor, bei welchen die Schaufeln durch ihre Drehung dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit  $c_e$  zu ertheilen haben, vermöge dessen dasselbe auf die Höhe  $\frac{c_e^2}{2g}$  emporsteigen kann.

In jedem Falle, mit Ausnahme des zur Schaufel senkrechten Wassereintritts der Fig. 267, ist mit einer Wirkung des Wassers auf die Schaufel oder der Schaufel auf das Wasser eine Ablenkung des letzteren von seiner geradlinigen Bewegung  $DA$  in die Richtung  $AL$  verbunden, und man sieht aus der Fig. 266 und 268, daß der hohle Winkel  $DAL$  oder die concave Seite des absoluten Wasserweges dem ankommenden Wasser, Fig. 266, zugewendet oder nach der Bewegungsrichtung der Schaufel, Fig. 268, gefehrt ist, je nachdem die treibende Wirkung von dem Wasser oder von der Schaufel ausgeht.

**Grundbedingungen für Turbinen.** Der geringe Effect des gegen §. 102. die Radschaufeln stoßenden Wassers, welcher nach dem vorigen Paragraphen im günstigsten Falle und unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse nur zu  $\frac{1}{2}$  des vorhandenen Arbeitsvermögens ermittelt wurde, läßt von vorn herein alle Stoßräder als unvortheilhaft erscheinen. Der Grund dieser geringen Wirkung wurde ebenfalls im Vorstehenden in zwei Umständen erkannt. Erstens wird durch den Stoß selbst ein beträchtlicher Theil des Wirkungsvermögens vernichtet, und zweitens wird dem Rade durch die Geschwindigkeit des austretenden Wassers ein anderer Theil von mechanischer Arbeit entzogen. Der erstere, durch die Stoßwirkung veranlaßte Effectverlust läßt sich durch geeignete Wahl der Schaufelgeschwindigkeit  $v$  fast gänzlich vermeiden; er könnte vollständig beseitigt werden, wenn man die Schaufeln als Flächen von unendlich geringer Dike ausführen könnte. Da diese Schaufeln aber immer eine gewisse, wenn auch geringe Stärke haben, so läßt sich auch der Stoßverlust niemals gänzlich beseitigen. In welcher Art dieser Einfluß der Schaufeldicke zu beurtheilen ist, soll weiter unten näher untersucht werden, vorläufig sei von der Dike der Schaufelbleche abge-

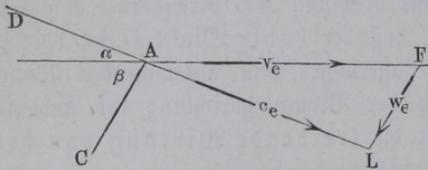
sehen. Unter dieser letzteren Voraussetzung kann man in der That von einem völlig stoßfreien Eintritte des Wassers in das Rad sprechen, welchen man nach dem Vorstehenden erreicht, wenn man die Schaufel  $AC$  in Fig. 266 und 268 in diejenige Richtung  $FL$  stellt, welche die zweite Componente der in die Schaufelgeschwindigkeit  $v_e = AF$  und diese Componente zerlegten Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  hat. Diese Bedingung des stoßfreien Eintritts ist eine für alle Turbinen ohne Ausnahme zu erfüllende Grundbedingung, welche sich nach Fig. 269 durch die Gleichungen ausdrückt:

$$\frac{v_e}{c_e} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \dots \dots \dots (6)$$

$$\frac{w_e}{c_e} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots (7)$$

wenn wieder  $\alpha$  und  $\beta$  die Neigungswinkel des eintretenden Wassers und der Schaufel gegen die Bewegungsrichtung der letzteren und  $w_e$  die relative Geschwindigkeit des Wassers auf der Schaufel beim Eintritte in das Rad, sowie  $v_e$  die Radgeschwindigkeit an der Eintrittsstelle bedeuten.

Fig. 269.



Der andere Theil des Verlustes, welcher durch die dem Wasser bei dem Verlassen des

Rades inwohnende Geschwindigkeit entsteht, würde zu seiner vollständigen Beseitigung erfordern, daß das Wasser seine absolute Geschwindigkeit auf Null herabsetzte. Diese Bedingung ist natürlich nicht zu erfüllen, weil zu einem stetigen Betriebe der Turbine jedes zur Wirkung gekommene Wassertheilchen auch stetig aus dem Rade entfernt werden muß, um den folgenden Wassertheilchen Raum zu geben. Hierzu muß das Wasser mit einer absoluten Geschwindigkeit  $c_a$  aus dem Rade treten, welche sich allgemein durch

$$c_a = \frac{Q}{F_a} \dots \dots \dots (8)$$

bestimmt, wenn  $Q$  die in jeder Secunde zur Wirkung kommende Wassermenge und  $F_a$  die auf der Geschwindigkeit  $c_a$  senkrechte Projection der Austrittsöffnung des Rades bezeichnet. Diese Geschwindigkeit  $c_a$  kann man bei einer gegebenen Wassermenge  $Q$  durch entsprechende Vergrößerung von  $F_a$ , d. h. von den Dimensionen des Rades zwar beliebig herabziehen, doch ist leicht zu erkennen, daß man aus praktischen Gründen in dieser Beziehung eine gewisse Grenze nicht überschreiten wird. Bei einer gewissen Größe von  $F_a$  nehmen die Dimensionen und das Gewicht des Rades näm-

lich solche Werthe an, daß die dadurch veranlaßten Zapfenreibungen, Luftwiderstände und sonstigen Nebenhindernisse jenen durch eine weitergehende Vergrößerung von  $F_a$  erzielbaren Vortheil erreichen und übersteigen würden. Hierdurch ist also die praktische Grenze gegeben, bis zu welcher man den mit der Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  unvermeidlichen Arbeitsverlust verringern kann. Nimmt man z. B.  $c_a = 1/4 c = 1/4 \sqrt{2 gh}$ , d. h. gleich dem vierten Theile der zu dem ganzen vorhandenen Gefälle  $h$  gehörigen Geschwindigkeit an, so beträgt der entsprechende Austrittsverlust für jedes Kilogramm Wasser

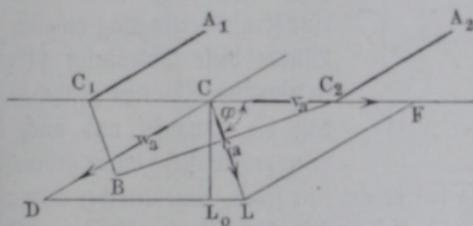
$$\frac{c_a^2}{2g} = 1/16 h = 0,0625 h,$$

oder  $6 1/4$  Proc. der vorhandenen Wirkungsfähigkeit. Dieses Verhältniß pflegt man bei gut ausgeführten Turbinen meistens zu finden, und nur bei sehr kleinen Wassermengen und großen Gefällen, bei welchen das Rad an sich nur geringe Dimensionen annimmt, wird man durch Vergrößerung der

letzteren den gedachten Austrittsverlust etwa auf 4 bis 5 Proc. herabziehen können.

Als Austrittsquerschnitt  $F_a$  ist natürlich die auf der absoluten Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  senkrechte Projection der Radöffnung zu verstehen, und man hat

Fig. 270.



also, wenn in Fig. 270  $CL$  die aus der Radgeschwindigkeit  $v_a = CF$  und aus der relativen Austrittsgeschwindigkeit  $w_a = CD$  zusammengesetzte absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  vorstellt, als den zwischen den beiden Schaufeln  $A_1 C_1$  und  $A_2 C_2$  vorhandenen Austrittsquerschnitt die Größe

$$C_2 B = C_1 C_2 \sin \varphi = F_a$$

anzusehen. Hieraus ergibt sich ohne Weiteres, daß man bei einer gegebenen Größe des Rades, d. h. bei vorliegender Größe der Zellenweite  $C_1 C_2$  den größtmöglichen Austrittsquerschnitt, also den geringsten Austrittsverlust erhält, wenn man  $\varphi = 90^\circ$  wählt, d. h. wenn man die Anordnung so trifft, daß der Austritt des Wassers in einer zur Radöffnung normalen Richtung erfolgt.

Dies ist die zweite für alle Turbinen unerläßliche Grundbedingung, und dieselbe ist nach Fig. 271 (a. f. S.) durch die Gleichungen ausgedrückt:

$$\frac{c_a}{v_a} = \tan \delta \dots \dots \dots (9)$$

$$\frac{v_a}{w_a} = \cos \delta \dots \dots \dots (10)$$

oder

$$w_a^2 = c_a^2 + v_a^2 \dots \dots \dots (11)$$

wenn  $\delta$  den Neigungswinkel des Schaufelendes  $C$  gegen die Bewegungsrichtung der Schaufel daselbst bezeichnet.

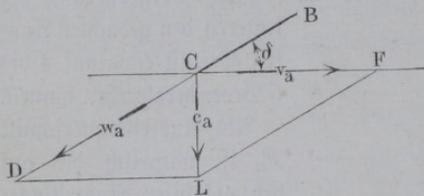
Daß eine schräg gegen die Radöffnung erfolgende Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  des Wassers, wie in Fig. 270, unzuweckmäßig ist, kann man auch daraus erkennen, daß von dieser Geschwindigkeit  $CL$  nur die Componente

$$CL_0 = c_a \sin \varphi$$

auf Herausführung des Wassers aus der Radöffnung  $C_1 C_2$  wirkt, dagegen die andere Componente  $L_0 L = c_a \cos \varphi$  ganz ohne Zweck dem Rade entzogen wird, und besser an dasselbe zu übertragen wäre.

Damit das ohne Stoß in das Rad geführte Wasser an das erstere eine mechanische Wirkung übertrage, ist es nöthig, das Wasser von seiner geraden

Fig. 271.



Bahn abzulenken, da nach dem vorigen Paragraphen leicht ersichtlich ist, daß nur durch eine solche Ablenkung in der Richtung eine Kraftübertragung möglich ist. Würde diese Ablenkung plötzlich in einzelnen Punkten geschehen, so daß die Schaufel und auch der Weg des Wassers durch gebrochene

Linien sich darstellen würden, so würde auch in jedem einzelnen der Eckpunkte eine Stoßwirkung und damit ein Verlust an lebendiger Kraft auftreten. Wenn man dagegen die Schaufelfläche nach einem stetig gekrümmten Profil ausführt, so findet eine ununterbrochene Druckwirkung des Wassers gegen die Schaufel statt, und die Stoßverluste verschwinden. Als dritte Hauptregel gilt daher für alle Turbinen, die Schaufeln als stetig gekrümmte Flächen ohne scharfe Ecken oder Kanten auszuführen. Wie diese Druckwirkung zu erklären ist, soll demnächst besprochen werden.

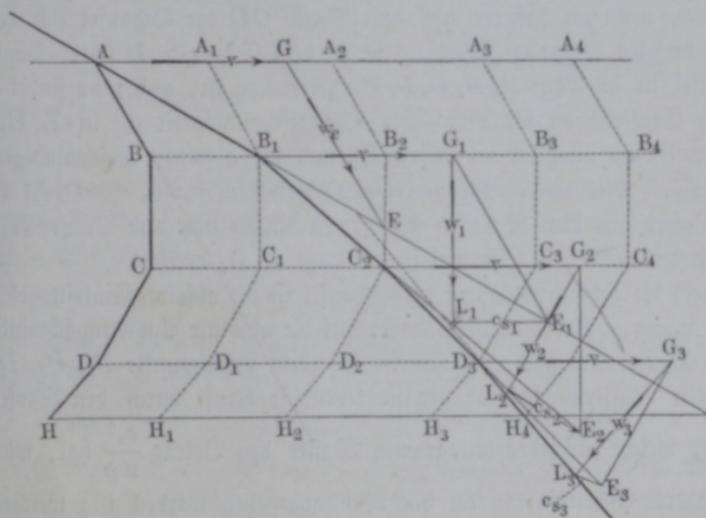
Aus den vorstehenden Bemerkungen folgt, daß es niemals möglich ist, die ganze vorhandene Wirkungsfähigkeit einer Wasserkraft durch eine Turbine auszunutzen, auch selbst dann nicht, wenn gar keine Nebenhindernisse, wie Reibungen *z.*, vorhanden sein würden. Denn da die zur Abführung des Wassers notwendig in demselben verbleibende Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  einen Arbeitsverlust von  $\frac{c_a^2}{2g}$  für jedes Kilogramm Wasser darstellt, so würde auch in dem gedachten ideellen Zustande, für welchen gar keine Reibungswiderstände vorhanden wären, das nutzbar zu machende Gefälle höchstens den Werth  $h - \frac{c_a^2}{2g} = h_n$  haben können, d. h. man würde selbst in diesem vollkommenen Zustande nur den Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h} = \frac{h - \frac{c_a^2}{2g}}{h} \dots \dots \dots (12)$$

erzielen können. Dieser Werth, welcher nach dem Vorstehenden für gut ausgeführte Räder zu etwa 0,94 bis 0,95 angenommen werden kann, mag der ideale Wirkungsgrad des Rades genannt werden.

Wirkung des Wassers durch seine Geschwindigkeit §. 103. (Action). Es sei  $ABCDH$  in Fig. 272 eine aus mehreren ebenen Stücken zusammengesetzte Schaufel, gegen welche in  $A$  in der Richtung

Fig. 272.



$AE$  ein Wasserstrahl mit der Geschwindigkeit  $AE = c_e$  trifft. Zieht man durch  $E$  eine Parallele  $EG$  zu dem ersten Schaufelstück  $AB$ , so schneidet diese Parallele auf der Bewegungsrichtung  $AA_4$  der Schaufel eine Strecke  $AG$  ab, welche als die Geschwindigkeit  $v$  der Schaufel angenommen werden muß, wenn das Wasser einen Stoß bei seinem Eintritte in das Rad nicht ausüben soll. Dies vorausgesetzt, also  $v = AG$  angenommen, bewegt sich das Wasser ungestört in seiner anfänglichen Richtung  $AE$  so lange, bis es den Eckpunkt  $B$  der gebrochenen Schaufel erreicht. Dies ist in der Stellung  $A_1B_1H_1$  der Schaufel der Fall, und in dieser Stellung findet in  $B_1$  ein Stoß des betrachteten Wassertheiles statt, welcher genau wie in §. 101 zu beurtheilen ist. Zerlegt man zu dem Ende die Geschwindigkeit  $B_1E_1 = AE = c_e$  in die Componente  $B_1G_1 = AG = v$  und in  $G_1E_1$ , so wird von der letzteren  $G_1E_1$  die zur neuen Schaufelrichtung  $BC$

normale Componente  $L_1 E_1 = c_{s_1}$  durch den Stoß vernichtet, während die mit  $BC$  parallele Componente  $G_1 L_1$  die relative Geschwindigkeit  $w_1$  des Wassers auf  $BC$  darstellt. Die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Raume ist also durch  $c_1 = B_1 L_1$  dargestellt. In dieser letzteren Richtung bewegt sich nun der Wassertropfen so lange, bis er in der nächstfolgenden Ecke  $C$  anlangt, was in der Schaufelstellung  $A_2 B_2 C_2 H_2$  eintritt. Hier findet wiederum ein analoger Vorgang, wie in  $B_1$  statt, und man findet wieder die durch den Stoß vernichtete Geschwindigkeit  $c_{s_2}$  in  $L_2 E_2$ , wenn man  $C_2 E_2 = B_1 L_1 = c_1$ , sowie  $C_2 G_2 = AG = v$  macht und die Gerade  $G_2 E_2$  in zwei Componenten parallel und senkrecht zu dem Schaufelstücke  $C_2 D_2$  zerlegt. In  $G_2 L_2$  erhält man dadurch die nunmehrige relative Geschwindigkeit  $w_2$  und in  $C_2 L_2$  die absolute Geschwindigkeit des Wassers, während dasselbe auf dem Theile  $CD$  der Schaufel sich bewegt. Ganz derselbe Vorgang findet endlich in dem Eckpunkte  $D$  statt, sobald die Schaufel in die Lage  $A_3 B_3 C_3 D_3 H_3$  gekommen ist, und man findet durch dieselbe Construction die vernichtete Stoßgeschwindigkeit  $c_{s_3}$  in  $L_3 E_3$ , die relative Geschwindigkeit  $w_3$  in  $G_3 L_3$  und die absolute Geschwindigkeit  $c_3$  in  $D_3 L_3$ . Mit dieser letzteren Geschwindigkeit  $c_3 = c_a = D_3 L_3$  strömt das Wasser aus dem Rade in den freien Raum von dem Punkte  $H_4$  aus, welchen das Ende der Schaufel in der Lage  $A_4 H_4$  erreicht.

Durch die gebrochene Form der Schaufel ist die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e = AE$  des Wassers daher auf die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_a = D_3 L_3$  ermäßigt, und es ist in jedem Bruchpunkte  $B_1, C_2, D_3$  des absoluten Wasserweges eine gewisse lebendige Kraft durch den Stoß vernichtet, welche für jedes Kilogramm Wasser den Betrag  $\frac{c_s^2}{2g}$  hat, während ein anderer Arbeitsbetrag an das Rad abgegeben worden ist, welcher sich nach §. 101 (1) zu

$$L = \frac{2 c_s v \sin \beta}{2g}$$

berechnet, wenn  $\beta$  den jedesmaligen Winkel des den Stoß aufnehmenden Schaufelstückes mit der Bewegungsrichtung der Schaufel bedeutet. Denkt man sich nun die gebrochene Form der Schaufel dadurch in eine stetig gekrümmte übergehend, daß man die Längen der einzelnen ebenen Schaufel-elemente unendlich klein, ihre Anzahl unendlich groß voraussetzt, so werden die Geschwindigkeiten  $c_s$  unendlich klein und es ist aus dem Vorstehenden ersichtlich, daß die Stoßverluste  $\frac{c_s^2}{2g}$  als unendlich kleine Größen zweiter Ordnung gegen die übertragenen Arbeiten

$$\partial L = \frac{2 c_s v \sin \beta}{2g}$$

verschwinden, während die Summe der letzteren einen endlichen Werth annimmt, welcher durch

$$L = \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g}$$

für jedes Kilogramm Wasser gefunden wird. Man kann sich vorstellen, daß die Stoßwirkung nunmehr zu einer ununterbrochenen geworden ist, d. h. daß das Wasser gegen die gekrümmte Schaufel einen stetigen Druck ausübt. Hierauf beruht die Wirkung des Wassers in allen Turbinen.

Man ersieht aus der Fig. 272 auch das Folgende. Die relative Geschwindigkeit des Wassers, welche bei dem Eintritte desselben in das Rad, entlang dem ersten Schaufelelemente  $AB$ , durch die Länge  $GE = w_e$  dargestellt ist, wird durch die Stoßwirkung in  $B_1$  auf die Größe  $G_1 L_1 = w_1$  herabgemindert, für welche Größe man aus dem rechtwinkligen Dreiecke  $G_1 E_1 L_1$  die Gleichung hat:

$$w_1^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2.$$

Bei dem darauf folgenden Stöße in  $C_2$  wird die relative Geschwindigkeit  $w_1 = G_2 E_2$  wiederum und zwar auf den Betrag  $w_2 = G_2 L_2$  herabgezogen, wofür ebenso

$$w_2^2 = w_1^2 - c_{s_2}^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2 - c_{s_2}^2$$

gilt. Endlich erhält man nach dem letzten Stöße in  $D_3$  eine relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_3 = w_a = G_3 L_3$ , für welche man

$$w_a^2 = w_2^2 - c_{s_3}^2 = w_e^2 - c_{s_1}^2 - c_{s_2}^2 - c_{s_3}^2$$

hat. Hieraus folgt, daß die relative Geschwindigkeit des Wassers bei dem Durchgange durch das Rad nur durch die mit der Stoßwirkung verbundenen Effectverluste verringert wird, daß dagegen die Größe der an die Schaufel übertragenen Arbeit  $L$  ganz ohne Einfluß auf die Veränderung der relativen Geschwindigkeit des Wassers ist. Wenn man daher durch Ueberführung der gebrochenen Schaufel in eine stetig gekrümmte die Stoßverluste  $\frac{c_s^2}{2g}$  beseitigt, so muß die relative Geschwindigkeit  $w$  unverändert bleiben, d. h. man hat  $w_e = w_a$ .

Dieses letztere für die Beurtheilung der Turbinen wichtige Gesetz gilt selbstverständlich nur unter der Voraussetzung, daß auf das Wasser während seiner Bewegung durch das Rad nicht noch äußere Kräfte einwirken. Ist letzteres der Fall, so wird durch diese Kräfte natürlich eine Verzögerung oder Beschleunigung der relativen Wassergeschwindigkeit hervorgerufen werden, je nach dem Sinne dieser Kräfte. In welcher Art man diese äußeren Kräfte,

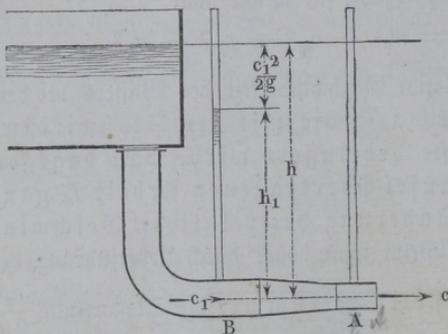
die immer vorhanden sind, in Rechnung zu stellen hat, wird sich aus dem Folgenden ergeben.

Aus dem Vorhergegangenen dürfte sich zur Genüge erklären, in welcher Weise das Wasser die vermöge seiner Geschwindigkeit  $c$  ihm innewohnende lebendige Kraft zum größten Theile in Form von mechanischer Arbeit an das Rad überträgt oder, wie man kurz zu sagen pflegt, seine Geschwindigkeit in Arbeit umsetzt. Diese Art der Wirkung des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit nennt man wohl seine Druckwirkung oder Actionswirkung, im Gegensatz zu derjenigen Kraftäußerung, welche das Wasser vermöge der ihm etwa innewohnenden hydraulischen Pressung zu äußern vermag, und welche Wirkung man wohl mit dem Namen Reactionswirkung belegt. Die letztere Bezeichnung, statt deren man auch den Namen Ueberdruckwirkung vorgeschlagen hat, möge hier beibehalten werden, da sie einmal eingebürgert ist, und es mögen in dem vorgedachten Sinne in dem Folgenden die Bezeichnungen Actionswirkung und Reactionswirkung, Actionswirkung und Reactionsturbinen u. verstanden werden.

§. 104. Wirkung des Wassers durch seine Pressung (Reaction).

Bisher wurde immer vorausgesetzt, daß das Wasser gegen die Schaufel in einem freien Strahle geführt werde, d. h. in einem solchen, welcher eine innere Pressung oder einen Ueberdruck über die umgebende Luft nicht besitzt. Diese Eigenschaft hat das Wasser immer, wenn es sich aus einer Oeffnung  $A$ , Fig. 273, mit einer

Fig. 273.



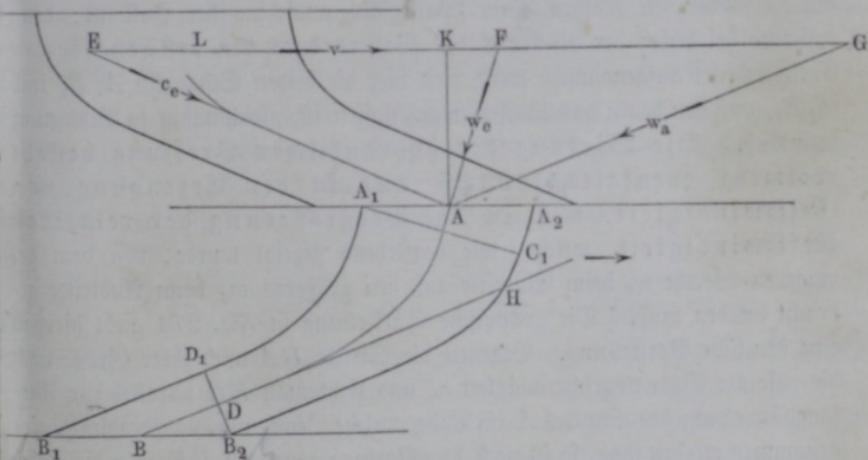
d. h. einen Ueberdruck über die Atmosphäre ausübt, entsprechend der Höhe einer Wasserfäule

$$h_1 = h - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c^2 - c_1^2}{2g} \dots \dots \dots (13)$$

Diese Beziehung gilt für jede Stelle, daß die hydraulische Pressungshöhe  $h_1$  zusammen mit der Geschwindigkeitshöhe  $\frac{c_1^2}{2g}$  daselbst

gleich ist der hydrostatischen Druckhöhe  $h$  an derselben Stelle. Denkt man sich daher, daß die Mündung  $A$  dem Eintrittsquerschnitt einer Turbine entspricht, d. h. setzt man voraus, daß dieser Eintrittsquerschnitt die engste Stelle des Turbinenrades vorstellt, so wird das Wasser ohne Ueberdruck in das Rad eintreten, wie in den vorigen Paragraphen angenommen worden. Denkt man sich dagegen, daß der Eintrittsquerschnitt in das Rad etwa dem Querschnitte bei  $B$ , die Austrittsöffnung dagegen dem kleineren Querschnitte bei  $A$  entspricht, so erkennt man, daß das mit der kleineren Geschwindigkeit  $c_1$  in die weite Einmündung eintretende Wasser einen gewissen Ueberdruck entsprechend der Wassersäulenhöhe  $h_1 = h - \frac{c_1^2}{2g}$  hat, in Folge dessen das Wasser nicht mehr als freier in sich geschlossener Strahl sich bewegt, sondern dem Bestreben, nach allen Seiten hin sich auszubreiten, folgen wird, so daß alle zwischen den Schaufeln des Rades

Fig. 274.



vorhandenen Räume vollständig von Wasser erfüllt sind. Diese vollständige Erfüllung aller Radcanäle ist charakteristisch für die Reactionsturbinen, weshalb man die letzteren auch wohl als Vollturbinen gegenüber den als Strahlurbinen bezeichneten Actionsturbinen benennt, doch sollen diese Bezeichnungen hier nicht gebraucht werden, da sie bereits für andere Verhältnisse angewendet werden.

Man kann sich von dem Auftreten eines Ueberdrucks durch Fig. 274 eine Anschauung verschaffen. Es seien  $A_1 B_1$ ,  $A_2 B_2$  zwei Schaufeln einer Axialturbine, d. h. einer solchen, bei welcher das von oben bei  $A$  etwa in der Richtung  $EA$  eintretende Wasser das Rad in einer zur Axe parallelen Fläche durchströmt, so daß es durch die Mündung  $A_1 A_2$  ein- und durch die-

jenige  $B_1 B_2$  austritt. Es sei etwa  $AB$  der mittlere Wasserfaden, so hat also die relative Bewegung des Wassers beim Eintritte die Richtung  $FA$  und beim Austritte diejenige  $HD$  tangential an diesen mittleren Wasserfaden. Der Austrittsquerschnitt bei  $B$  ist daher durch  $F_a = B_2 D_1$  und der Eintrittsquerschnitt bei  $A$  durch  $F_e = A_1 C_1$  dargestellt. Das mit der Geschwindigkeit  $w_a$  aus  $F_a$  austretende Wasser wird demnach den größeren Eintrittsquerschnitt  $F_e$  mit der kleineren Geschwindigkeit  $w_e = \frac{F_a}{F_e} w_a$

passiren, und es muß daher ein gewisser Theil der Gefällhöhe  $h$  als hydraulische Pressung dem Wasser bei seinem Eintritte innewohnen. Diese hydraulische Pressungshöhe ist für den Betrieb des Rades keineswegs verloren, dieselbe kann vielmehr ebenso vollkommen in Arbeit umgesetzt werden, wie die Geschwindigkeit, und zwar hat man sich diese Kraftübertragung folgendermaßen zu denken.

Zunächst ist von selbst klar, daß die Wirkung dieser Pressung nicht in derjenigen Art erfolgen kann, wie dies bei der Pressung des Wassers gegen den verschieblichen Kolben einer Wasserfäulenmaschine der Fall ist, denn während bei dieser der Rückdruck des Wassers durch den fest gehaltenen Cylinderdeckel aufgenommen wird, sind hier die beiden Schaufeln  $A_1 B_1$  und  $A_2 B_2$ , zwischen denen das Wasser eingeschlossen ist, gleichmäßig in Bewegung befindlich. Die Wirkung der hydraulischen Pressung besteht vielmehr ebenfalls zunächst nur in der Erzeugung von Geschwindigkeit, d. h. in der Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit, welche, wie vorstehend gezeigt wurde, von dem geringeren Werthe  $w_e$  beim Eintritte auf den größeren  $w_a$  beim Austritte gebracht werden muß. Die graphische Darstellung in Fig. 274 giebt hiervon eine deutliche Vorstellung. Bedeutet die Strecke  $EA$  auch ihrer Größe nach die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$ , und zieht man  $EG$  parallel zur Umfangsbewegung des Punktes  $A$  im Rade, welche Bewegung als geradlinig angenommen werden mag, so ist nach dem Vorhergegangenen  $EF = v$  die Radgeschwindigkeit, welche die Schaufeln bei  $A$  erhalten müssen, wenn ein Stoß beim Eintritte vermieden werden soll, und man erhält in  $FA = w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers. Hierbei ist der für das Geschwindigkeitsdreieck  $EAF$  angewendete Maßstab ganz beliebig. Die Eintrittsgeschwindigkeit  $EA$  zerfällt in eine horizontale Geschwindigkeit  $EK$  und eine der Axe parallele verticale Componente  $KA$ , und es ist fogleich klar, daß das in den Canal zwischen  $A_1$  und  $A_2$  eintretende Wasser durch das Product

$$A_1 A_2 \cdot KA$$

ausgedrückt werden kann. Ist nun, wie dies bei den durch zwei concentrische Cylindermäntel begrenzten Axialturbinen der Fall ist, der horizontal gemessene Austrittsquerschnitt  $B_1 B_2$  gleich der Eintrittsöffnung  $A_1 A_2$ , so muß auch die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  eine axiale Componente haben, welche

gleich derjenigen  $KA$  beim Eintritte ist. Wenn man daher durch  $A$  eine Parallele zu der Richtung  $BH$  des letzten Schaufelelementes zieht, so stellt  $GA$  der Richtung und Größe nach die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  des Wassers vor. Es muß daher auf das Wasser während seines Durchgangs durch das Rad eine Arbeit ausgeübt werden, welche im Stande ist, die relative Geschwindigkeit von dem anfänglichen Werthe  $w_e = FA$  auf den Endbetrag  $w_a = GA$  zu erhöhen. Diese Arbeit wird bei den Axialturbinen zum Theil durch die Schwerkraft verrichtet, indem das Wasser um die verticale Höhe  $h_r$  des Rades zwischen der Eintrittsöffnung  $A_1A_2$  und der Austrittsöffnung  $B_1B_2$  niedersinkt. Wenn aber diese Fallhöhe  $h_r$  nicht ausreicht, den geforderten Arbeitsbetrag

$$\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{GA^2 - FA^2}{2g}$$

zu verrichten, so muß dem Wasser an der Eintrittsstelle  $A$  eine Pressung innewohnen, welche die Pressung an der Austrittsstelle  $B$  um den fehlenden Betrag  $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - h_r$  übertrifft. Dieser Ueberdruck über die Pressung in  $B$  herrscht in dem Wasser an der Eintrittsstelle  $A$ , in dem sogenannten Spalte zwischen dem Rade und dem Zuleitungsapparate  $LA$  vor und wird schlechtweg als Spaltenüberdruck  $h_{sp}$  bezeichnet. Man erkennt aus dieser Darstellung, daß hier eine Gefällhöhe von der Größe

$$h_{sp} + h_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_p \dots (14)$$

dadurch in Arbeit verwandelt worden ist, daß diese Höhe auf das Wasser während seines Verweilens im Rade beschleunigend wirkte, und man kann daher diesen Theil der vorhandenen ganzen Gefällhöhe, welcher in der Folge mit dem Namen des Reactionsgefälles belegt und mit  $h_p$  bezeichnet werden soll, als ein innerhalb des Rades wirkendes Gefälle ansehen, im Gegensatz zu demjenigen Theile des Gefälles, welches außerhalb des Rades vor dem Eintritte des Wassers auf letzteres wirkte, um demselben die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  zu ertheilen. Wenn man diesen letzteren Theil des Gefälles mit  $h_c = \frac{c_e^2}{2g}$  bezeichnet und von allen Nebenhindernissen abzieht, so hat man natürlich  $h_c + h_p = h$ .

Bei den Radialturbinen, bei denen das Wasser in horizontaler Ebene durch das Rad strömt, findet während dieser Bewegung eine Arbeitsleistung der Schwerkraft nicht statt, dagegen wird wegen des veränderlichen Abstandes von der Drehaxe eine bestimmte positive oder negative Arbeit durch die Centrifugalkraft ausgeübt, und es gilt hierfür dann die Bedingung, daß diese

Centrifugalarbeit zusammen mit der durch die hydraulische Pressung ver-  
richteten den Werth  $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$  haben muß. Ein Näheres hierüber wird bei  
den betreffenden Turbinen selbst angeführt werden. Nachdem im Vorher-  
gehenden die Wirkung des Wassers in den Turbinen ihrem Wesen nach  
erläutert worden, soll zunächst eine Beschreibung der Einrichtung der haupt-  
sächlichsten Turbinenconstructions folgen und hierauf deren nähere Berechnung  
vorgonnen werden.

§. 105. **Tangentialräder.** Die Tangentialräder gehören zu den Radial-  
turbinen, d. h. zu denjenigen, bei welchen das Wasser bei dem Durch-  
gange durch das Rad außer seiner Umdrehungsbewegung mit dem letzteren  
eine Bewegung in einer zur Umdrehungsaxe senkrechten Ebene erhält, in Folge  
deren der Arenabstand eines Wassertheilchens sich vergrößert oder verkleinert,  
je nachdem das Wasser von innen nach außen oder umgekehrt durch das  
Rad geführt wird. Danach unterscheidet man innere und äußere Radial-  
turbinen, je nachdem die Zuleitung des Wassers in dem inneren oder äußeren  
Umfange des ringförmigen Rades erfolgt. Da die Axen der Turbinen  
meistens vertical stehen, so bewegt sich das Wasser hiernach in horizontaler  
Ebene durch das Rad, so daß während dieser Bewegung eine Arbeitsleistung  
durch die Schwerkraft nicht hervorgebracht wird. Doch ist die verticale  
Stellung der Aze keineswegs unerläßlich, man hat vielmehr, wenn auch in  
selteneren Fällen, diese Turbinen auch mit horizontalen Axen ausgeführt, und  
es werden in dem Folgenden solche Räder angeführt werden. Man könnte  
in gewissem Sinne schon das im vorigen Capitel besprochene Poncelet'sche  
Wasserrad zu dieser Gattung von Turbinen rechnen, da auch bei diesem  
die Wirkung des Wassers nicht durch Stoß, sondern hauptsächlich durch  
Druck erfolgt.

Bei allen Radialturbinen ist der Einfluß der Centrifugalkraft von Be-  
deutung, welchem jedes Wassertheilchen in Folge der Umdrehung mit der  
Axe unterworfen ist. Diese Centrifugalkraft bringt nach dem im Thl. I  
darauf Angeführten bekanntlich nur dann eine mechanische Arbeitsleistung  
hervor, wenn der in einem rotirenden Canale sich bewegende Körper während  
dieser Bewegung seinen Arenabstand  $r$  ändert. Es wurde in Thl. I gezeigt,  
daß die hierdurch hervorgerufene mechanische Arbeit für jede Gewichtseinheit  
durch die Größe

$$C = \omega^2 \frac{r_a^2 - r_e^2}{2g} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

dargestellt ist, wenn  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Aze,  $r_e$  den Eintritts-  
und  $r_a$  den Austrittshalbmesser, also  $v_e = r_e \omega$  und  $v_a = r_a \omega$  die Um-  
fangsgeschwindigkeit der Eintritts- bzw. Austrittsöffnung bezeichnet. Diese

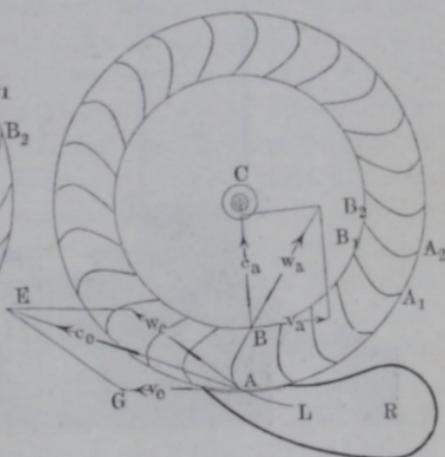
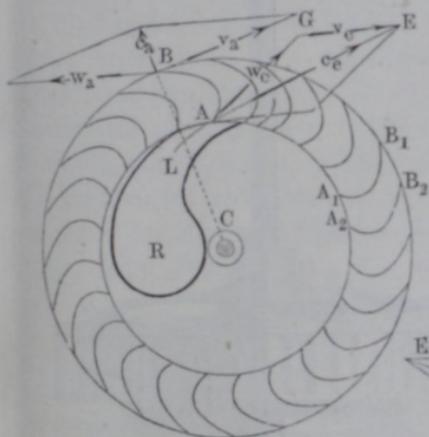
mechanische Arbeit  $C$  ist positiv und bewirkt eine Beschleunigung des Wassers bei inneren Radialturbinen, bei welchen  $v_a > v_e$  ist, während bei den von außen beaufschlagten Turbinen wegen des negativen Werthes von  $C$  durch die Centrifugalkraft eine Verzögerung des Wassers bewirkt wird.

Mit dem Namen Tangentialräder belegt man nun diejenigen Radialturbinen, bei denen das Wasser nur auf einem gewissen Theile des Eintrittsumfanges zugeführt wird. In Fig. 275 und Fig. 276 sind zwei solcher Räder und zwar ein inneres (Fig. 275) und ein äußeres (Fig. 276) dargestellt.

Das um die verticale Axe  $C$  drehbare Rad besteht aus zwei ringförmigen gußeisernen Kränzen, welche mit einander durch eine Anzahl von blechernen

Fig. 275.

Fig. 276.



oder gegossenen stetig gekrümmten Schaufeln, wie  $A_1 B_1, A_2 B_2 \dots$  vereinigt sind. Die Zuführung des Wassers aus dem vertical einfallenden Rohre  $R$  geschieht durch ein geeignet geformtes Mundstück  $L$ , aus welchem durch eingesetzte Leitschaufeln das Wasser in einem oder mehreren Strahlen so in das Rad geführt wird, daß diese Strahlen mit dem Umfange der Eintrittsöffnung einen bestimmten Winkel  $\alpha$  bilden. Wenn nun dem Eintrittsumfange eine solche Geschwindigkeit  $v_e$  ertheilt wird, daß der Stoß vermieden wird, worüber nach dem Vorigen das Geschwindigkeitspolygon  $AG E$  ohne weitere Erklärung Aufschluß giebt, und wenn ferner die Anordnung so getroffen wird, daß die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_e$  des Wassers senkrecht auf der Austrittsöffnung steht, d. h. radial gerichtet ist, so ist den im §. 102 für Turbinen gestellten Anforderungen genügt, und das Wasser kommt in dem Rade ohne Stoß zur Wirkung.

Diese Räder eignen sich wegen der kleinen Ausflußöffnung nur für die Nutzbarmachung von geringen Wassermengen bei hohen Gefällen, unter welchen Umständen die Räder rings auf dem ganzen Umfange voll beaufschlagt

Fig. 277.

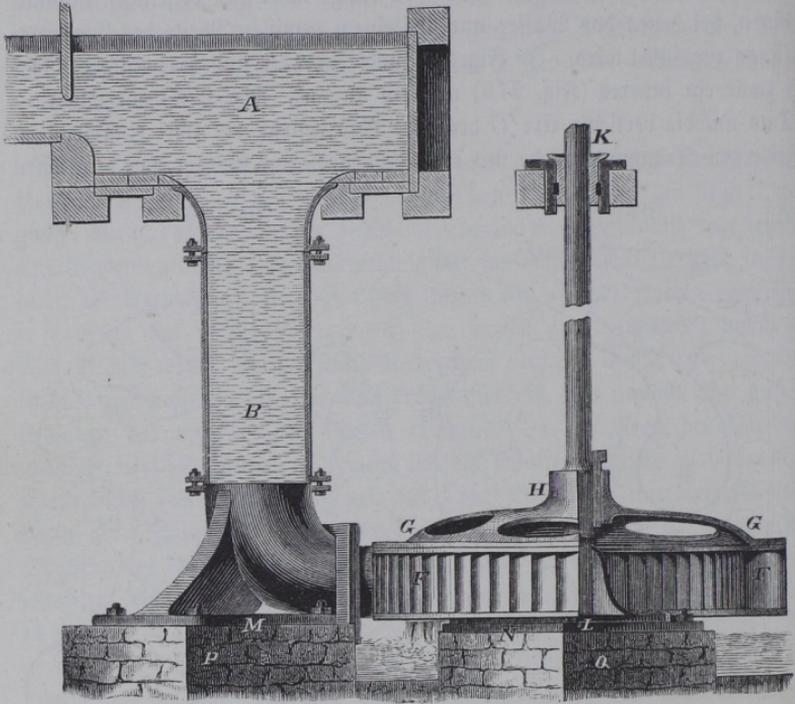
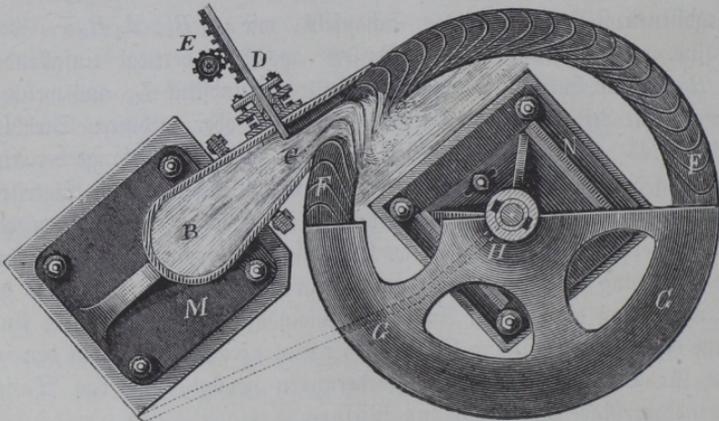


Fig. 278.

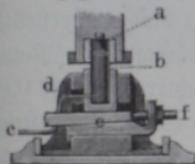


Räder zu winzigen Durchmessern und zu bedeutenden Umdrehungszahlen führen würden.

Die Tangentialräder mit äußerer Beaufschlagung sind zuerst von dem Ingenieur Zuppinger in der Maschinenfabrik von Escher Wyß u. Co. in Zürich construirt worden. Die erste Idee hierzu hat aber schon Poncellet (1826) gehabt, s. dessen Cours de mécanique appliquée aux machines, deutsch von Schnuse, unter dem Titel: Lehrbuch der Anwendung der Mechanik. Bd. II, §. 150.

Die Fig. 277 und Fig. 278 führen ein Tangentialrad im Auf- und Grundrisse vor Augen. Es ist hier *A* der Einfallkasten, *B* die Einfallröhre und *C* der aus drei Canälen bestehende Leitschauffelapparat, durch welchen das Wasser nahe tangential auf das Rad geführt wird. Zum Reguliren des Wasserzufflusses dient ein Schieber *D*, welcher durch ein gezahntes Rad *E* gestellt werden kann. Bei der abgebildeten Schieberstellung ist ein Leitschauffelcanal ganz abgeschlossen, es wird daher hier das Wasser nur in zwei Canälen auf das Rad geführt. Das aus 60 Schaufeln bestehende Rad *FF'* ist mittelst eines Tellers *GG* und des Muffes *H* mit der stehenden Welle *KL* desselben fest verbunden; die letztere läuft oben in einem Halslager *K* und unten mittelst einer stählernen Pfanne auf einem ebenfalls stählernen Stifte, dessen Gestelle in Fig. 279 besonders abgebildet ist. Es ist hier *a*

Fig. 279.



die in der stehenden Welle fest eingeschraubte Pfanne, *b* der im Gestelle sitzende Stift, *cd* ein Rohr, durch welches Del nach den Reibungsflächen geführt wird, und *e* ein durch Schrauben *f* zu stellender Keil, womit sich der Stift nach Bedürfniß heben oder senken läßt. Die Einfallröhre und das Radgestelle ruhen mittelst eiserner Lagerplatten *M* und *N* (Fig. 277) auf steinernen Pfeilern *P* und *Q*. Diese in  $\frac{1}{30}$  der natürlichen Größe abgebildete Maschine benutzt ein (in der Figur verkürztes) Gefälle von 6,17 m, und ein Aufschlagquantum von 0,2 cbm pr. Secunde, und hat bei 65 Umdrehungen pr. Minute einen Wirkungsgrad von 0,72.

Wir können hier aus dem polytechnischen Centralblatte, Jahrgang 1847 und 1849, die Resultate der Versuche an zwei Paar solcher Räder mittheilen.

Das erste Räderpaar befindet sich in einer Spinnerei in Tanneberg bei Annaberg. Dasselbe hat einen Aufschlag von 7 Cubikfuß (0,216 cbm) pr. Secunde und ein Gefälle von 76 Fuß (23,2 m), der äußere Durchmesser eines jeden Rades ist 24 (0,61 m), und der innere 16 Zoll (engl.) (0,407 m), die Weite beträgt ferner nur 3 Zoll (75 mm), und die Anzahl Schaufeln ist 48. Das Wasser wird durch eine Röhre aus Kesselblech von 76 Fuß (23,2 m) Länge und 18 Zoll (0,457 m) Weite zugeleitet. Dieselbe hat einen horizontalen Auslauf, welcher auf der einen Seite nach dem einen

und auf der anderen nach dem anderen Rade führt. Vor jeder Ausmündung befindet sich eine durch eine Schraube ohne Ende stellbare SchieberSchütze und ein in Fig. 278 abgebildeter Leitschaukelapparat, welcher das Wasser in drei Canälen nahe tangential in das Rad einführt. Die an einem dieser Räder von Herrn Professor Hülße angestellten Versuche gaben bei 270 Umdrehungen des Rades pr. Minute einen Wirkungsgrad von

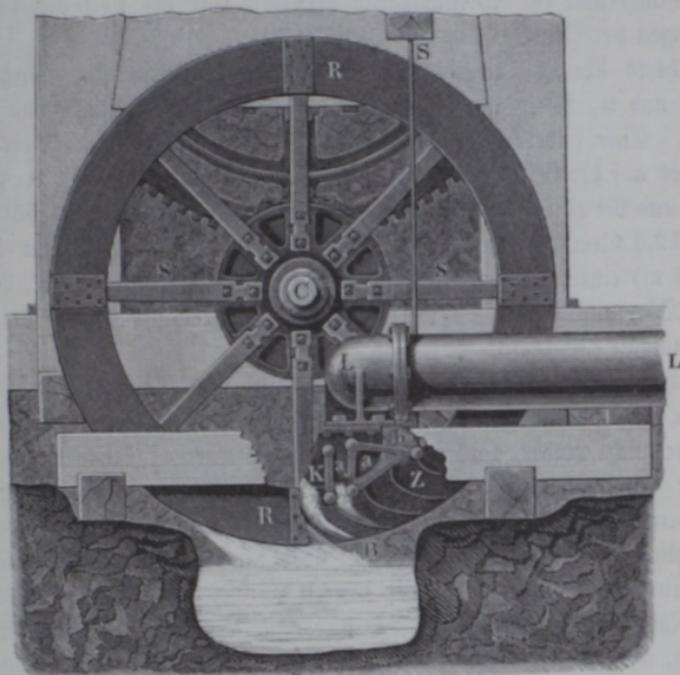
0,75 bei ganz geöffneter Schütze,  
 0,60 bei drei Viertel geöffneter Schütze, und  
 0,46 bei halb geöffneter Schütze.

Während das Räderpaar in Tanneberg zum Betriebe einer Spinnerei dient, wird dagegen ein anderes Paar Tangentialräder in Birkigt bei Tetschen zum Betriebe von Mahlgängen verwendet. Das Gefälle dieser Turbine ist nur  $20\frac{1}{4}$  Fuß (engl.) (6,17 m), jedes Rad hat 75 Schaufeln, 5 Fuß (1,52 m) äußeren Durchmesser, 5 Zoll (0,127 m) Kranzbreite und  $11\frac{1}{2}$  Zoll (0,293 m) Weite. Die Zuführung des Wassers durch eine Einfallröhre und durch Leitschaukelapparat ist in der Hauptsache dieselbe wie bei der Tanneberger Maschine und wie Fig. 277 vor Augen führt. Die Schützen bestehen jedoch hier aus Drosselventilen, auch sind die Mündungen der von den Leitschaukeln gebildeten drei Eintrittscanäle mit besonderen Schiebern versehen, um einen oder zwei dieser Canäle ganz verschließen zu können. Aus den vom Herrn Prof. Brückmann an einem dieser Räder angestellten Versuchen geht hervor, daß diese Maschine bei 61 Umdrehungen pr. Minute den Maximal-Wirkungsgrad 0,70 giebt, und daß der letztere nur auf 0,65 herabsinkt, wenn die Umdrehungszahl auf 50 herabgeht oder auf 70 steigt, oder wenn das Ausschlagquantum durch Absperrern eines oder zweier Canäle auf die Hälfte herabgezogen wird.

§. 106. **Liegende Tangentialräder.** Das Princip der Tangentialräder läßt sich auch bei verticalen Wasserrädern in Anwendung bringen. Solche Tangentialräder mit horizontaler Ase mit innerer Beaufschlagung sind zuerst vom Herrn Kunstmeister Schwamkrug construirt worden (s. das Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1850 und 1853). Die Seitenansicht u. s. w. von einem solchen Tangentialrade führt Fig. 280 vor Augen. Das Rad *RR* ist durch ein einseitig ansitzendes Armhsystem und mit Hilfe einer Rosette u. s. w. auf der horizontalen Welle *C* befestigt, und letztere trägt ihre Umdrehungsbewegung mittelst Zahnräder u. s. w. auf die arbeitende Welle über. Das Wasser tritt nahe am Radtiefsten in das Rad ein und wird durch eine Röhre *LL* zugeführt, welche um den freien Radkranz herumläuft und sich in einer Kammer endigt, worin ein Leitschaukelapparat angebracht ist. Der letztere ist in Fig. 281 besonders

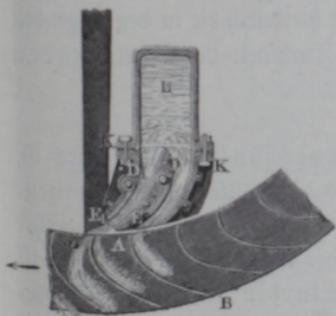
abgebildet. Man sieht hier den Durchschnitt eines Radstückes mit den Schaufeln *AB*, ferner in *L* das gekrümmte Ende der Einfalldröhre, sowie

Fig. 280.



in *KE* die Schützenkammer. Die Ausmündung der letzteren ist durch eine Zunge in zwei Theile getheilt, und mit zwei um die Axen *D*, *D*<sub>1</sub> drehbaren Klappen *DE*, *D*<sub>1</sub>*E*<sub>1</sub> ausgerüstet, wodurch die beiden Ausmündungen beliebig verengt werden können. Die Stellung dieser Klappen erfolgt durch die in Fig. 280 sichtbaren Arme *a* *a*<sub>1</sub>, welche außerhalb der Kammer auf den Axen *D*, *D*<sub>1</sub> der Stellklappen befestigt sind, und mit einander so verbunden sind, daß sie mittelst eines dritten Armes *b* und durch eine Zugstange *ZS* gemeinschaftlich sich bewegen lassen.

Fig. 281.



Die Turbinen mit liegender Welle haben vor denen mit verticaler Axe den Vorzug einer leichteren, sicheren und vor dem Zutritt des Wassers zu den Zapfen geschützteren Lage. Das Rad, an welchem vom Erbauer dynamometrische Versuche angestellt worden sind, hat  $7\frac{2}{3}$  Fuß (2,17 m) äußeren, 6 Fuß

(1,7 m) inneren Durchmesser, ferner 4 Zoll (94 mm) Weite und 45 Schaufeln. Das Gefälle desselben betrug  $103\frac{1}{2}$  Fuß (29,3 m); das durch einen Ueberfall gemessene Aufschlagquantum 38,7 bis 133,6 Cubikfuß (0,88 bis 3,03 cbm) und der Wirkungsgrad derselben war bei 112 bis 148 Umdrehungen pr. Minute  $\eta = 0,58$  bis 0,79.

Näheres über die Turbine s. im polytechn. Centralblatt, Jahrg. 1849, Nr. 8 und 9, sowie im Jahrbuch für den sächsischen Berg- und Hüttenmann. Eine andere Turbine dieser Art, welche zum Umtriebe des Kunstgezeuges auf der Grube „Churprinz Friedrich August Erbfolkn“ bei Freiberg dient, und bei einem Gefälle von 145 Fuß (41 m) pr. Minute 550 Cubikfuß (12,5 cbm) Aufschlag hat und bei einer Kranzbreite von 13 Zoll (0,307 m) einen inneren Durchmesser von 8 Fuß (2,26 m) besitzt, beschreibt Herr Oberkunstmeister Schwamkrug im Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann für 1853.

Auch sonst hat man in neuerer Zeit mehrfach Tangentialturbinen mit innerer Beaufschlagung ausgeführt; auf der Pariser Ausstellung 1855 waren mehrere solche Räder, ganz aus Eisenblech construirt, ausgestellt.

Die Tangentialräder werden aus den im Folgenden sich ergebenden Gründen fast immer als reine Actionsturbinen, d. h. ohne Reactionswirkung ausgeführt und meist oder immer frei über dem Unterwasser hängend, also ohne Eintauchung aufgestellt. Letzteres ist bei den hohen Gefällen, für welche diese Räder Anwendung finden, immer ohne erhebliche Effectverminderung zulässig, wogegen eine Umdrehung der nicht gänzlich von dem Aufschlagwasser erfüllten Radcanäle unter Wasser zu Wirbeln und beträchtlichen Kraftverlusten führen würde.

Wenn die durch eine Radialturbine aufzunehmende Wassermenge eine größere ist, so kann man behufs Verringerung der Radabmessungen den Eintritt des Wassers in das Rad auf dem ganzen Umkreise anstatt auf einem kleinen Bogen stattfinden lassen, und man erhält hierdurch die in den folgenden Paragraphen beschriebenen vollbeaufschlagten Turbinen von Fourneyron und von Francis.

§. 107. **Fourneyron's Turbinen.** Die Fourneyron'sche Turbine ist, namentlich in ihrer neuesten Einrichtung, eins der vollkommensten horizontalen Wasserräder, wenn sie nach den Regeln der Mechanik richtig ausgeführt wird. Sie geht entweder in freier Luft oder unter Wasser, und ist entweder eine Nieder- oder eine Hochdruckturbine. Bei der Niederdruckturbine fließt das Wasser in das oben offene Ausflußreservoir mit freier Oberfläche zu, wie Fig. 282, bei einer Hochdruckturbine hingegen ist das Ausflußreservoir oben verschlossen und das Wasser wird durch eine Röhre, die sogenannte Einfallröhre, von der Seite zugeführt, wie

Fig. 282 I.

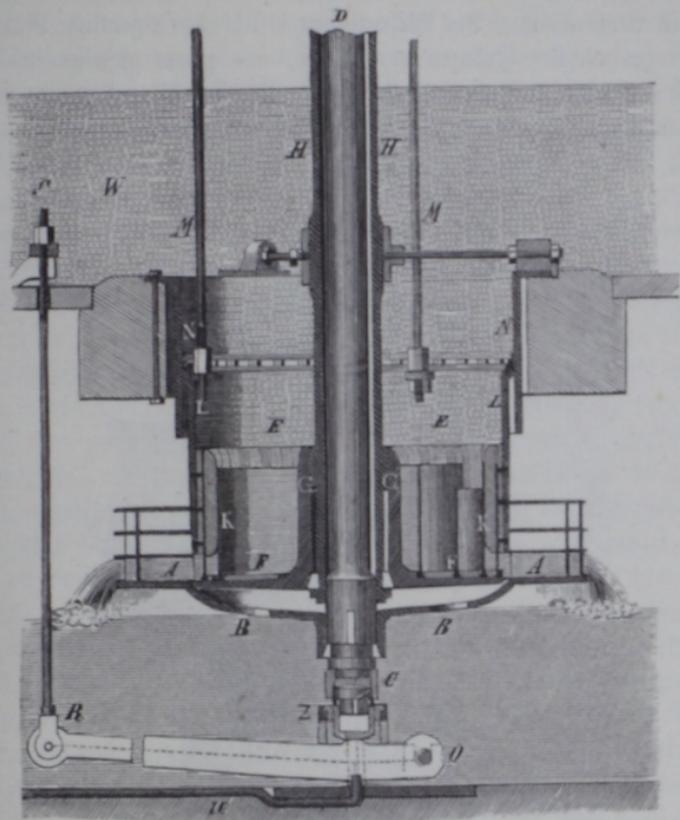
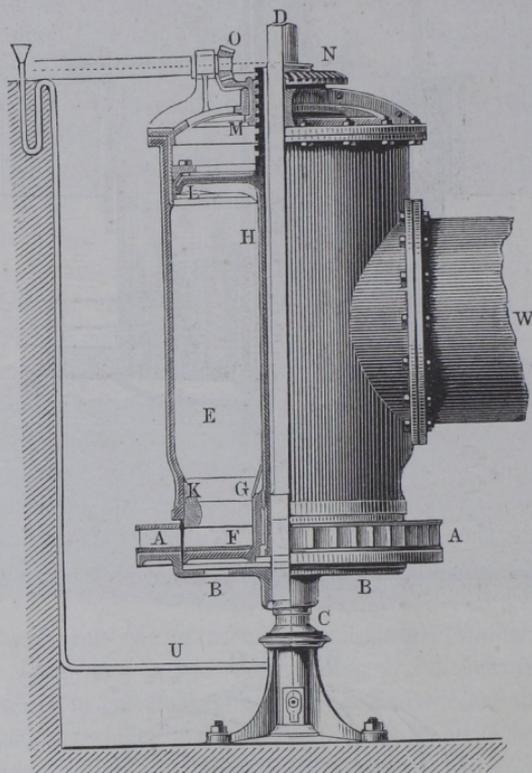


Fig. 282 II.



Fig. 283 zeigt. Erstere kommt natürlich bei kleinem und letztere bei großem Gefälle in Anwendung. Im Wesentlichen besteht das eigentliche Rad *AA* aus zwei horizontalen Kränzen von Eisen, aus einem gußeisernen Teller *BB* und aus einer stehenden Welle *CD*. Das bei *W* zufließende Wasser tritt zunächst in das cylindrische Reservoir *EE*. Damit es nicht auf den

Fig. 283.



Radteller *BB* drücke und dadurch eine bedeutende Erhöhung der Zapfenreibung hervorbringe, wird eine die Radwelle vollkommen umschließende Röhre *GH* eingesetzt, und an deren unteres Ende ein Bodenteller *FF* befestigt, welcher den Druck des darüberstehenden Wassers aufnimmt. Auf diesen Teller werden cylindrisch gebogene Bleche, die sogenannten Leitschaukeln, auf-, sowie zwischen die beiden Radkränze die sogenannten Radschaukeln eingesetzt. Durch die Leitschaukeln, wie *ab*, *a<sub>1</sub>b<sub>1</sub>* u. s. w., Fig. 282 (Grundriß), erhält das durch den ringförmigen Raum am unteren Ende des Reservoirs *EE* ausfließende Wasser eine bestimmte Richtung, mit welcher es auch zu dem diese Mündung umschließenden Rade *AA* gelangt, dessen von den Schaufeln

$b d$ ,  $b_1 d_1$  u. s. w. gebildete Zellen es von innen nach außen durchläuft. Hierbei wirkt das Wasser so stark gegen die hohlen Flächen der Radschaukeln, daß dadurch das ganze Rad in entgegengesetzter Richtung umgedreht wird, während der Zufluß und Leitschaukelapparat seinen Stand behält.

Um den Ausfluß des Wassers aus dem Reservoir und dadurch den Gang des Rades zu reguliren, wird ein cylindrisches Schutzbrett  $KLLK$ , Fig. 282, in Anwendung gebracht, welches durch drei Stangen  $M$ ,  $M \dots$  gesenkt und gehoben werden kann. Damit diese Stangen recht gleichmäßig wirken, hat man verschiedene Mechanismen in Anwendung gebracht. Fourneyron kuppelt dieselben durch ein Räderwerk zusammen, Cadiat hingegen durch einen Kurbelapparat (s. Thl. III, 2). Die Schütze  $KL$  besteht aus einem hohlen gußeisernen Cylinder, dessen äußere Oberfläche die innere Seite des oberen Radfranzes fast berührt, weshalb beide genau abzdrehen sind. Damit kein Wasser zwischen der Schütze  $KL$  und dem festliegenden Cylinder  $NN$  hindurchgehe, wird über  $LL$  ein Lederstulp, ähnlich wie bei Pumpenkolben, eingesetzt. Endlich werden auf der Innenfläche des Schützencylinders Holz- oder Metallstücke  $K$ ,  $K \dots$  aufgeschraubt, und diese unten gut und glatt abgerundet, damit das Wasser ohne Contraction und mit dem kleinsten Verluste an lebendiger Kraft unter denselben zum Ausflusse gelange. Bei Hochdruckturbinen gehen die Schützenstangen entweder durch Stopfbüchsen im Deckel des Ausflußreservoirs, oder es ergreifen dieselben den Schützencylinder von außen, wie z. B. bei der Turbine in St. Blasien. Nach Redtenbacher kann man endlich auch das Reguliren des Ausflusses durch Heben oder Senken des Bodentellers  $F$ , Fig. 283, bewirken. Zu diesem Zwecke läuft die Einhüllungsrohre  $GH$  oben schraubenförmig aus, und es erhält die Mutter  $M$  hierzu ein conisches Zahnrad  $N$ , das sich durch ein conisches Getriebe  $O$  in Umdrehung setzen läßt. Die Schraubenmutter  $M$  ist so gelagert, daß sie keine Verschiebung annehmen kann; es wird daher durch ihre Umdrehung ein Auf- oder Niedergehen der Rohre  $GH$  sammt Teller  $F$  herbeigeführt. Damit aber das Wasser von oben ganz abgesperrt werde, wird die Rohre  $GH$  noch mit einem Kopfteller  $HL$  versehen und dessen Umfang ebenfalls durch einen Lederstulp abgedichtet.

**Turbinen von Francis.** Anstatt das Wasser bei seiner Arbeitsverrichtung von innen nach außen durch das Reactionrad laufen zu lassen, kann man dasselbe auch, wie bei den Tangentialrädern, von außen nach innen durch das Rad führen. Solche Reactionsräder mit äußerer Beaufschlagung unterscheiden sich von den Tangentialrädern nur dadurch, daß bei denselben das Wasser am ganzen äußeren Radumfang in das Rad eintritt, wogegen es bei den Tangentialrädern nur an einer Stelle in das Rad einströmt, daß folglich bei diesen Turbinen sämtliche Radcanäle vom

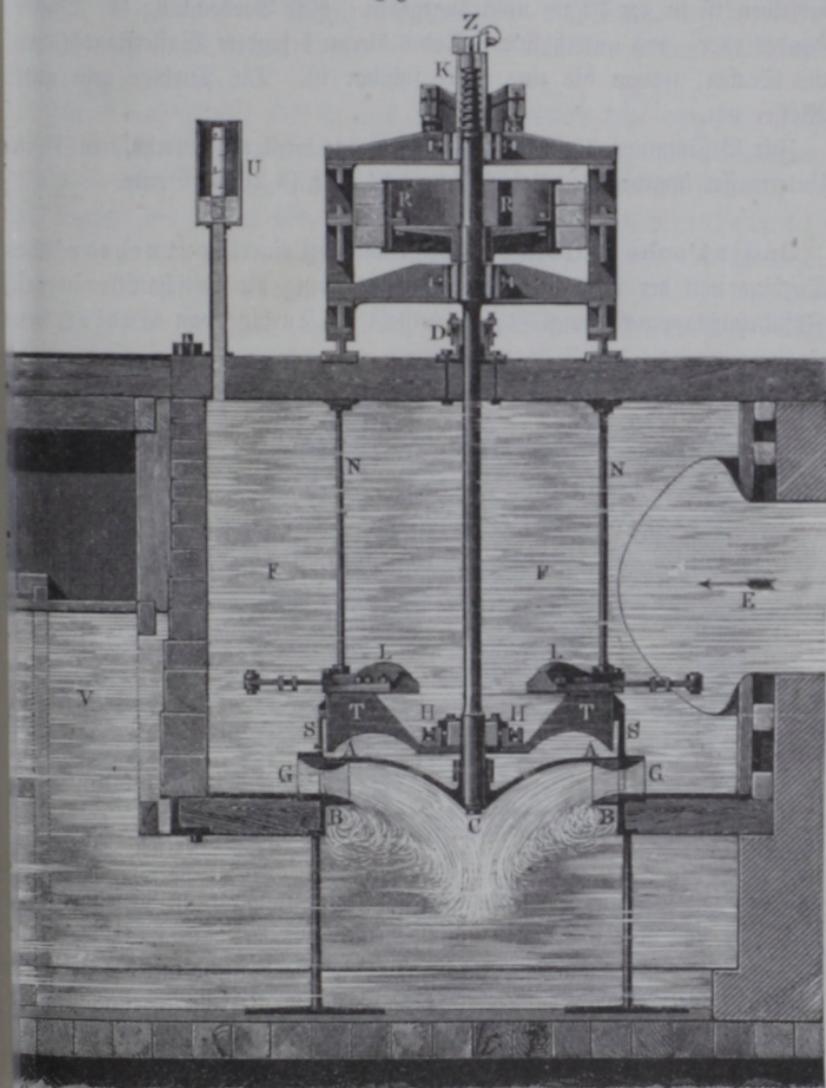
Wasser gefüllt werden, während bei den Tangentialrädern das Wasser nur in abgesonderten Partien durch die Radcanäle fließt.

Solche Reactionsräder mit äußerer Beaufschlagung sind in der neueren Zeit von dem Herrn S. B. Howd zu Genova im Staate New-York construirt worden. Diese unter dem Namen Howd oder United-State-Wheels bekannten Turbinen waren größtentheils aus Holz, zwar sehr einfach, jedoch theilweise auch fehlerhaft construirt. Diese Turbinen sind durch Herrn Francis, welcher sie centre-vent wheels nennt, wesentlich verbessert worden (s. die Lowell-Hydraulic-Experiments, by J. B. Francis). Namentlich hat derselbe statt der geraden Leiterschaukeln aus Holz krumme Leiterschaukeln aus Blech angewendet, sowie auch den Radschaukeln eine zweckmäßigere Gestalt gegeben. Zwei solcher Turbinen mit äußerer Beaufschlagung hat Herr Francis 1849 für die Boot-Cotton-Mills in Lowell ausgeführt, wovon jede bei einem Gefälle von 19 Fuß ein Leistungsvermögen von 230 Pferdekraften besitzt.

Den verticalen Durchschnitt eines solchen Rades führt Fig. 284 vor Augen. Es ist  $E$  das untere Ende des 8 Fuß (2,44 m) weiten und 130 Fuß (39,6 m) langen Einfallrohres, welches aus  $\frac{3}{8}$  Zoll (10 mm) dicken Blechen nach Art der Dampfessel zusammengenietet ist. Dieses Rohr mündet seitwärts in den oben geschlossenen Rad- oder Schützenkasten  $FF$ , dessen Deckel noch 6 bis 7 Fuß (1,8 bis 2,2 m) unter der Oberfläche des Oberwasserspiegels liegt. Der Radteller  $ACA$  hat eine glockenförmige Gestalt und ist von unten an die Welle  $CD$  geschoben und mit derselben durch eine Schraube  $C$  fest verbunden. Der äußere Raddurchmesser ist 9,3 Fuß (2,83 m), der innere 7,9 Fuß (2,41 m), ferner die innere Radweite  $AB = 1,23$  Fuß (0,375 m) und die äußere  $= 1$  Fuß (0,305 m); es nimmt also diese Weite von außen nach innen zu, während bei dem Leiterschaukelapparat  $GG$  das Gegentheil statt hat. Die Anzahl der Rad- und Leiterschaukeln ist  $= 40$ , und die Dicke derselben mißt  $\frac{2}{8}$  und  $\frac{3}{8}$  Zoll (6 bis 10 mm). Der kürzeste Abstand zwischen je zwei Radschaukeln beträgt 0,138 Fuß (0,042 m), und der zwischen je zwei Leiterschaukeln,  $= 0,147$  Fuß (0,045 m). Die schmiedeeiserne Welle  $CDK$  geht bei  $D$  durch eine Stopfbüchse im Decke des Radkastens, und ihr oberes Ende  $K$  ist mit einer Reihe ringförmiger Vorsprünge versehen, womit es in gleichgestalteten ringförmigen Vertiefungen im Lagergehäuse ruht. Durch diese zweckmäßige Aufhängerweise mittels eines Kammzapfens (s. Thl. III, 1) wird das enorme Gewicht der armirten Welle von 15 200 Pfund, auf eine Auflagerungsfläche von 331 Quadratzoll vertheilt, so daß jeder Quadratzoll derselben nur noch mit 46 Pfund belastet ist (etwa gleich 0,035 kg pro 1 qmm). Die Transmission der Kraft des Rades erfolgt durch ein unterhalb des Lagergehäuses auf der Welle  $CI$  sitzendes Zahnrad, an dessen Stelle jedoch in der Figur die aus §. 23 be-

kannte und zur Ausmittlung der Leistungsfähigkeit des Rades dienende Bremscheibe *RR* gezeichnet ist. Am äußersten Ende der Welle ist noch ein Zählapparat *Z*, welcher beim Vornehmen einer Kraftmessung die Beendi-

Fig. 284.



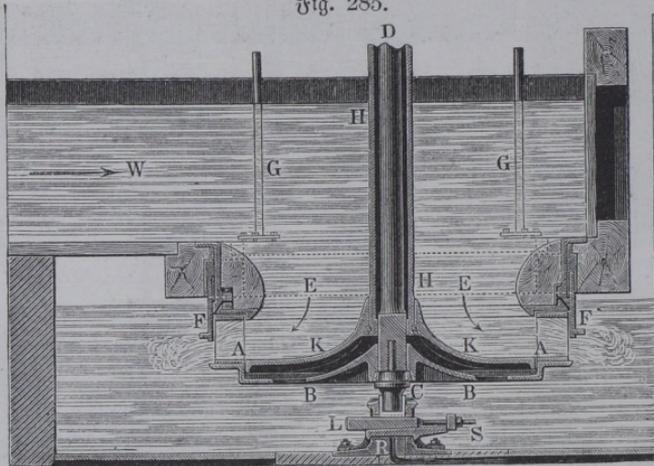
gung einer gewissen Anzahl von Umdrehungen durch einen Glockenschlag angezeigt, angebracht. Uebrigens ruht die Welle in drei Halslagern, wovon das unterste *HH* auf dem Teller *TT* sitzt, womit der Radteller vor dem Drucke des darüberstehenden Wassers geschützt wird. Dieser Schutzsteller ist mittelst

der Arme *L*, *L* an vier Säulen *N*, *N* befestigt. Die ringförmige Schütze *SS* bewegt sich in einem zwischen dem Rade und dem Leitschaufelapparat frei gelassenen Spielraume, und schließt oben mittelst Lederüberung an den genau abgedrehten Umfang des Schutzstellers *TT* an. Der Bewegungsmechanismus derselben ist in der Figur nicht angegeben. Zur Beobachtung des Wasserstandes ober- und unterhalb des Rades dienen besondere Wasserstandsrohre mit Scalen, wovon die eine in *U* sichtbar ist. Die Turbine geht unter Wasser um.

Zur Bestimmung der Aufschlagwassermenge dient ein unterhalb in *V* im Unterwasser angebrachter Ueberfall von 14 Fuß (4,26 m) Breite.

- §. 109. **Cadiat'sche Turbine.** Wenn man bei einer Fourneyron'schen Turbine von der oben beschriebenen Einrichtung die Leitschaufeln in dem Zuführungsapparate wegläßt, so entsteht die Turbine von Cadiat, von

Fig. 285.



welcher Fig. 285 eine Darstellung giebt. Eigenthümlich ist diesen Rädern noch eine das Rad von außen umschließende kreisförmige Schütze. *AA* ist das eigentliche Rad und *BB* die Schale, welche dasselbe mit der stehenden Welle *CD* verbindet. Der Spurzapfen *C* dieser Welle ruht in einer Pflanne, welche wir weiter unten näher kennen lernen werden. *EE* ist das Reservoir mit kreisförmigem Querschnitte, das oben mit dem Zuleitungscanale *W* in fester Verbindung ist und unten unmittelbar über dem oberen Radfranze ausmündet. Damit das bei *W* zufließende, im Reservoir niedersinkende und auf dem Wege *EA* dem Rade zufließende Wasser so wenig wie möglich in dieser Bewegung gestört werde und keine Contraction erleide, erweitert sich das Reservoir *EE* sowohl auf- als auch abwärts allmähig, wie aus der

Figur deutlich zu ersehen ist. Der Ausfluß des Wassers wird durch eine das Rad von außen umgebende kreisförmige Schütze  $FF'$  regulirt. Das Ziehen oder Senken derselben erfolgt durch vier Stangen mittels eines besonderen Mechanismus, dessen nähere Einrichtung aus der Figur nicht zu ersehen ist. Damit das Wasser nicht zwischen der Schütze und der Gefäßwand durchdringen kann, ist ein die innere Fläche der Schütze berührender Lederring eingesetzt.

Die stehende Welle  $CD$  ist noch mit einer Röhre  $HH$  umgeben, welche den Teller  $KK$  trägt, der von dem inneren Umfange des unteren Radkranzes umgeben wird, so daß das Wasser nach unten abgesperrt ist und nicht auf die Schale des Rades drückt. Diese Einrichtung (nach Redtenbacher) weicht von der, welche Cadiat angewendet hat, ab, ist aber genau dieselbe wie bei den Fourneyron'schen Turbinen. Cadiat läßt den Teller mit der Röhre ganz weg, und hebt den Druck des Wassers auf die Schale  $B$  durch einen Gegendruck von unten auf, indem er noch ein zweites Reservoir anbringt, welches die untere Fläche des Rades  $A$  fast berührt, und mit dem Druckwasser  $GH$  in Communication gesetzt wird. Jedenfalls ist diese Einrichtung weniger zweckmäßig als die Fourneyron'sche, um so mehr, da es nicht möglich ist, den Austritt des in diesem Reservoir völlig hydrostatisch drückenden Wassers durch den wenn auch noch so engen ringförmigen Spalt zwischen dem Rade und dem Reservoir zu verhindern. Die hier abgebildete Turbine geht, wie man sieht, unter Wasser.

Anmerkung. Eine vollständige und genaue Beschreibung einer Cadiat'schen Turbine ohne Bodenteller und mit Druckwasser unter dem Radteller liefert M. Armengaud d. Aelt. im zweiten Bande seiner Publication industrielle.

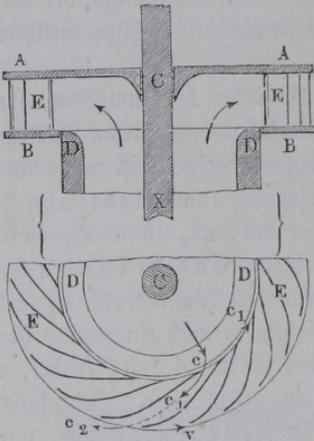
Da hier dem Wasser durch Leiterschaukeln eine besondere Richtung nicht erteilt wird, so muß man annehmen, daß das in dem Rohre  $EE$  niedersinkende Wasser beim Austritte durch den Cylindermantel  $A$  sich gleichmäßig nach allen Seiten radial ausbreitet. Dieser radialen Eintrittsrichtung entsprechend, hat man auch hier die Umdrehungsgeschwindigkeit  $v_e$  des Eintrittsumfanges und die Neigung  $\beta$  des ersten Schaufelelements so zu wählen, daß der in §. 102 gegebenen Bedingung des stoßfreien Eintritts genügt wird, und die dort unter (1) und (2) angeführten Gleichungen gehen mit  $\alpha = 90^\circ$  über in:

$$\frac{v_e}{c_e} = \cotg \beta \quad \text{und} \quad \frac{w_e}{c_e} = \frac{1}{\sin \beta}.$$

Dagegen ist bei diesen Rädern ohne Leiterschaukeln die Erfüllung der Bedingung eines normalen Austritts mit einer Kraftabgabe an das Rad unvereinbar, wie aus den späteren Ermittlungen sich erzieht, und wie sich schon daraus schließen läßt, daß bei einer radialen Ein-

führung und einer radialen Ausführung des Wassers der absolute Wasserweg durch irgend eine S-förmig geschwungene Linie dargestellt werden muß, welche in den beiden durch den Wendepunkt getrennten Zweigen nach den entgegengesetzten Seiten concav ist. Bei allen

Fig. 286.



Rädern ohne Leitschaufeln tritt vielmehr das Wasser in gegen die Austrittsöffnung schräger Richtung aus dem Rade, welcher Umstand nach dem in §. 102 Gesagten als eine principielle Unvollkommenheit dieser Räder angesehen werden muß. In Folge dessen ist denn auch der Wirkungsgrad der Turbinen ohne Leitschaufeln ein geringer, und die Cadiat'schen Turbinen haben sich deshalb nicht in die Praxis einführen können, trotzdem durch den Wegfall der Leitschaufeln eine gewisse Vereinfachung der Construction erreichbar ist. In diesen Turbinen wirkt das Wasser immer

vermöge seiner Pressung, so daß diese Räder stets als Reactions-turbinen auftreten, wie aus den späteren Ermittlungen folgt.

Die für die Cadiat'schen Turbinen angestellten Betrachtungen gelten vollständig auch für die Combes'schen Reactionsräder, welche nach Fig. 286 ebenfalls innere Radialturbinen ohne Leitschaufeln sind, denen das Wasser aber zum Unterschiede von den Cadiat'schen Rädern von unten durch das Rohr *DD* zugeführt wird.

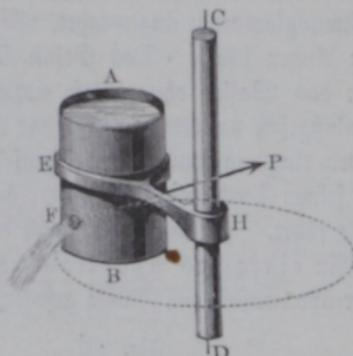
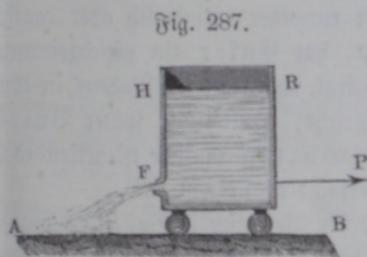
Anmerkung. Räder von solcher Aufstellung, wie die Combes'schen, d. h. mit Wasserzuführung von unten, sind auch in Deutschland verschiedentlich ausgeführt worden, so z. B. von Wedding in Sagan und insbesondere von Nagel. Diese Räder sind aber mit Leitschaufeln versehen und müssen daher als umgekehrte Fournyronturbinen angesehen werden. Es gehört hierher auch die Turbine von Laurent und Dechherr, s. Armengaud's Publication industr. Vol. 6.

§. 110. Schottische Turbinen. Zu den Radialturbinen ohne Leitschaufeln sind auch die unter dem Namen der schottischen oder Whitelaw'schen Turbinen bekannten Räder zu rechnen. Diese Turbinen können als auf dem Princip des bekannten Segner'schen Wasserrades beruhend angesehen werden, von dessen Wirkungsweise man sich durch die Fig. 287 und Fig. 288 eine Vorstellung machen kann.

Setzt man ein Ausflußgefäß *HRF*, Fig. 287, auf einen Wagen, so treibt die Reaction des Wassers, d. h. der Druck *P* auf die der Mündung *F* gegen-

überliegende Rückwand des Gefäßes dasselbe in einer der Ausflußbewegung entgegengesetzten Richtung fort, und verbindet man ein Ausflußgefäß *ABF*, Fig. 288, mit einer stehenden Welle *CD*, so wird diese durch die Reaction *P* des ausfließenden Wassers ebenfalls in einer der Ausflußbewegung entgegengesetzten Richtung umgedreht. Ersetzt man das unten abfließende Wasser

Fig. 288.



von oben durch anderes, so wird auf diese Weise eine stetige Umdrehung erzeugt. Die Vorrichtung, welche dieserart entsteht, heißt ein Reactionsrad, in Deutschland gewöhnlich ein Segner'sches Wasserrad, in England auch Barkers mill. Die hier angedeutete Rückwirkung des Wassers ist die Veranlassung gewesen, bei den Turbinen überhaupt von einer Reactionswirkung zu sprechen. Die hydraulische Pressung nämlich, welche, wie früher angegeben, eine beschleunigende Wirkung auf das ausfließende

Fig. 289.

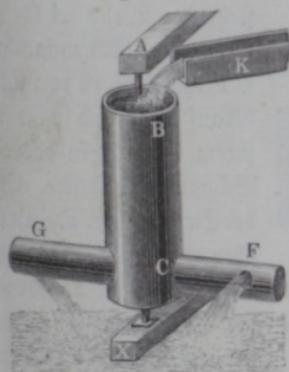
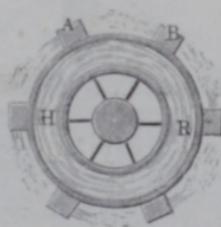


Fig. 290.



Wasser äußert, übt hierbei einen dem Beschleunigungsdruck genau gleichen entgegengesetzten Rückdruck auf die hohle Schaufelfläche aus.

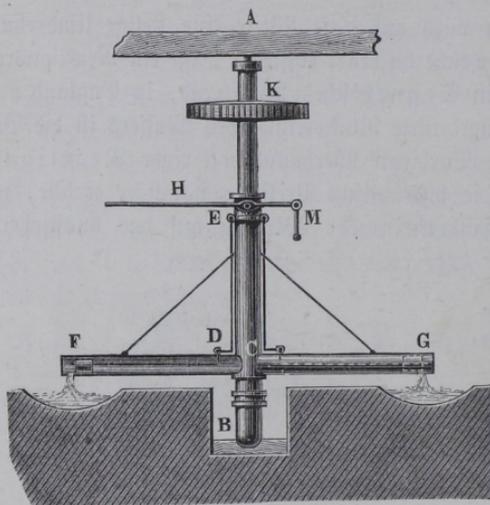
Das einfachste Rad dieser Art ist in Fig. 289 abgebildet. Dasselbe besteht aus einer Röhre *BC*, deren Axe durch eine feststehende Welle *AX* gebildet wird, und aus zwei Röhren (Schwungröhren) *CF* und *CG* mit Seitenmündungen *F* und *G*. Das durch diese Mündungen abfließende Wasser

wird durch anderes, oben durch ein Gerinne *K* zugeführtes Wasser ersetzt. Bei Anwendung an Mahlmühlen wird der Läufer oder obere Mühlstein auf *AX* unmittelbar aufgesetzt; bei anderen Anwendungen kann aber die Bewegung mittelst eines auf *AX* aufzusetzenden Zahn- oder Riemenrades fortgepflanzt werden.

Man hat auch Reactionsräder mit mehreren Schwungröhren oder Schwungkammern angewendet, wie z. B. Fig. 290 (a. v. S.) im Grundrisse vor Augen führt. Das Gefäß *HR* ist entweder cylindrisch oder conisch. Um das Wasser ohne Stoß einzuführen, hat Euler ein gleichgeformtes Zuflußgefäß unmittelbar über das Rad gesetzt, und statt des Bodens in demselben ringsum geneigte Leitschaukeln eingesetzt, ähnlich wie später Burdin bei seinen Turbinen (s. S. 100); auch hat Burdin ähnliche Reactionsräder ausgeführt. Hierhin gehört auch das Versuchsrade in Thl. I.

Ein einfaches Reactionsrad hat der Verfasser in Vallendar unweit Ehrenbreitenstein im Gange gesehen. Es war vom Herrn Maschineninspector

Fig. 291.



Althans construiert, und diente als Untriebsmaschine für zwei Lohmahlgänge. Die Einrichtung dieses Rades ist aus Fig. 291 zu ersehen. Das Wasser wird durch eine Einfallröhre zugeführt, welche bei *B* unterhalb des Rades vertical aufwärts gebogen ist. Die stehende Welle *AC* mit ihren beiden Schwungröhren *CF* und *CG* ist von unten herauf hohl und paßt mit ihrem Ende *B* in das eine Schnauze bildende Ende der Einfallröhre. Damit sich aber diese Welle drehen könne, ohne Wasser durchzulassen, ist in *B* eine Stopfbüchse angebracht. Die rechteckigen Seitenmündungen *F* und *G* sind durch Schieber zu verschließen und letztere wieder sind durch Stangen und Winkelhebel (*D*) mit einer die Welle umfassenden Hülse *E* verbunden, welche durch einen Hebel *HM* gehoben oder gesenkt werden kann. Oben sitzt das Rad *K* zur Transmission der Bewegung. Das durch die 0,23 m weite Einfallröhre zugeführte Wasser tritt bei *B* in die Steigröhre und bei *C* in die Schwungröhren, und kommt nun bei *F* und *G* zum Ausflusse. Diese Einrichtung gewährt den

Vortheil, daß das ganze Gewicht der umlaufenden Maschine vom Wasser getragen werden und folglich zu einer Reibung an der Basis keine Gelegenheit geben kann. Ist  $G$  das Gewicht der Maschine,  $h$  die Druckhöhe und  $2r$  die Weite der Steigrohre, so hat man für den Fall:

$$\pi r^2 h \gamma = G,$$

und hiernach den erforderlichen Röhrenhalbmesser

$$r = \sqrt{\frac{G}{\pi h \gamma}}$$

anzuwenden, um diesen Gleichgewichtszustand herbeizuführen.

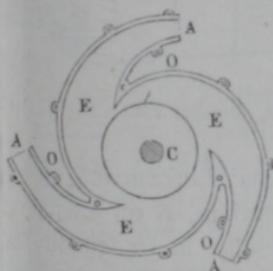
Das Aufschlagquantum betrug 18 Cubikfuß (0,556 cbm) pro Minute und das Gefälle 94 Fuß (29,5 m), folglich die disponible Leistung 1861 Fußpfund (124 mkg). Die Länge einer Schwungröhre maß  $12\frac{1}{2}$  Fuß (3,92 m), und die Umdrehungszahl pro Minute war beim Arbeiten = 30, folglich die Umfangsgeschwindigkeit = 39,3 Fuß (12,35 m).

Anmerkung 1. Die erste Beschreibung eines Reactionsrades, als eine Erfindung Barker's, findet man in Desaguliers's Course of experimental-philosophy, Vol. II, London 1745. Ausführlich über die Theorie und vortheilhafteste Construction dieser Räder handelt Euler in den Memoiren der Berliner Akademie 1750, 1754.

Anmerkung 2. Die Wirkungsgrade der älteren Reactionsräder waren außerordentlich klein. Schon Nordwall findet einen solchen nur  $\frac{1}{3}$  von dem eines oberflächlichen Rades. Schitko (s. dessen Beiträge zur Bergbaukunde u. s. w. Wien 1833) fand an einem solchen Rade den höchsten Wirkungsgrad 0,15, also ebenfalls sehr gering.

In der neueren Zeit giebt man den Reactionsrädern krumme Schwungröhren und nennt sie gewöhnlich Whitelaw'sche oder Schottische Turbinen deshalb, weil sie von Whitelaw mehrfach in Schottland ausgeführt worden sind. Manouri d'Etot hat jedoch schon vor längerer Zeit solche Räder in Frankreich ausgeführt. (S. Journal des Mines, 1813, Tom. XXXIII.) Die schottischen, von Whitelaw und Stirrat construirten Turbinen weichen von dem Reactionsrade Manouri's im Wesentlichen nicht ab. (S. Dingler's polytechn. Journal, Band 88, und polytechn. Centralblatt, Band II. 1843, vorzüglich aber die Schrift: Description of

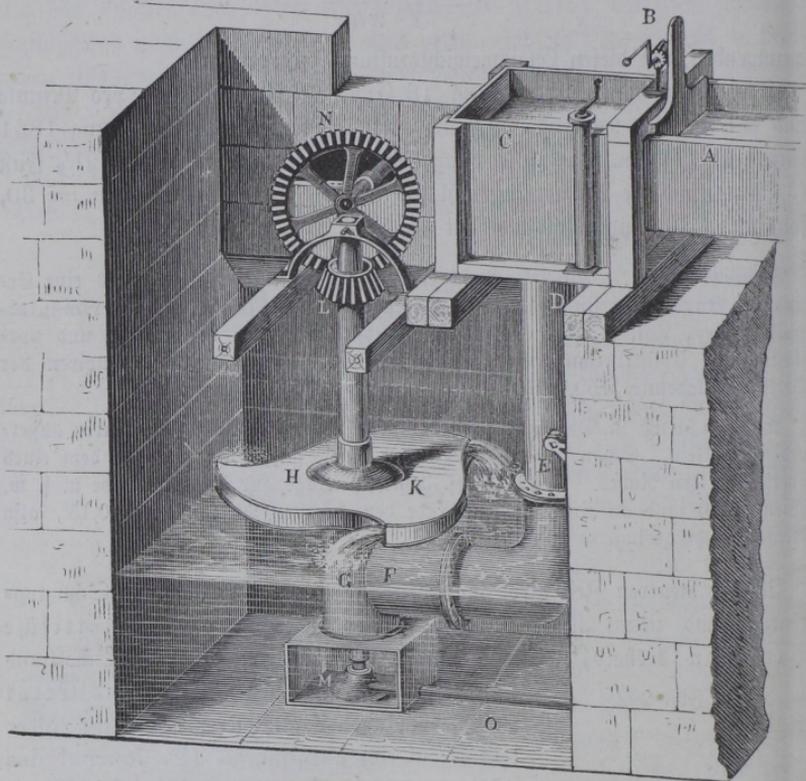
Fig. 292.



Whitelaw's and Stirrat's Patent Watermill, 2. Edit. London and Birmingham 1843.) Eine besondere Einrichtung der Whitelaw'schen Turbinen besteht darin, daß man die Ausflußmündung des Wassers durch

eine bewegliche Seitenwand erweitern oder verengern und dadurch den Ausfluß selbst reguliren kann. Ein horizontaler Durchschnitt einer solchen Turbine ist in Fig. 292 (a. v. S.) abgebildet. Diese Turbine besteht aus drei Schwungröhren, das Wasser tritt bei *E* in diese ein und bei *A* aus denselben aus. *OA* ist die um *O* drehbare, einen Theil der inneren Seitenwand bildende Klappe zum Reguliren des Ausflusses. Die Stellung dieser Klappe während

Fig. 293.



des Ganges läßt sich durch einen ähnlichen Apparat, wie bei dem in Fig. 291 abgebildeten Rade, bewirken.

Die ganze Zusammenstellung einer Whitelaw'schen Turbine ist aus Fig. 293 zu ersehen. *A* ist das Wasserzuleitungsgerinne, *B* ein Schutzblech und *C* das Einfallreservoir, aus welchem das Wasser in die Einfallröhre *DEF* läuft. *E* ist eine Drehklappe, durch welche der Wasserdruck regulirt werden kann. Bei *F* tritt das Wasser in den feststehenden Cylinder *G* und von da in das darüber befindliche Rad *HK*, das auf der stehenden Welle *LM* festsetzt. Die Reaction des durch drei Radmündungen aus-

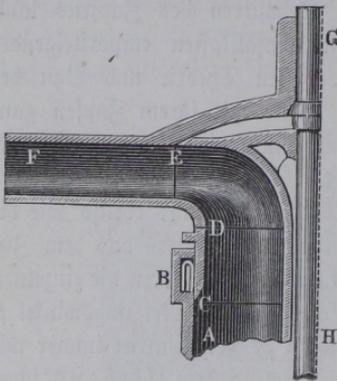
strömenden Wassers treibt das Rad mit der Welle in umgekehrter Richtung um, und diese Bewegung wird durch die Zahnräder *L* und *N* zunächst auf eine horizontale Welle übertragen u. s. w. Das Rad, die Welle, die Einfallröhren u. s. w. sind von Gußeisen; die Pfanne des Zapfens *M* aber erhält ein Futter von Messing. Das Del zum Schmieren des Zapfens läuft durch ein bis über den Wasserspiegel im Einfallkasten emporsteigendes Rohr *O* zu. Nach Redtenbacher (s. dessen Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren) kann man die Welle mit ihrem Zapfen ganz vom Wasser absperrern, wenn man beide mit einem bis an die obere Deckplatte des Rades reichenden Gehäuse umgiebt.

Diese letztgedachten Whitelaw'schen Räder lassen sich, ebenso wie die Cadiat'schen, so ausführen, daß der Eintritt des Wassers aus dem Zuführungsröhre in das Rad ohne Stoß erfolgt, wenn man hierzu die einzelnen Schwungröhren wie in Fig. 292 unter dem geeigneten Neigungswinkel  $\beta$  gegen den Eintrittsumfang anschließt. Dagegen ist der Eintritt immer mit einem gewissen Stoßverluste verbunden, wenn, wie bei dem Althans'schen Rade, Fig. 291, die Schwungröhren radial von dem Einführungsröhre ausgehen. Dieser Verlust ist indessen bei dem letztgedachten Rade wegen der kleinen Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in der Mitte zugeführt wird, und bei der ebenfalls geringen Umdrehungsgeschwindigkeit daselbst nur klein. Dagegen gilt für alle diese Räder die für die Cadiat'schen schon gemachte Bemerkung, daß eine normale, d. h. eine radiale Abfuhr des Wassers nicht erreichbar ist, wie die weiter unten folgende Theorie ergeben wird.

Bei den schottischen Turbinen pflegt die Austrittsöffnung des Rades immer viel kleiner zu sein, als die Eintrittsöffnung, so daß demnach die relative Austrittsgeschwindigkeit beträchtlich größer werden muß, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Dies zu erzielen, wird das Wasser immer eine erhebliche Pressung beim Eintritte haben, und hieraus erkennt man die Nothwendigkeit, einen möglichst dichten Abschluß des Spaltes oder Spielraumes zwischen dem festen Zuführungsröhre und dem schnell rotirenden Radteller herzustellen. Bei einem weniger dichten Abschlusse fließt nämlich in Folge der starken Pressung durch den Zwischenraum sehr viel Wasser ungenützt aus, eine Bemerkung, die übrigens für alle Reactionsturbinen ohne Ausnahme gilt, indem bei denselben der Spalt einen um so größeren Wasserverlust veranlaßt, je größer der Ueberdruck daselbst ist. Diesen dichten Schluß zu erzielen, ohne damit eine zu beträchtliche Stopfbüchsenreibung herbeizuführen, bildet eine Hauptschwierigkeit, welche der größeren Verbreitung der schottischen Turbinen im Wege gestanden hat. Denn wenn auch, wie schon bemerkt, die Ausnutzung der Wasserkraft wegen des fehlenden Leitschaufelapparates hier eine mangelhafte genannt werden muß, so spricht doch die

einfache Einrichtung und leichte Ausführbarkeit des Rades sehr für dessen Anwendung in allen solchen Fällen, wo bei sehr bedeutenden Gefällen und geringen Wassermengen die wohlfeile Er-

Fig. 294.

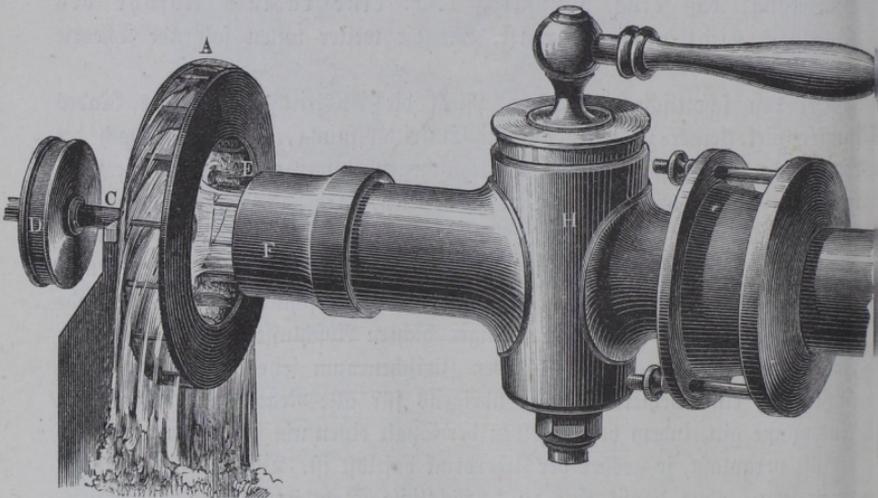


stellung eines Motors in erster Linie maßgebend ist, selbst auf die Gefahr eines geringeren Wirkungsgrades hin.

Anmerkung. Redtenbacher bewirkt den wasserdichten Abschluß zwischen dem Zuflußreservoir *AB*, Fig. 294, und dem Rade *DEF* durch einen beweglichen Messingring *CD*, der vom Wasser durch seinen Druck so stark an die untere Ringfläche *D* des Rades angeedrückt wird, daß das Wasser an dieser Stelle nicht durchdringen kann. Die Berührungsflächen bei *D* sind natürlich ganz eben abzuschleifen. Der Ring selbst ist durch einen mit Metall gesteihten Lederstulp *B* gedichtet.

Für sehr hohe Gefälle und geringe Wassermengen hat man wohl auch in neuerer Zeit Turbinchen ohne Leitschaufeln in Anwendung gebracht, denen das Wasser in der Mitte als ein freier Strahl, also ohne Ueberdruck zuge-

Fig. 295.



führt wird, wie Fig. 295 erkennen läßt. Das Wasser wirkt hier nur vermöge seiner Geschwindigkeit, also ohne Reaction, und man wird, um den Stoß beim Eintritte möglichst aufzuheben, nicht nur die Schaufeln unter dem bestimmten Winkel  $\beta$  gegen den Umfang zu neigen haben, sondern auch gut

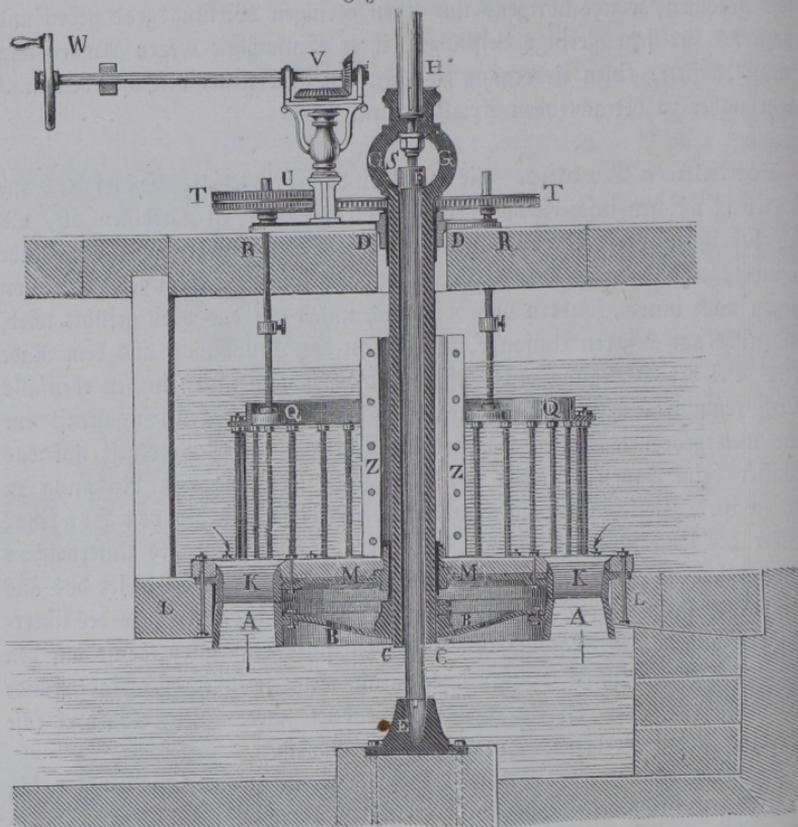
thun, dem Radteller anstatt einer ebenen Scheibenform diejenige eines conoidischen Körpers zu geben, ähnlich wie diese Form etwa bei den Schwarzkopff'schen Kreiselpumpen gewählt ist (s. Thl. III, 2). Alsdann bilden diese Rädchen, welche übrigens nur einen geringen Wirkungsgrad geben und höchstens für sehr geringe Leistungen ihrer Einfachheit wegen Anwendung finden dürften, einen Uebergang zwischen den Radialturbinen und den nunmehr näher zu betrachtenden Axialturbinen.

**Fontaine's Turbine.** Die Turbinen von Fontaine, Henschel und Jonval weichen insofern von den Fourneyron'schen Turbinen ab, als sich bei ihnen der Leitschaufelapparat nicht neben, sondern über dem Rade befindet, und dadurch das Wasser nicht von innen nach außen oder von außen nach innen, sondern von oben nach unten auf das Rad geführt wird, und nicht am äußeren Umfange, sondern an der Grundfläche aus dem Rade tritt. Bei der Bewegung des Wassers von oben nach unten in den ebenfalls durch krumme Schaufeln gebildeten Canälen spielt die Centrifugalkraft nur eine untergeordnete Rolle, wogegen die Wirkung der Schwerkraft auf das Wasser beim Fallen desselben durch die Höhe des Rades in Rechnung zu stellen ist. Zwischen der Turbine von Fontaine und der von Henschel findet der Unterschied statt, daß bei jener die Oberfläche des Unterwassers unmittelbar unter oder über dem Rade steht, daß dagegen bei dieser das aus dem Rade strömende Wasser eine Wassersäule über der Oberfläche des Unterwassers bildet, die in Folge des atmosphärischen Luftdruckes ebenso auf den Gang des Rades ihren Einfluß ausübt, als wenn sie über dem Rade stünde und auch wohl als Sauggefälle bezeichnet wird. Die Jonval'sche Turbine ist eine verbesserte Henschel'sche Turbine.

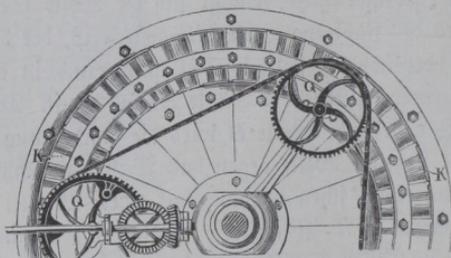
Die Einrichtung einer Fontaine'schen Turbine ist aus Fig. 296 (I. u. II., a. f. S.), welche dieselbe in einem verticalen Durchschnitte und im Grundrisse vorstellt, zu ersehen. *AA* ist das Rad, *BB* der Radteller, welcher statt der Radarme das Rad mit der hohlen Welle *CCDD* fest verbindet. Damit der Zapfen nicht unter Wasser gehe, endigt sich die Welle *CD* in einem Auge *GG*, durch welches der stählerne Stift *FS* gesteckt ist, der durch die Schraubenmutter *S* tiefer oder höher gestellt werden kann, und in einer stählernen Pfanne im Kopfe *F* einer feststehenden Säule *EF* umläuft. Durch eine über dem Auge *G* eingesezte stehende Welle *H* wird die Umdrehung des Rades fortgepflanzt. Um die stehende Welle gegen das Wasser zu schützen, wird sie, wie bei einer Fourneyron'schen Turbine, mit einem Mantel *ZZ* umgeben. Der Leitschaufelapparat *KK* ist auf die Balken *L*, *L* aufgeschraubt und mit ihm ist auch ein Teller *KMMK* verbunden, der ein cylindrisches Metallager *MM* enthält, durch das, in Gemeinschaft mit einem höher stehenden Lager *DD*, die Turbinewelle *CD* während ihrer Umdrehung

in sicherem Stande erhalten wird. Die Gestalt einer Leitschaukel *N* und einer Radschaukel *O* ist aus III. zu ersehen. Zum Reguliren des Auf-

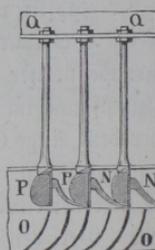
Fig. 296 I.



II.



III.

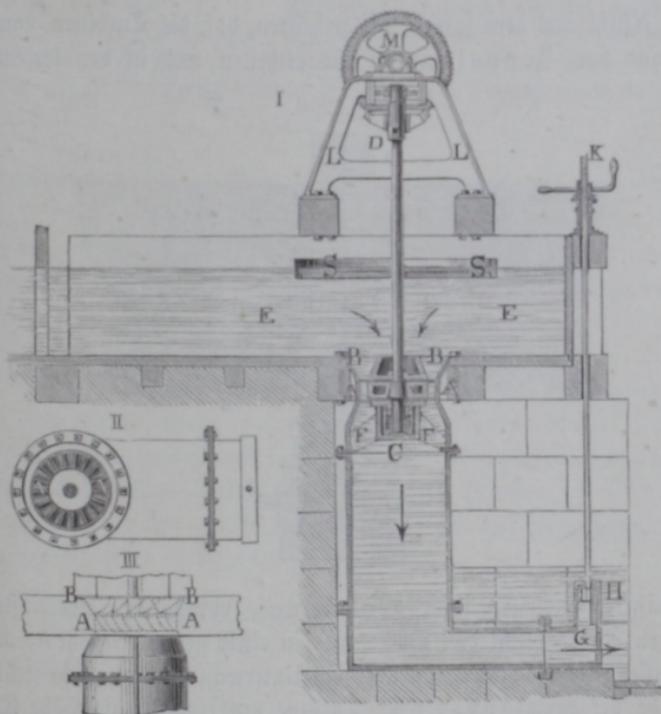


schlages dient ein Schützenapparat, welcher aus so vielen einzelnen Schützen *P, P...* besteht, als das Rad Leitschaukeln *N, N...* hat. Diese Schützen

sind mit abgerundeten Holzstücken bekleidet und laufen in Nuthen, welche in die cylindrischen Mäntel des Leitschaufelapparates eingelassen sind. Die Schützenstangen  $PQ, PQ\dots$  sind durch einen eisernen Ring  $QQ$  fest mit einander verbunden, der durch drei Zugstangen  $QR, QR\dots$  gehoben oder gesenkt werden kann. Zu diesem Zwecke werden die Enden  $R, R\dots$  dieser Stangen schraubenförmig zugeschnitten und Zahnräder  $T, T\dots$  aufgesetzt, deren Naben Schraubenmuttern bilden und deren Umfänge durch eine Kette ohne Ende mit einander verbunden sind. Wird nun mit Hilfe einer Kurbel  $W$  und vermittelt eines Räderwerkes  $UV$  das eine Rad  $T$  in Umdrehung gesetzt, so laufen die übrigen Räder gleichmäßig mit um, und es werden dadurch auch alle drei Zugstangen gleichmäßig angezogen oder niedergelassen. Hinsichtlich der sonst zum Reguliren der Turbinen angewendeten Mittel sei auf das weiter unten darüber Angegebene verwiesen.

Jonval's Turbine. Ansichten einer Jonval'schen Turbine sind §. 112. unter Fig. 297 enthalten. Man nennt diese Turbinen wohl auch doppelt-

Fig. 297.

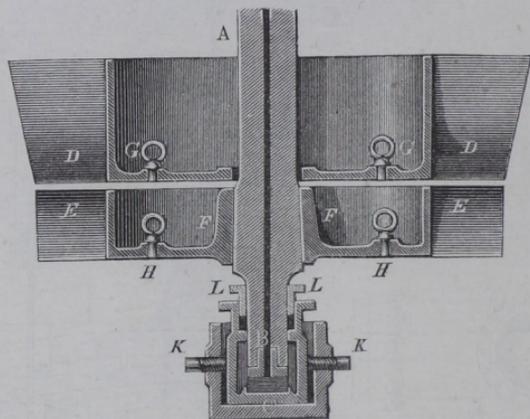


wirkende, weil bei ihnen das Wasser durch Druck und Zug (Saugen) zugleich wirkt.  $AA$  ist das ebenfalls durch einen Teller mit der

stehenden Welle *CD* verbundene Rad, *BB* der darüberstehende, in das Aufschlaggerinne *EE* conisch einmündende Leitschaukelapparat. Das Zapfenlager ruht in einem Gehäuse *C*, welches durch die Träger *FF* unterstützt und festgehalten wird. Die Lage der Leit- und Radschaukeln, sowie einen Theil des Aeußeren von der Röhre, in welcher das Rad eingeschlossen ist, führen II. und III. vor Augen. Um die Oberfläche des Oberwassers ruhig zu erhalten, wird ein hölzerner Schwimmer *SS* aufgelegt, und um den Gang des Rades zu reguliren, wird eine Schütze *G* in Anwendung gebracht, welche sich durch eine Kurbel und Schraube höher oder tiefer stellen läßt. Je nachdem die Schütze höher oder tiefer steht, fließt natürlich auch mehr oder weniger Betriebswasser in das Unterwasser *H* ab, kann also auch das Rad mehr oder weniger Arbeit verrichten. Der Ständer *LL* trägt das Lager für den oberen Zapfen der Welle *CD* und das Lager einer liegenden Welle, auf welche die Umdrehung des Rades mittelst eines conischen Räderwerkes *M* zunächst übertragen wird. Bei kleinen Rädern kann das Reservoir, in welchem das Rad eingeschlossen ist, aus gußeisernen Röhren zusammengesetzt werden, bei größeren Rädern hingegen pflegt man es aus Quadern aufzumauern.

Man ersieht aus dem soeben Mitgetheilten, daß die Turbinen von Fontaine und von Jonval in den Haupttheilen und in den wesentlichsten

Fig. 298.



Verhältnissen, sowie in ihrer Wirkungsweise vollkommen übereinstimmen. Bei beiden Rädern steht das Oberwasser in einer gewissen Höhe  $h_o$  über der Eintrittsstelle in das Rad; was aber das Unterwasser anlangt, so steht dessen Oberfläche bei der Jonval'schen Turbine um eine gewisse Höhe  $h_u$  unter dem Rade, während sie bei der Fontaine'schen Turbine bis zum Rade reicht, oder sogar über dem Rade steht. In Beziehung auf das Reguliren des

Ganges beider Turbinen muß noch bemerkt werden, daß die Fontaine'sche Turbine mit einer inneren, dagegen die Jonval'sche mit einer äußeren Schütze ausgerüstet, daß also insofern jene mit einer Journeuron'schen und diese mit einer Cadiat'schen Turbine zu vergleichen ist.

Die Henschel'schen oder Jonval'schen Turbinen sind in der neueren Zeit vielfach und mit sehr gutem Erfolge angewendet worden. Der verticale Durchschnitt eines einfachen Rades dieser Art ist in Fig. 298 abgebildet. Die Welle  $AB$  ist längs ihrer Aze durchbohrt, um den Berührungsflächen zwischen dem Zapfen  $B$  und der Spurplatte  $C$  Del zuführen zu können. Es ist  $DD$  der Leitschaukelapparat (das Leitrad) und  $EEFF$  das eigentliche Rad (Laufrad); die Bodenteller  $GG$  und  $HH$  sind mit Spunden  $G$  und  $H$  versehen, wodurch die Unreinigkeiten, wie Sand, Schmand u. s. w., von Zeit zu Zeit abgelassen werden können. Wie der Zapfen durch Schrauben  $KK$  centriert und durch eine Stopfbüchse vor dem Zutritt des Wassers geschützt werden kann, ist aus der Figur deutlich zu erkennen.

Anmerkung. Mit Recht rügt Herr Professor Rühlmann in der Zeitschrift des Hannoverschen Architekten- und Ingenieurvereins Bd. I, und zwar im „Beitrag zur Geschichte der horizontalen Wasserräder“, daß die sogenannte Jonval'sche oder Köchlin'sche Turbine keine Jonval'sche, sondern eine Erfindung des Herrn Oberberggrath Henschel in Cassel ist. Herr Henschel hat schon 1837 eine solche Turbine entworfen und 1841 in einer Steinschleiferei zu Holzminden aufgestellt. Herr Sectionsrath Rittinger nennt die Räder Rohrturbinen.

**Schraubenturbine.** Die Schraubenturbine kann man als eine §. 113. Henschel'sche oder Fontaine'sche Turbine auffassen, bei welcher die Leitschaukeln weggelassen und die Radschaukeln durch zwei bis vier sehr lange, rings um die Welle geführte Schraubensflächen gebildet sind. Den verticalen Durchschnitt einer solchen Turbine führt Fig. 299 (a. f. S.) vor Augen. Diese von Plataret erbaute Turbine arbeitet in einer Spinnerei zu St. Maur bei Paris. Das gußeiserne Rad  $A$  besteht im Wesentlichen aus zwei schraubenförmigen Schaukeln, welche auf einem über die Turbinenwelle  $CD$  wegzuschiebenden Rohre sitzen, und von denen jede eine volle Umwindung hat. Die Höhe dieses Rades ist 0,52 m, der äußere Durchmesser 1,04 m und der innere oder der der Hülse 0,25 m, folglich der Neigungswinkel der Schraubengänge gegen den Umfang außen durch

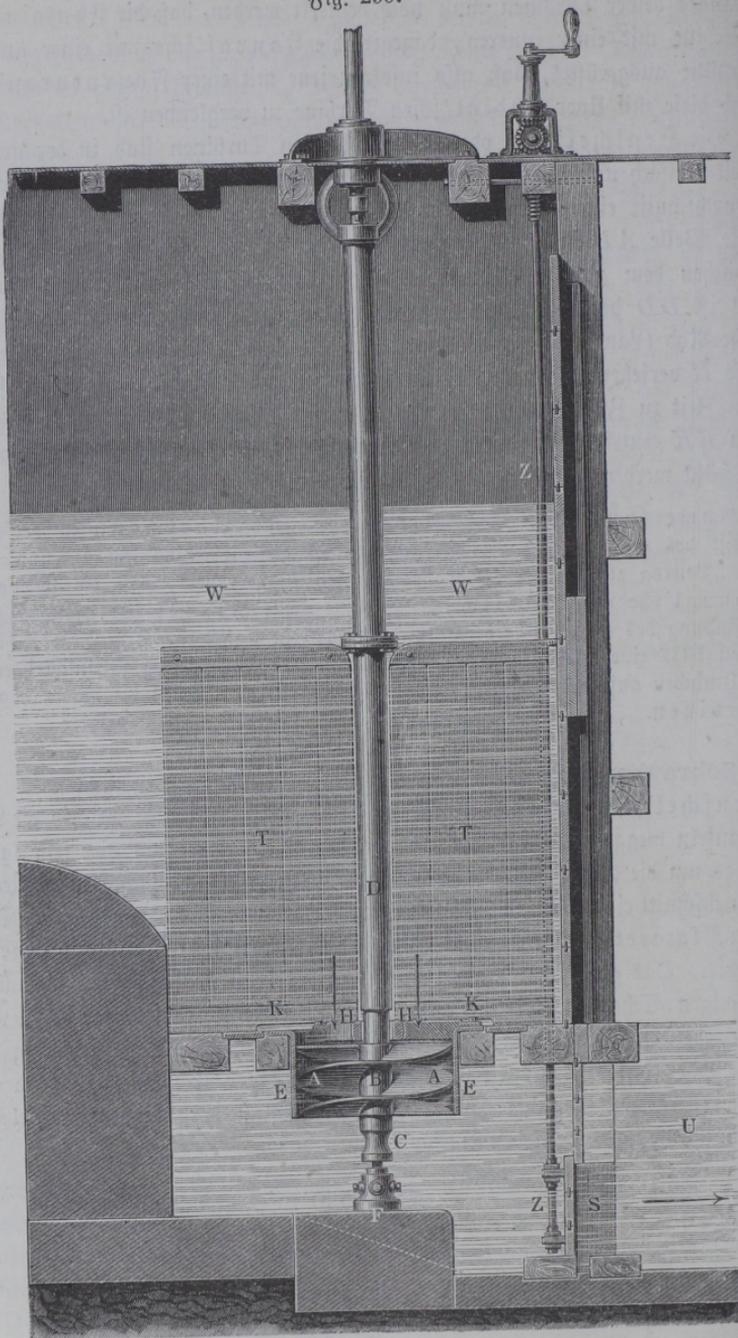
$$\operatorname{tg} \beta_a = \frac{0,52}{\pi \cdot 1,04} = 0,1590 \text{ zu } \beta_a = 9^\circ 2'$$

und innen durch

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{0,52}{\pi \cdot 0,25} = 0,6622 \text{ zu } \beta_i = 33^\circ 31'$$

gegeben.

Fig. 299.



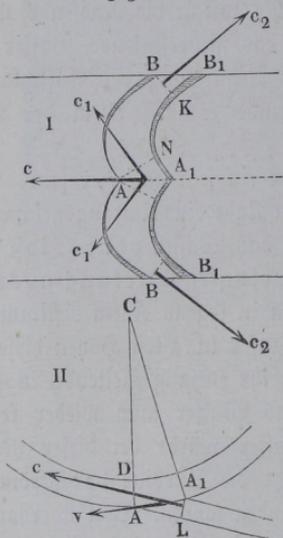
Der Querschnitt jedes der beiden Radcanäle berechnet sich nach Abzug der Eisenstärke auf 0,14 qm. Das Rad bewegt sich in einem gut ausgebohrten gußeisernen Mantel *EE* mit 1 mm Spielraum. Die Turbinenwelle *CD* ist, wie die der *Fontaine'schen* Turbine, Fig. 296, aufgehängt und dreht sich um eine cylindrische Säule, welche auf dem Ständer *F* ruht. Das Halslager *H* der Welle wird durch ein dreiarmliges Kreuz getragen. Durch die in die Radstube eingehängten Holzthüren *T*, welche die Radstube über dem Rade in zwei Abtheilungen theilen, wird das niedersinkende Wasser an einer wirbelnden Bewegung verhindert. Zur Regulirung des Aufschlages dient die durch die Zugstangen *Z* zu bewegende Schütze *S* in der Abflusgrinne.

Der Wirkungsgrad dieser Turbinen kann nur ein sehr geringer sein, wie die folgende Betrachtung lehrt. Wollte man dem Rade eine Umfangsgeschwindigkeit  $v = c \cotg \beta$  ertheilen, so würde zwar das Wasser ohne Stoß in das Rad eintreten, aber auch, ohne die geringste Wirkung auszuüben, durch das Rad hindurchströmen; denn da in irgend einem bestimmten Cylinderdurchschnitte die schraubensförmige Schaufel in allen Höhen dieselbe Neigung beibehält, so äußert sie auf das an ihr entlang gleitende Wasser keinen ablenkenden Einfluß aus, weswegen das Wasser auch wieder keine Arbeit an das Rad abgeben kann. Das Wasser würde bei dieser Radgeschwindigkeit ungehindert und daher ungenützt die Turbine durchströmen, ebenso als wenn die Schaufeln gar nicht vorhanden wären. Soll überhaupt ein Effect ausgeübt werden, so kann dies nur bei einem langsamern Gange des Rades in Folge des Stoßes geschehen, welcher dann beim Eintritt des Wassers auftritt. Mit dieser ersten Stoßwirkung hört aber dann auch jede fernere Einwirkung auf, wegen der Form der Schaufelflächen, welche, wie erwähnt, eine Ablenkung des Wassers nicht veranlassen. Die Wirkung dieser auf den ersten Blick nicht ganz unvortheilhaft erscheinenden Turbine ist daher die eines recht unzweckmäßigen Stoßrades.

**Schiele's und Thomson's Turbinen.** Zwei eigenthümliche, in §. 114. neuerer Zeit bekannt gewordene Turbinen mögen hier noch angeführt werden, diejenigen nämlich von Schiele und von Thomson, von welchen die letztere als äußere Radialturbine aufzufassen ist, während die Turbine von Schiele gewissermaßen als eine Verbindung zweier Axialturbinen angesehen werden kann, denen das Wasser in der Mitte der Radhöhe zugeführt wird, um in der Avenrichtung nach beiden Seiten hin das Rad zu durchströmen. Eigenthümlich ist beiden Turbinen die Zuführung des Wassers am äußeren Umfange durch ein spiralförmiges Gehäuse, welches das Wasser bei der Thomson'schen Turbine direct, bei derjenigen von Schiele durch einen äußeren Peitschaufelapparat dem Rade zuführt.

Von der Wirkungsweise des Wassers in der Turbine von Schiele erhält man durch Fig. 300 eine Anschauung. Wenn ein Wasserstrahl in  $A$  nahezu tangential gegen den mittleren Umfang eines Cylinders trifft, welcher nach beiden Seiten hin mit Schaufeln  $BA, B_1A_1 \dots$  besetzt und durch ein Gehäuse von geeigneter Form umschlossen ist, so wird das mit der Ge-

Fig. 300.



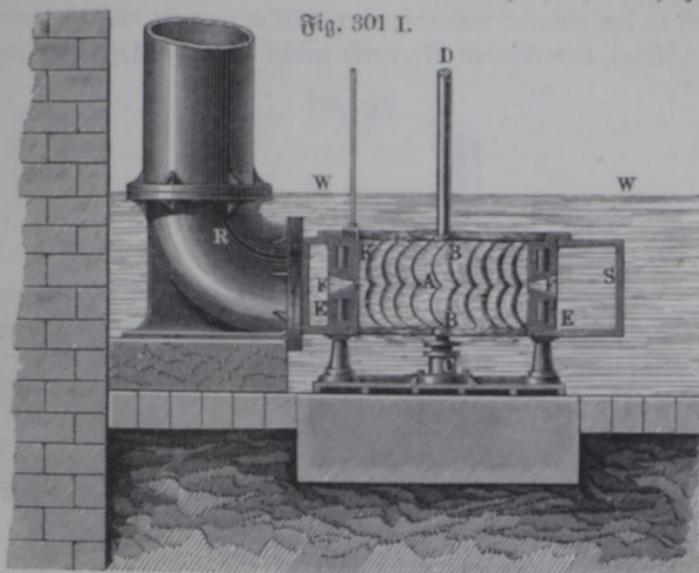
schwindigkeit  $c$  in  $A$  ankommende Wasser nach beiden Seiten mit den Geschwindigkeitscomponenten  $c_1$  entlang den Schaufeln hinströmen, um bei  $B$  an den Stirnflächen des Cylinders zum Ausflusse zu gelangen. Der hierbei gegen die Schaufeln  $AB$  ausgeübte Druck veranlaßt daher die Umdrehung der Radae.

In den Figg. 301 I und II sind der verticale und der horizontale Durchschnitt einer Schiele'schen Turbine abgebildet. Das eigentliche Rad  $BAB$  sitzt auf der Welle  $CD$  und ist von einem Gehäuse  $EE$  umgeben, dessen Mitte den kreisförmigen und mit Leitschaufeln versehenen Zutrittskanal  $FF$  enthält. Dieses Gehäuse ist wieder von einem spiralförmigen Einlaufe  $SS$  umgeben, welcher sich unmittelbar an die Ein-

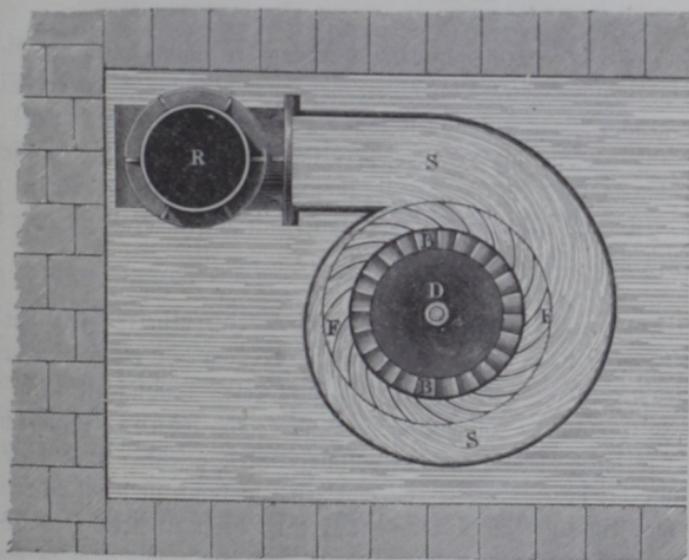
fallröhre, durch welche das Aufschlagwasser zugeführt wird, anschließt. Das letztere wird durch die Zuleitungscanäle  $F, F \dots$  in die Mitte  $A$  des Rades geführt, läuft von da in zwei Strömen längs der Schaufeln  $AB, AB$  hin, und kommt an den beiden Grundflächen des Rades zum Ausfluß unter dem Wasser  $WW$ . Um den Zufluß des Aufschlages zu reguliren, sind noch Schieber wie  $K$  an den Ausmündungen der Einläufe angebracht, wodurch sich dieselben verschließen lassen. Da das Wasser in entgegengesetzten Richtungen an den Radcanälen hinläuft, so übt es keinen Axendruck auf das Rad aus, und da ohnedies das Rad hohl gegossen wird, daß es beinahe im Wasser schwimmt, so fällt bei diesen Rädern die Zapfenwirkung außerordentlich klein aus. Man läßt diese Turbinen auch durch Saugröhren wirken, auch läßt man sie wohl an eine horizontale Axe laufen. *S. Dingler's Journal Bd. 164, 1862.*

Während bei den Reactionsturbinen von Fourneyron, Fontaine, Francis u. s. w. das Aufschlagwasser so langsam zufließt, daß man die lebendige Kraft desselben ganz außer Acht lassen kann, wird das Wasser bei dem Case-Water-Wheel von Thomson mit einer Geschwindigkeit zugeführt, welche der Umdrehungsgeschwindigkeit desselben ganz oder nahe gleichkommt.

Ein solches Rad ist, zum Theil aufgedeckt, in Fig. 302 (a. f. S.) monodimetrisch abgebildet. Das Rad *AA* besteht aus radialen Schaufeln, welche zwischen



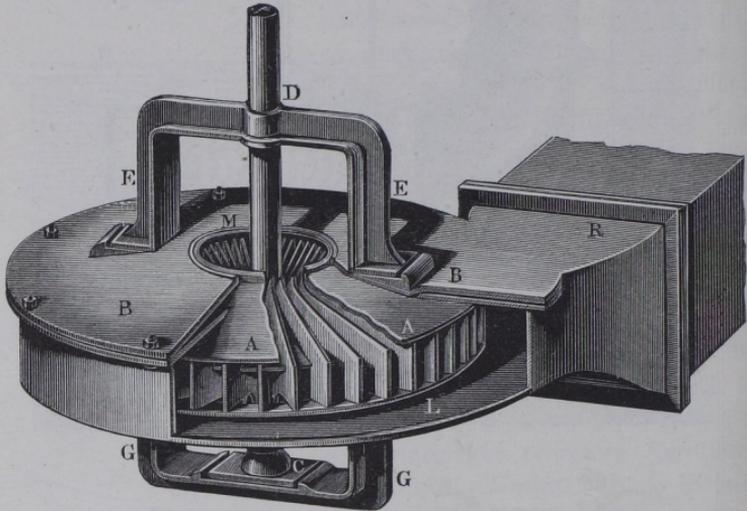
II.



conischen Kränzen sitzen und von außen nach innen an Höhe zunehmen. Die Welle *CD* ruht in einem Gestelle *EEGG*, welches mit einem Gehäuse *BB*

fest verbunden ist, wodurch das ganze Rad umgeben wird. Dieses Gehäuse schließt sich ziemlich wasserdicht an die inneren Radmündungen *M, M* an, während es den äußeren Radumfang excentrisch umgiebt und an einer Seite mit der Röhre *R* verbunden ist, durch welche das Aufschlagwasser zugeführt

Fig. 302.



wird. In Folge der excentrischen Umschließung des Rades durch das Gehäuse entsteht ein ringförmiger Canal *L*, welcher an der Einmündung der Einfallröhre die größte Weite hat und sich mit allmähig abnehmender Weite rings um das Rad herumzieht. In diesem Canale bewegt sich das Wasser mit einer Geschwindigkeit, welche die Umfangsgeschwindigkeit des Rades wenig übertrifft. Die Wirkungsweise des Wassers in diesem Rade ist wie die in den äußeren Radialturbinen zu beurtheilen.

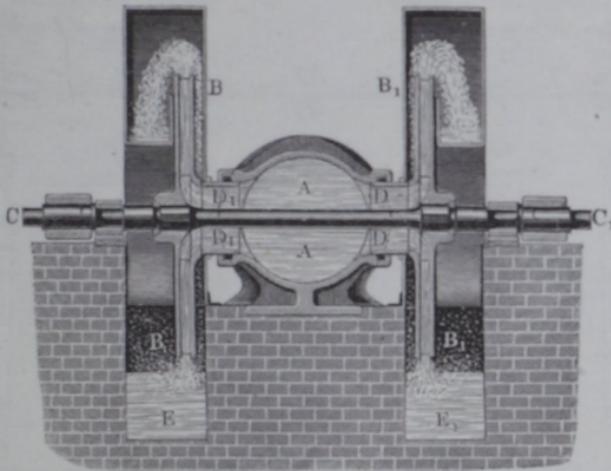
§. 115. Turbinen mit horizontaler Axe. In neuerer Zeit hat man auch angefangen, verticale Wasserräder nach den Principien der Reactionsturbinen zu erbauen, jedoch ist über deren Nützlichkeit noch wenig Bestimmtes bekannt. Namentlich hat man die Fonval'schen und die Whitelaw'schen Räder auf horizontale Wellen gesetzt. Daß diese Aufstellung nur bei hohem Gefälle von Vortheil sein kann, ist leicht zu ermessen, da nur hier ein unvermeidlicher Gefällverlust beim Austritte des Wassers aus dem Rade zu übersehen ist. Jedenfalls hat ein solches Rad vor den Turbinen den Vorzug, daß es leichter, sicherer und gegen den Zutritt des Wassers geschützter gelagert werden kann, als eine gewöhnliche Turbine. Nach Fonval und Redtenbacher kann man mit Vortheil zwei Räder

einander gegenüber auf eine und dieselbe horizontale Welle setzen, weil dadurch jeder Wasserdruck in der Richtung der Radaxe aufgehoben wird, ohne auf die Zapfen zu wirken.

Die Einrichtung einer verticalen Doppelturbine mit gesonderten Schwungröhren nach Kettebacher führt Fig. 303 vor Augen.  $AA$  ist die zur Seite einmündende Einfallröhre,  $BB$  das eine und  $B_1B_1$  das andere Rad,  $CC_1$  die horizontale Radwelle, ferner sind  $DD$  und  $D_1D_1$  die Liderungsringe, endlich sind  $E$  und  $E_1$  die Abzugsgräben. Man kann sich leicht denken, wie auf gleiche Weise eine Combes'sche oder Fourneyron'sche Turbine aufzustellen ist. Dieselbe bekommt noch einen Leitschaukelapparat vor jedem Rade und fällt natürlich unter denselben Verhältnissen viel kleiner aus.

Nach demselben Principe kann man auch eine Verbindung von zwei Jonval'schen Turbinen mit gemeinschaftlicher horizontaler Welle herstellen.

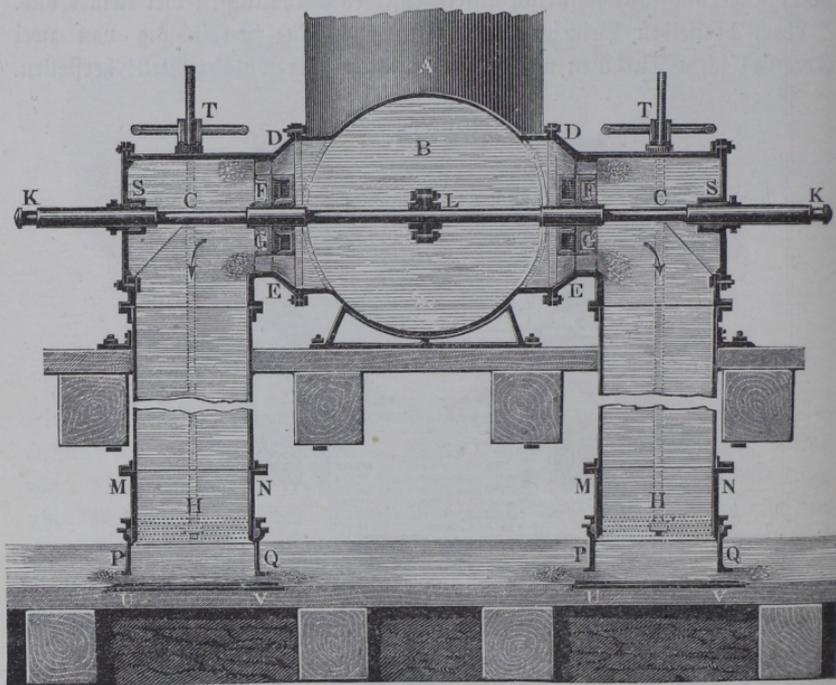
Fig. 303.



Beide einander gegenüberstehende Räder werden aus einem gemeinschaftlichen Reservoir gespeist, führen aber das Wasser in getrennten Abfallröhren nach unten ab. Ein ähnlich construirtes Wasserrad betreibt bei 9,5 m Gefälle mit 180 cbm Aufschlag pro Minute eine Baumwollenspinnerei zu West-Springfield im Staate Massachusetts; es hat 1 m Durchmesser und macht im normalen Gange 220 Umdrehungen pro Minute, wobei es einen Wirkungsgrad von 0,65 giebt. Nach dem „American Franklin-Journal“ sollen in dem genannten Staate mehrere solcher Turbinen von 15 bis 140 Pferdekraften bei Gefällen von 3 bis 8 m zum Betriebe an Spinnereien, Papiermühlen, Walzwerken u. s. w. mit Vortheil arbeiten (s. auch das polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850, Lieferung 9, oder the Civil Eng. and Arch. Journ. 1850, Febr., Seite 68).

Ähnliche Doppelturbinen sind von Herrn Koschkoff, Oberstlieutenant im Kaiserl. Russ. Bergingenieurcorps zu Katharinenburg, construirt worden. Den verticalen Längendurchschnitt einer solchen Turbine zeigt Fig. 304. Die Einfallröhre *A* mündet in das liegende Reservoir *B* ein, an dieses schließen sich zu beiden Seiten die Turbinengehäuse *DES*, *DES* an, und letztere endigen sich in den verticalen Saugröhren *HUV*, *HUV*. Das den Turbinengehäusen durch die Einfallröhre zugeleitete Aufschlagwasser wird mittelst der Leitschaukelapparate *DE*, *DE* auf die Räder *FG*, *FG* geführt und fließt nach vollbrachter Wirkung durch die Saugröhren ab in das

Fig. 304.

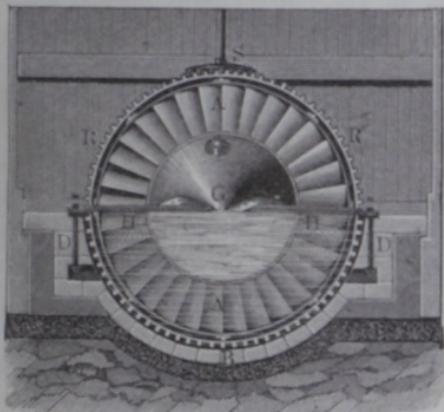


Unterwasser. Zum Reguliren dieses Abflusses dient der mittelst eines Schraubenrades *T* und durch Zugstangen zu hebende oder zu senkende Schützenring *PQ*. Die Turbinenwelle *KLK*, welche die Räder *FG*, *FG* trägt, tritt mittelst der Stopfbüchsen *S*, *S* aus den Turbinengehäusen heraus, nimmt außen die Vorgelegsräder auf und ruht in deren Nähe auf festen Lagern. Uebrigens möchte es zweckmäßig sein, diese Welle auch auf ein Lager innerhalb des Reservoirs zu legen. Diese Turbine hat vor den anderen Turbinen mit horizontaler Aze den großen Vorzug, daß sie das Gefälle an

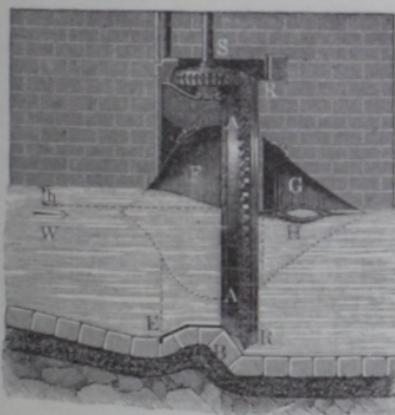
allen Punkten der Radumfang gleichmäßig benutzt (s. den „Civilingenieur“, Bd. III, 1857).

**Das Schraubenrad.** Von der Schraubenturbine ist das Schraubenrad wesentlich verschieden. Dieses Rad ist im Wesentlichen eine Burdin'sche Turbine mit horizontaler Ase, ohne Leitschaufeln und mit theilweiser

Fig. 305 I.



II.



Beauffschlagung (s. §. 100). Es unterscheidet sich dasselbe jedoch insofern noch von den Burdin'schen Turbinen, als ihm Wasser durch den Aufschlagcanal, und zwar in der Richtung seiner Ase, unmittelbar zugeführt wird. Die Einrichtung eines solchen Schraubenrades ist aus Fig. 305 I u. II zu ersehen. Es stellt hier I die hintere Ansicht und II den verticalen Längendurchschnitt der ganzen Maschine vor.

Das eigentliche Rad *AA* ist, wie das einer gewöhnlichen Fontaine'schen Turbine mit schraubenförmigen Schaufeln construirt; es hängt dasselbe in einem steinernen Einbau *DBD*, von welchem es längs der unteren Hälfte seines Umfanges concentrisch umgeben wird. Um das Aufschlagwasser *W* dem Rade in der erforderlichen Richtung zuzuführen, wird nicht allein das Gerinne vor dem Einbau von einem nach dem Rade sich allmähig zusammen-

ziehenden Blechmantel *E* umgeben, sondern auch noch ein birnförmiger Blechmantel *F* eingesetzt, welcher mit seiner Basis gegen den inneren ungeschaukelten Theil des Rades und mit seiner Spitze dem Wasserströme entgegengerichtet ist. Damit ferner das Wasser nach seiner Wirkung im Rade, ohne einen Wirbel zu bilden, in das Unterwasser ausfließen könne, ist auch hinter dem Rade ein kegelförmiger Blechmantel *G* angebracht. Beide

Mäntel  $F$  und  $G$  stehen durch Querarme  $H$ ,  $H$  mit lensenförmigen Querschnitten mit den Seitenmauern  $D$ ,  $D$  des Gerinnes in fester Verbindung, und dienen zugleich der horizontalen Welle des Rades zur Lagerung. Damit der Austrittswinkel  $\delta$  des Wassers möglichst herabgezogen werden könne, haben die Radcanäle eine von vorn nach hinten allmählig zunehmende Weite, und folglich die beiden Radkränze eine entsprechend conische Gestalt erhalten. Zur Fortpflanzung der Umdrehungskraft dient das conische Zahnrad  $RR$ , welches den äußeren Radkranz nahe an der hinteren Seite umgiebt und in das Getriebe  $S$  einer stehenden Transmissionswelle eingreift. Wie leicht zu ermesen ist, eignet sich ein solches Schraubenrad besonders zur Zugutmachung einer Wasserkraft mit kleinem Gefälle und großem Aufschlagquantum.

Da hier beim Austritt des Wassers aus dem Rade ein Ausfluß unter Wasser statt hat, so ist hierbei die wirksame Druck- oder Geschwindigkeitshöhe für alle durch das Rad strömenden Wassertheile eine und dieselbe, nämlich das Gefälle oder der Abstand  $h$  zwischen dem Ober- und Unterwasserpiegel, und folglich auch die Wirkung des Wassers an allen Stellen des Rades eine und dieselbe.

Da die Tiefe des Wassers auf die Wirkungsweise des Wassers im Rade keinen Einfluß hat, so kann dieses Rad bei einem höheren Wasserstande eben so gut arbeiten als bei einem niedrigeren, und es läßt sich folglich dasselbe statt der gewöhnlichen unterschlächtigen Räder dann sehr gut verwenden, wenn der Wasserstand im Gerinne ein sehr variabler ist.

Ein solches Wasserrad hat Herr Girard zum Betriebe einer Chocoladenfabrik zu Noisiel (sur Marne) construirt, und zwar für ein mittleres Gefälle von 0,5 m und einen Aufschlag von circa 3 cbm pro Secunde (siehe die Schrift „Nouveau Récepteur hydraulique, dit Roue Hélice à axe horizontal, ou Turbine sans directrices, par Girard“, Paris 1855).

§. 117. Theorie der Axialturbinen. Um die Wirkung des Wassers in den Turbinen durch Rechnung zu verfolgen, sei zunächst eine Axialturbine vorausgesetzt, deren Rad die Höhe  $h_r$ , Fig. 306, habe und mit der Austrittsfläche um die Höhe  $h_u$  der Unterwasserfäule über dem Wasserpiegel  $U$  im Abzugsgraben aufgestellt sein soll, während die Höhe zwischen der Radeintrittsöffnung  $A$  und dem Oberwasserpiegel  $O$  durch  $h_o$  gegeben sei. Man hat daher für das ganze Gefälle  $h$  der Turbine die Gleichung

$$h = h_o + h_r + h_u \dots \dots \dots (15)$$

Wenn die Turbine ganz oder theilweise unter das Unterwasser getaucht ist, wie in Fig. 296 bei der Fontaine'schen Anordnung, so ist  $h_u$  negativ in Rechnung zu stellen, dann ist also

$$h = h_o + h_r - h_u \dots \dots \dots (15^a)$$

und wenn die Turbine ganz frei über dem Wasser ausgießt, so geht die Höhe  $h_u$  ganz verloren und als das zur Verwendung kommende Gefälle hat man

$$h = h_o + h_r . . . . . (15^b)$$

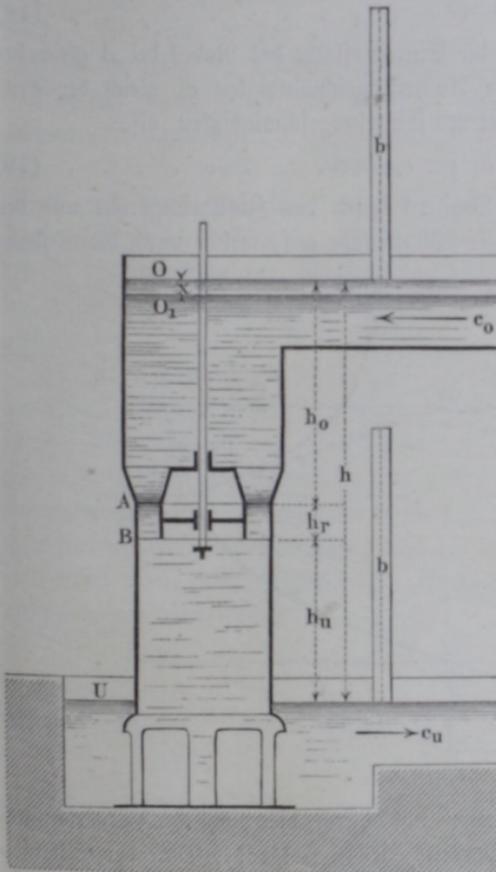
anzusehen.

Es möge ferner das Rad aus zwei concentrischen Cylindermänteln von den Halbmessern  $r_i$  innen und  $r_a$  außen gebildet werden, und für die folgende

Fig. 306.

Betrachtung der mittlere cylindrische Durchschnitt vom Halbmesser

$$r_m = \frac{r_i + r_a}{2}$$



zu Grunde gelegt werden.

Diesen Cylindermantel ebensowohl wie den zugehörigen des Leitrades denkt man sich auf eine Ebene abgewickelt, und es seien  $LA$  und  $AE$ , Fig. 307 (a. f. S.), die solchergestalt erhaltenen Durchschnitte mit einer Leit- und bezw. mit einer Rad-schaukel, welche beide vor der Hand als von unendlich geringer Dicke gedacht werden mögen. Die oben vertical beginnende Leitschaukel führt das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit unter dem Winkel  $\alpha = BAA_1$  gegen die Radfläche dem Rade zu, und es möge mit  $c_o$  diese absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $BA$

bezeichnet sein. Ferner soll  $\beta = DAA_1$  den Neigungswinkel des ersten Rad-schaukelelementes gegen die Eintrittsöffnung vorstellen, während  $\delta = FEE_1$  dieselbe Bedeutung für das letzte Schaukelelement hat. Die Radgeschwindigkeit, welche hier im Eintritts- und Austrittsumfange von gleicher Größe ist, sei  $v$ , und mit  $w$  sollen die relativen Geschwindigkeiten des Wassers entlang der Schaukel bezeichnet werden, so zwar, daß  $w_o$  die relative Eintritts-

geschwindigkeit  $DA$  in  $A$  und  $w_a$  die relative Austrittsgeschwindigkeit  $EF$  in  $E$  bezeichnet. Wenn den in §. 102 für alle Turbinen entwickelten Grundbedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügt sein soll, so hat man die Beziehungen

$$c_e = v \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = w_e \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (16)$$

$$w_e = v \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots (17)$$

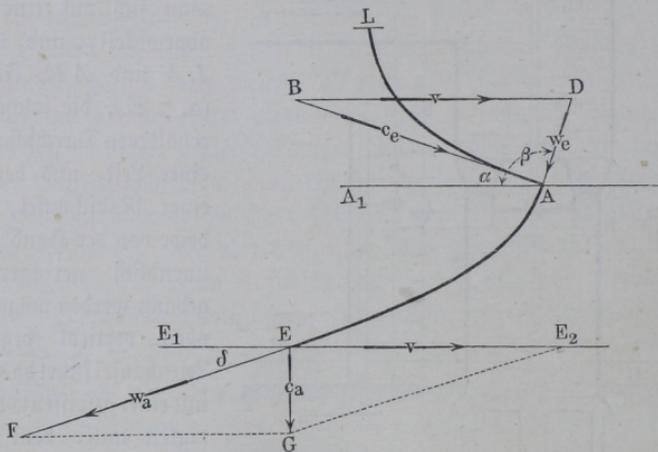
$$w_a^2 = c_a^2 + v^2 \dots \dots \dots (18)$$

Ferner hat man noch, da die Eintrittsfläche des Rades bei  $A$  gleich der Austrittsfläche bei  $E$  ist, die Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  gleich der axial gerichteten Componente  $c_e \sin \alpha$  der Eintrittsgeschwindigkeit, also

$$c_a = c_e \sin \alpha \dots \dots \dots (19)$$

Bei dem Durchgange des Wassers durch das Zuführungsrohr und den Leiterschäufelapparat treten gewisse Widerstände auf, welche durch die Reibung

Fig. 307.



des Wassers an den Wandungen und durch die plötzlichen Querschnittsveränderungen hervorgerufen worden, die in Folge der Dicke der Schaufelbleche nicht zu vermeiden sind. Diese Widerstände, welche weiter unten näher ins Auge gefaßt werden sollen, vernichten einen gewissen Theil der Gefällhöhe und es möge der Verlust an Gefälle, welchen das Wasser auf seinem Wege vom Oberwasserspiegel bis nach seinem Austritte aus dem Leitapparat erleidet, mit  $z_o$  bezeichnet sein. In gleicher Weise bedeute  $z_r$  die Verlusthöhe, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht, und endlich soll  $z_u$  die in dem Abführungsrohre des Wassers von der Aus-

trittsöffnung des Rades bis zum Unterwasser auftretende Verlusthöhe bezeichnen. Im Ganzen wird daher durch diese schädlichen Widerstände ein Betrag an Gefällhöhe

$$z = z_o + z_r + z_u \dots \dots \dots (20)$$

der Wirkung des Wassers entzogen, so daß als die wirksame Gefällhöhe nur der Rest

$$h_{no} = h - z \dots \dots \dots (21)$$

verbleibt.

Von diesen Widerstandshöhen  $z_o$ ,  $z_r$  und  $z_u$  fällt  $z_u$  ganz weg, wenn die Turbine frei über Wasser arbeitet und  $z_u$  wird als gering zu vernachlässigen sein, wenn die Turbine in das Unterwasser getaucht ist.

Das dem Rade durch den Spalt zwischen Leit- und Laufrad mit der absoluten Geschwindigkeit  $c_o$  zusießende Wasser wird neben dieser Geschwindigkeit auch eine gewisse hydraulische Pressung besitzen, deren absoluter Werth (d. h. unter Berücksichtigung des atmosphärischen Druckes) durch eine Wassersäule von der Höhe  $h_{pe}$  ausgedrückt sein soll, und in gleicher Weise bedeute  $h_{pa}$  die Höhe der Wassersäule, welche der hydraulischen Pressung des bei  $E$  mit der absoluten Geschwindigkeit  $c_a$  austretenden Wassers zugehört.

Um diese hydraulischen Pressungen zu bestimmen, kann man Folgendes bemerken. Wenn, wie hier vorausgesetzt worden, die Gefällhöhen  $h_o$  und  $h_u$  in Fig. 306 während des Stillstandes der Turbine gemessen wurden, für welchen Fall die Wasserspiegel  $O$  und  $U$  in Ruhe befindlich als horizontale Ebenen angenommen werden dürfen, so wird beim Ingangsetzen der Turbine der obere Wasserspiegel sich um eine gewisse Höhe  $OO_1 = x$  senken, wie solche zur Erzeugung der Zuflußgeschwindigkeit  $c_o$  im Obergraben nöthig ist und daher durch

$$x = \frac{c_o^2}{2g}$$

sich ausdrückt. Die über  $A$  stehende Wassersäule beträgt daher nur noch

$$O_1A = h_o - x.$$

Die gesammte hydrostatische Druckhöhe in  $A$  ist daher durch

$$b + h_o - x = 10,34 + h_o - \frac{c_o^2}{2g}$$

gegeben, unter  $b = 10,34$  m die Wasserbarometerhöhe verstanden. Da nun die hydraulische Druckhöhe (s. Thl. I) an irgend einer Stelle wie  $A$  gleich der hydrostatischen Druckhöhe daselbst, vermindert um die Differenz der Geschwindigkeitshöhen an dieser ( $A$ ) und an der Zuflußstelle ( $O_1$ ) ist, so hat man unter Berücksichtigung der durch die Reibung vernichteten Druckhöhe  $z_o$  die gesuchte Pressungshöhe:

$$h_{pe} = b + h_o - x - \frac{c_e^2 - c_o^2}{2g} - z_o = b + h_o - z_o - \frac{c_e^2}{2g} \quad (22)$$

also unabhängig von der Zuflußgeschwindigkeit des Wassers im Obergraben.

Ebenso wird bei der Inbetriebsetzung der Turbine das Wasser im Untergraben  $U$  eine gewisse Geschwindigkeit  $c_u$  annehmen, und da für die freie Wasseroberfläche daselbst die hydraulische Pressung einfach gleich der atmosphärischen, der hydrostatische Druck aber gleich  $h_u + h_{pa}$  ist, so findet man nach dem oben angegebenen Gesetze über die hydraulischen Pressungen und unter Berücksichtigung des Reibungsverlustes  $z_u$  aus

$$b = h_u + h_{pa} - \frac{c_u^2 - c_a^2}{2g} - z_u,$$

die gesuchte Pressungshöhe gegen die Austrittsfläche des Rades:

$$h_{pa} = b - h_u + z_u + \frac{c_u^2 - c_a^2}{2g} \quad \dots \quad (23)$$

Nimmt man die Abflußgeschwindigkeit des Wassers im Untergraben  $c_u$  gleich der Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  aus dem Rade an, so wird einfacher

$$h_{pa} = b - h_u + z_u \quad \dots \quad (23^a)$$

Diese der Wirklichkeit meist entsprechende Annahme soll im Folgenden immer gemacht werden\*).

Nunmehr kann man leicht die Gleichung aufstellen, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht. Das mit der relativen Geschwindigkeit  $w_e = DA$  seinen Weg durch das Rad beginnende Wasser hat beim Verlassen des Rades die relative Geschwindigkeit  $w_a = EF$  erlangt. Die hierzu erforderliche Beschleunigung muß (vergl. §. 104) durch die während dieser Bewegung auf das Wasser gewirkt habenden Kräfte erzeugt sein. Als eine solche Kraft ist hier zunächst die Schwerkraft anzusehen, welche auf das Wasser während seines Fallens durch die Radhöhe  $h_r$  wirkt, also für jedes Kilogramm Wasser die Arbeit  $h_r$  Meterkilogramm leistet. Dagegen hat man die Nebenhindernisse des Wassers im Rade entsprechend einer Widerstandshöhe  $z_r$  in Abzug zu bringen, so daß als wirkender Ueberschuß der Schwerkraft nur die Höhe  $h_r - z_r$  verbleibt. Wenn, wie es im Allgemeinen der Fall sein wird, dieses Gefälle oder diese Arbeit  $h_r - z_r$  nicht ausreicht, um die Geschwindigkeit  $w_e$  auf diejenige  $w_a$  zu erhöhen, also den

\*) Im Obigen ist das Steigen des Unterwassers beim Inbetriebsetzen der Turbine außer Acht gelassen; wollte man dasselbe berücksichtigen und gleich  $y$  setzen, so ginge die Gleichung (23<sup>a</sup>) über in

$$h_{pa} = b - h_u + z_u + y.$$

hierzu erforderlichen Betrag  $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$  nicht erreicht, so kann die Bewegung des Wassers nur dadurch erfolgen, daß die Pressung  $h_{pe}$  an der Eintrittsseite diejenige  $h_{pa}$  an der Austrittsmündung um einen solchen Betrag übersteigt, daß die Beziehung

$$h_{pe} - h_{pa} + h_r - z_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} \quad \dots \quad (24)$$

zutrifft, und diese Gleichung gilt allgemein für den Durchgang des Wassers durch das Rad bei Axialturbinen.

Setzt man hierin für  $h_{pe}$  und  $h_{pa}$  die in (22) und (23<sup>a</sup>) angegebenen Werthe ein, so erhält man unter Berücksichtigung von (15) und (20)

$$h - z - \frac{c_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g},$$

oder wenn man nach (21) für  $h - z$  das wirksame Gefälle  $h_w$  einführt:

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_c + h_p \quad \dots \quad (25)$$

Das wirksame Gefälle  $h_w$  zerfällt hiernach in zwei Theile:

$$\frac{c_e^2}{2g} = h_c \quad \text{und} \quad \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_p,$$

von denen der erste Theil  $h_c$  zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  verwendet wird, während  $h_p$  zur Vergrößerung der relativen Geschwindigkeit des Wassers im Rade dient. Dieser letztere Theil, welcher vollständig an das Rad in Form von mechanischer Arbeit abgegeben wird, entspricht daher demjenigen Betrage des Gefälles, welches durch Reaction nutzbar gemacht wird. Von dem ersteren Theile  $h_c$  geht indessen ein Betrag für die Nutzwirkung des Rades dadurch verloren, daß dem Wasser eine gewisse zur Herausführung aus dem Rade erforderliche Geschwindigkeit verbleibt, welche bei den Axialturbinen durch  $c_a = c_e \sin \alpha$  bestimmt ist, so daß nur der Rest

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} = c_e^2 \frac{1 - \sin^2 \alpha}{2g} = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} = h_a \quad \dots \quad (26)$$

für das Rad nutzbar gemacht wird. Es möge diese Gefällhöhe  $h_a$  als Actionsgefälle zum Unterschiede von dem Reactionsgefälle

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$$

bezeichnet werden.

Hiernach hat man die von jeder Gewichtseinheit Wasser an das Rad abgegebene nutzbare Arbeit zu

$$L = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_a + h_p = h_n \dots (27)$$

wenn mit  $h_n$  das Nutzgefälle bezeichnet wird, welches in Wirklichkeit in nützliche mechanische Arbeit verwandelt worden ist.

Es bestimmt sich sonach der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha + w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 + w_a^2 - w_e^2 + 2gz} \dots (28)$$

wenn unter dem hydraulischen Wirkungsgrade hier derjenige verstanden wird, welcher sich unter Vernachlässigung der Zapfenreibungen, des Luftwiderstandes &c. ergibt. Welchen Einfluß diese Nebenhindernisse haben, soll später besonders besprochen werden.

Wären gar keine Reibungshindernisse des Wassers vorhanden, wäre also  $h_w = h$ , so würde der Wirkungsgrad, wie schon früher angegeben, wegen der Abflußgeschwindigkeit  $c_a = c_e \sin \alpha$ , doch nicht gleich Eins sein können, man hätte vielmehr dann den ideellen Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h_w} = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha + w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 + w_a^2 - w_e^2} \dots (29)$$

Wenn man das Verhältniß der durch Reaction oder Pressung nutzbar gemachten Gefällhöhe  $h_p$  zu der ganzen überhaupt in Nutzarbeit verwandelten Gefällhöhe  $h_n$  als das Reactionsverhältniß  $\varepsilon$  bezeichnet, so hat man nach dem Vorstehenden

$$\varepsilon = \frac{h_p}{h_n} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{c_e^2 \cos^2 \alpha + w_a^2 - w_e^2} \dots (30)$$

welcher Ausdruck dazu dienen kann, für jede Turbine zu ermitteln, wie viel Procent der übertragenen Arbeit durch Pressung und wie viel durch Geschwindigkeit nutzbar gemacht sind.

Um auch für die Geschwindigkeit  $v$  des Rades einen Ausdruck zu erhalten, hat man nur nöthig, in der Gleichung (25) für  $c_e$ ,  $w_a$  und  $w_e$  aus (16), (17) und (18) die Werthe durch  $v$  ausgedrückt einzuführen. Hierdurch erhält man:

$$\begin{aligned} 2gh_w &= c_e^2 + w_a^2 - w_e^2 = v^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \\ &+ v^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \sin^2 \alpha + v^2 - v^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \\ &= v^2 \left( 1 + \frac{\sin^2 \beta - \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \right), \end{aligned}$$

woraus die Radgeschwindigkeit

$$v = \sin(\beta - \alpha) \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2(\beta - \alpha) + \sin^2\beta - \sin^2\alpha \cos^2\beta}} \quad (31)$$

und daher nach (16) die Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_e = \sin\beta \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2(\beta - \alpha) + \sin^2\beta - \sin^2\alpha \cos^2\beta}} \quad (32)$$

folgt.

Führt man auch in (25) für  $w_a^2$  und  $w_e^2$  die Werthe

$$w_a^2 = c_a^2 + v^2 = c_e^2 \sin^2\alpha + c_e^2 \frac{\sin^2(\beta - \alpha)}{\sin^2\beta}$$

und

$$w_e^2 = c_e^2 \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}$$

ein, so erhält man die Reaktionsdruckhöhe

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{c_e^2 \sin^2(\beta - \alpha) - \sin^2\alpha \cos^2\beta}{2g \sin^2\beta} \quad (33)$$

Dieser Werth wird zu Null, d. h. die Turbine arbeitet nur durch Action für

$$\sin^2(\beta - \alpha) = \sin^2\alpha \cos^2\beta$$

oder für

$$\sin\beta \cos\alpha - \cos\beta \sin\alpha = \sin\alpha \cos\beta,$$

d. h. für

$$\sin\beta \cos\alpha = 2 \cos\beta \sin\alpha$$

oder für

$$\cotg\alpha = 2 \cotg\beta; \quad tg\alpha = \frac{1}{2} tg\beta \quad (34)^*$$

Nimmt man ferner  $\beta = 90^\circ$  an, d. h. läßt man die Radschaukeln senkrecht zur Eintrittsebene beginnen, so erhält man aus (33)

$$h_p = \frac{c_e \cos^2\alpha}{2g},$$

und eine Vergleichung mit (26) ergibt für diesen Fall

$$h_p = h_a,$$

d. h. ein Reaktionsverhältniß  $\varepsilon = \frac{1}{2}$ .

\*) Wenn in einzelnen Theorien, z. B. auch in der Medtenbacher'schen als Kennzeichen einer reinen Druckwirkung abweichend von (34) die Bedingung gefunden wird  $\alpha = \frac{1}{2}\beta$ , so rührt dies daher, daß diese Theorien nicht von der Grundbedingung des normalen Wasseraustritts ausgehen, sondern zur Vereinfachung der Rechnung die willkürliche Annahme machen, es solle  $w_a = v$  sein. Der Austritt erfolgt unter dieser Voraussetzung sehr äg gegen die Radöffnung, also nicht in der zweckmäßigsten Art.

Auch wenn man  $\alpha = 90^\circ$  setzen würde, d. h. wenn man den Fall einer Axialturbine ohne Leiterschaukeln wie die Schraubenturbine, Fig. 299, voraussetzt, erhält man aus (33)  $h_p = 0$ . Für diesen Fall ergibt sich aber auch die Nutzwirkung  $h_n = 0$ , wie man aus (27) erkennt. Dieser Ausdruck nimmt, wenn man darin für  $h_p$  den Werth aus Gleichung (33) einführt, eine bemerkenswerth einfache Form an, es wird nämlich damit

$$\begin{aligned} h_n &= \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha \sin^2 \beta + \sin^2(\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \\ &= \frac{c_e^2}{2g} \frac{2 \cos \alpha}{\sin \beta} (\cos \alpha \sin \beta - \sin \alpha \cos \beta) = \frac{2 c_e \cos \alpha}{2g} c_e \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \\ &= \frac{2 c_e \cos \alpha \cdot v}{2g} \dots \dots \dots (35) \end{aligned}$$

Dieser Werth wird mit  $\alpha = 90^\circ$  für die Schraubenturbine gleich Null, natürlich immer vorausgesetzt, daß der Bedingung des normalen Austritts und des stoßfreien Eintritts genügt ist, was bei der Schraubenturbine nur möglich ist, wenn der Neigungswinkel der Schaufelflächen überall oder doch wenigstens beim Eintritt und beim Austritt derselbe ist. Diese Gründe rechtfertigen das in §. 113 über die Unzweckmäßigkeit der Schraubenturbine Gesagte, welche Turbine, wenn wirksam, nur durch den Stoß des Wassers betrieben werden kann.

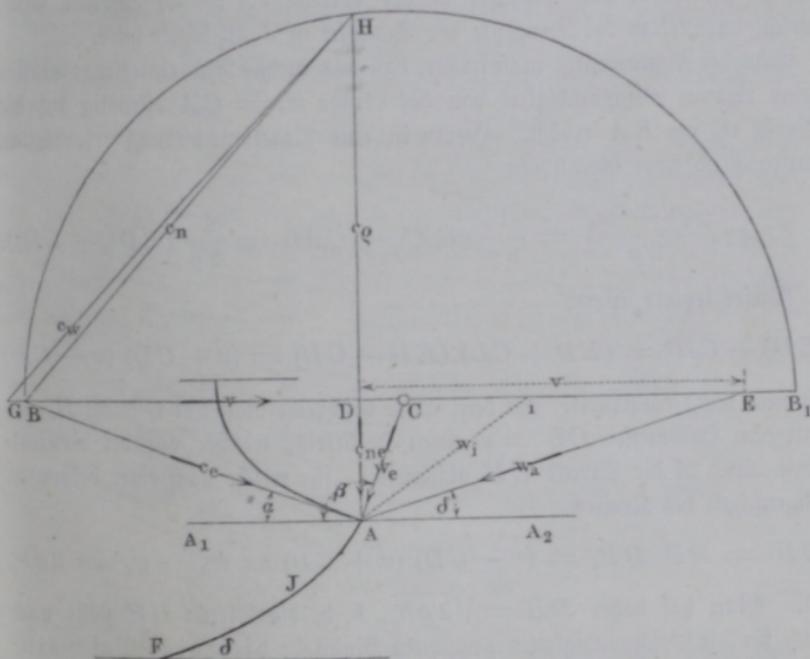
§. 118. **Graphische Ermittlung.** Man kann sich von der Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen ein recht deutliches Bild durch eine leicht auszuführende graphische Darstellung verschaffen, durch welche nicht nur die Vorgänge anschaulicher werden, als durch die vorstehend ausgeführte Rechnung, sondern welche auch diese Rechnung ganz zu ersetzen im Stande ist. In der Statik haben die graphischen Ermittlungsmethoden neben den rechnerischen bekanntlich eine weite Verbreitung erlangt und dieselben sind in der ersten Abtheilung dieses Theiles eingehend berücksichtigt. Für die Dynamik\*) und insbesondere für die Hydraulik hat man, so viel bekannt geworden, diese Methoden noch nicht in nennenswerther Weise verwendet, insbesondere haben alle bisher bekannt gewordenen Turbinentheorien den Weg der Rechnung befolgt und die graphische Methode verschmäht. Diese letztere gestattet nun aber gerade für die Turbinen, durch die Verzeichnung eines einfachen Diagramms, des Geschwindigkeitspolygons, einen ebenso anschaulichen Einblick in die Geschwindigkeitsverhältnisse zc. zu erlangen, wie ihn in der Statik das so fruchtbar zu verwendende Kräftepolygon in Hinsicht auf die Kräfte gewährt. Eine derartige zeichnerische Fest-

\*) Hier möge die Schrift von Pröll angeführt werden: „Versuch einer graphischen Dynamik.“

stellung der Verhältnisse dürfte gerade für die Turbinen besonders empfehlenswerth sein, da hier der ausführende Ingenieur bei der Bestimmung der geeigneten Schaufelform, des absoluten Wasserweges u. doch immer genaue Zeichnungen entwerfen muß.

Es sei zur Verzeichnung des Geschwindigkeitspolygons für eine Axialturbine  $A_1AA_2$ , Fig. 308, die Richtung, in welcher der Anfangspunkt  $A$  der Schaufel sich bewegt, und es treffe daselbst das Wasser mit einer Geschwindigkeit  $c_e$  ein, deren Richtung und Größe nach einem beliebigen

Fig. 308.



Maßstabe durch die Strecke  $BA$  dargestellt sein möge. Hat das erste Schaufelelement die Richtung  $AC$ , und zieht man durch  $B$  eine Gerade  $BE$  parallel zur Radbewegung  $A_1A_2$ , so ist nach dem Vorstehenden ohne weitere Erklärung ersichtlich, daß nach dem für die Geschwindigkeiten gewählten Maßstabe  $BC = v$  die Radumfangsgeschwindigkeit und  $CA = w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers vorstellt. Auch findet man, daß die nach der Richtung der Radaxe genommene Componente  $c_{ne}$  der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser normal zu der Radebene eintritt, durch  $DA$  gegeben ist, wenn  $HDA$  senkrecht zu  $A_1A_2$  gezogen wird. Da, abgesehen von der Dicke der Schaufeln, welche auch hier zunächst vernachlässigt werden soll, der zur Axe senkrechte Querschnitt des cylindrischen Rades

überall derselbe ist, so muß auch diese axiale Geschwindigkeit überall den gleichen Betrag  $DA$  haben, es ist also auch die normale Austrittsgeschwindigkeit an der unteren Fläche bei  $F$  durch  $c_{na} = DA$  gegeben. Hieraus folgt nun sogleich, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  erhalten wird, wenn man die Strecke  $BC = v$  von  $D$  aus als  $DE$  anträgt und  $E$  mit  $A$  verbindet. Man erhält dann in  $EA$  die Größe und Richtung der relativen Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  und in  $EAA_2 = \delta$  den Winkel, unter welchem das letzte Schaufelelement in  $F$  gegen den Radumfang zu neigen ist. Es bedarf kaum der Bemerkung, daß die relative Geschwindigkeit  $w_i$  in irgend einem Punkte  $J$  der Schaufel in der Strecke  $iA = w_i$  erhalten wird, welche parallel zu der Tangente der Schaufel in  $J$  gezeichnet wird.

Aus der Figur ersieht man ferner, daß das in das Rad eintretende Wasser seine relative Geschwindigkeit von der Größe  $w_e = CA$  allmählig auf die Größe  $w_a = EA$  erhöht. Hierzu ist eine Reactionswirkung erforderlich, entsprechend einer Gefällhöhe

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{1}{2g} (EA^2 - CA^2) = \frac{1}{2g} (ED^2 - CD^2).$$

Dieser letztere Werth

$$ED^2 - CD^2 = (ED + CD)(ED - CD) = (v + CD)(v - CD)$$

ist nun leicht construirt. Zu dem Ende beschreibt man um  $C$  durch  $B$ , also mit dem Halbmesser  $CB = v$  einen Halbkreis, welcher auf der Verticallinie durch  $A$  die Strecke  $DH$  abschneidet, für welche nach einer bekannten Eigenschaft des Kreises

$$DH^2 = DB \cdot DB_1 = (v - CD)(v + CD) = w_a^2 - w_e^2 = 2gh_p$$

ist. Man hat daher  $DH = \sqrt{2gh_p}$ , d. h. die Strecke  $DH$  stellt nach dem für die Geschwindigkeiten gewählten Maßstabe diejenige Geschwindigkeit vor, welche zu dem Reactionsgefälle  $h_p$  gehört. Es möge diese Geschwindigkeit der Kürze wegen schlechtweg als die Reactionsgeschwindigkeit  $c_p$  bezeichnet werden.

Die ganze Wirkungsfähigkeit des bei  $A$  in das Rad tretenden Wassers setzt sich nun zusammen aus der Geschwindigkeitshöhe  $h_c = \frac{c_e^2}{2g} = \frac{BA^2}{2g}$

und dem Reactionsgefälle  $h_p = \frac{c_p^2}{2g} = \frac{HD^2}{2g}$ . Wenn man daher  $DG = AB = c_e$  anträgt, so erhält man in

$$HG = \sqrt{c_e^2 + c_p^2} = \sqrt{2g(h_c + h_p)} = \sqrt{2gh_w} = c_w$$

diejenige Geschwindigkeit, welche dem wirksamen Gefälle  $h_w$  (nach Abzug

der Reibungsverluste  $z$  vom ganzen Gefälle  $h$ ) entspricht, und welche etwa als die wirksame Geschwindigkeit  $c_w$  bezeichnet werden kann.

Endlich wird als nutzbare Leistung auf das Rad außer dem Reaktionsgefälle  $h_p$  von der Geschwindigkeit  $c_e = BA$  nur diejenige lebendige Kraft übertragen, welche der horizontalen Componente  $BD$  entspricht, während die Componente  $DA = c_{ne} = c_{na}$  dem Rade entzogen wird. Hieraus folgt also weiter, daß die gerade Verbindungslinie

$$HB = \sqrt{BD^2 + HD^2} = \sqrt{c_e^2 \cos^2 \alpha + c_p^2} = \sqrt{2gh_n} = c_n$$

die dem nutzbar gemachten Gefälle  $h_n = \frac{c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} + h_p$  zugehörige Geschwindigkeit  $c_n$  darstellt, welche kurzweg als nutzbare Geschwindigkeit bezeichnet werden möge.

Das in Fig. 308 gezeichnete Geschwindigkeitspolygon giebt sonach über alle Verhältnisse der Axialturbinen ohne Weiteres Auskunft, und man kann auch leicht die im vorigen Paragraphen auf dem Wege der Rechnung gefundenen Formeln direct aus der Figur ablesen. So folgen z. B. die Gleichungen (16) und (17), (19) und (26) aus dem Dreiecke  $BAC$  und diejenige (18) aus dem Dreiecke  $EAD$ . Ebenso findet man (25) aus dem Dreiecke  $GDI$ , sowie (27) und (35) aus demjenigen  $BDI$ . Auch die Gleichungen (31) und (32) findet man leicht aus der Figur, aus welcher

$$\begin{aligned} GH^2 &= c_w^2 = BA^2 + DI^2 = c_e^2 + v^2 - w_e^2 \cos^2 \beta \\ &= v^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} + v^2 - v^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \cos^2 \beta \\ &= v^2 \frac{\sin^2 (\beta - \alpha) + \sin^2 \beta - \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \end{aligned}$$

folgt u. s. w.

Auch auf alle sonstigen Fragen giebt die Figur Antwort. Läßt man z. B. das erste Schaufelelement senkrecht zum Radumfang beginnen, nimmt also  $\beta = 90^\circ$ , so rückt der Punkt  $C$  nach  $D$ , Fig. 309 (a. f. S.), und man erhält

$$c_p = DI = BD = h_a,$$

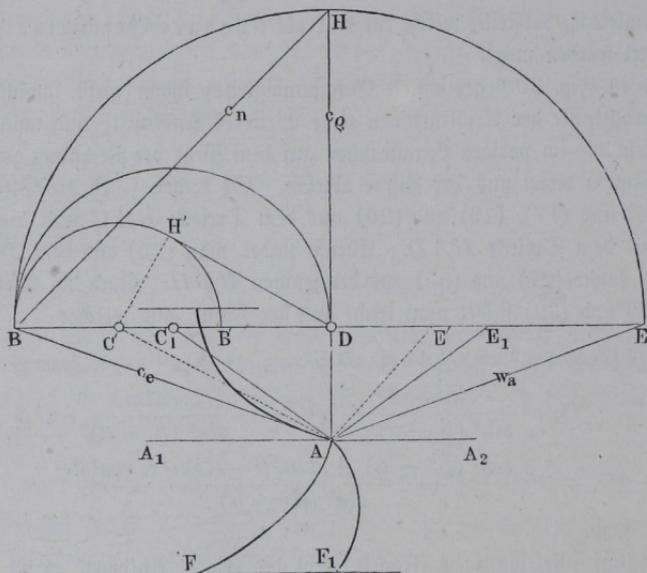
also das Reaktionsverhältniß

$$E = \frac{c_p^2}{c_n^2} = \frac{1}{2}.$$

Dieses Verhältniß wird zu Null mit  $DI$ , also wenn der betreffende Kreis durch  $D$  hindurchgeht, d. h. wenn der Punkt  $C_1$  in die Mitte zwischen  $B$  und  $D$  fällt, oder wenn die Gleichung (34)  $\cotg \alpha = 2 \cotg \beta$  erfüllt ist. Die Richtungen  $BA$ ,  $C_1A$  und  $E_1A$  entsprechen also einer reinen

Druckturbinen. Wollte man  $BC$  noch kleiner als  $\frac{1}{2} BD$  annehmen, also die Richtungen  $BA$ ,  $C'A$  und  $E'A$  für die Schaufelenden zu Grunde legen, so würde die Eintrittsgeschwindigkeit  $w_e = C'A$  größer als die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a = E'A$  ausfallen, die Reaktionsdruckhöhe  $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_p$  fiel dann negativ aus, d. h. es wäre für diesen Fall an der Eintrittsseite des Rades nicht nur kein Ueberdruck der Pressung über diejenige der Austrittsseite erforderlich, sondern die Pressung wäre sogar

Fig. 309.



an der Eintrittsseite um die Höhe  $h_p$  kleiner als an der Austrittsseite. Es würde daher eine saugende Wirkung auf das Wasser beim Eintritte ausgeübt werden, ein Zustand, welcher für Turbinen nicht eintreten darf, wohl aber für Centrifugalpumpen Bedeutung hat. Man erhält übrigens, wie man aus der Figur sogleich erkennt, für diesen Fall die Größe der (negativen) Reaktionsdruckhöhe vermittelt der Tangente  $DH'$  von  $D$  an den um  $C'$  mit  $C'B = v'$  beschriebenen Kreis, da nach einer bekannten Eigenschaft des Kreises

$$DH'^2 = DB \cdot B'D = (C'D + v')(C'D - v') = C'D^2 - E'D^2 = C'A^2 - E'A^2$$

ist.

Das in Fig. 308 gezeichnete Diagramm ist nach einem ganz beliebigen Maßstabe gezeichnet, dasselbe gilt daher auch für alle beliebigen Geschwindigkeiten, also auch für alle möglichen Gefälle, vorausgesetzt natürlich, daß die bestimmenden Elemente der betrachteten Turbine, d. h. die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  dieselben bleiben. Die einzelnen Strecken des Geschwindigkeitspolygons geben sonach in ihren Längen die verhältnißmäßigen Geschwindigkeiten an. Wenn man daher für ein bestimmt vorliegendes wirksames Gefälle  $h_w = h - z$  die wirklichen Geschwindigkeiten bestimmen will, so hat man nur einen solchen Maßstab für die Geschwindigkeiten zu Grunde zu legen, nach welchem die aus dem Diagramm zu entnehmende Strecke  $GH = c_w = \sqrt{2gh_w}$  ist. Nach diesem Maßstabe ergeben dann alle einzelnen Strecken des Geschwindigkeitspolygons die Geschwindigkeit  $c$ ,  $w$  und  $v$ . Die Bestimmung des zugehörigen Maßstabes wird hiernach keine Schwierigkeiten machen, und man wird auch das zu irgend einer Geschwindigkeit, z. B.  $c_p = DH$  gehörige Gefälle  $h_p$  leicht durch Rechnung gleich  $\frac{c_p^2}{2g}$  ermitteln oder aus den bekannten Geschwindigkeitstabellen entnehmen können. Man kann indessen auch diese Rechnung sowie den Gebrauch von besonderen Tabellen vermeiden und den richtigen Maßstab ohne Mühe feststellen, wenn man auch hier in folgender Weise eine zeichnerische Methode anwendet.

Zeichnet man nämlich nach einem beliebigen, nur der Größe der Zeichnung entsprechend zu wählenden Maßstabe in Fig. 310 (a. f. S.) einen Halbkreis  $MODN$ , dessen Halbmesser  $MO$  nach dem gewählten Maßstabe gleich der Beschleunigung der Schwere  $g = 9,81$  m gemacht ist, so giebt irgend eine vom Scheitel  $O$  eingetragene Sehne wie  $Of$  in ihrer Projection  $Oh$  auf den Durchmesser  $ON$  den Werth  $\frac{Of^2}{2g}$ . Wenn daher  $Of$  als eine Geschwindigkeit angesehen wird, so stellt  $Oh$  die zugehörige Gefällhöhe vor und es kann daher die Zeichnung, Fig. 310, als ein Gefällmaßstab bezeichnet werden. Gesezt nun, man trüge die aus dem Polygon, Fig. 308, entnommene Strecke  $c_w = GH$  als  $Og$  in den Gefällmaßstab ein, und es stimmte die Projection  $Oh$  zufällig gerade mit dem gegebenen Gefälle  $h_w$  überein, so würden sämtliche Strecken des Geschwindigkeitspolygons nach diesem Gefällmaßstabe direct die betreffenden Geschwindigkeiten und zugehörigen Gefälle ergeben. Da nun diese Uebereinstimmung der Ordinate  $Oh$  mit  $h_w$  im Allgemeinen nicht stattfinden wird, so hat man nur die Gefälle in dem Verhältnisse  $\frac{Oh}{h_w}$  und die Geschwindigkeiten in dem Verhältniß

$\sqrt{\frac{Oh}{h_w}}$  zu reduciren, was im Gefällmaßstabe in folgender Weise geschehen



aus gezogene Tangente  $OT$  dann die zugehörige Geschwindigkeit  $c_w$  ergibt, denn man hat bekanntlich für diesen Kreis:

$$OT^2 = ON \cdot OK = 2gh_w.$$

Wenn man den Gefällmaßstab, Fig. 310, nicht zu klein wählt, so findet man auf diese Weise alle gesuchten Elemente mit einer für die Ausführung genügenden Genauigkeit. Es wird dazu schon ein Maßstab der Zeichnung genügen, bei welcher das größte Gefälle  $h_w$  in der Zeichnung etwa eine Länge von 0,1 bis 0,2 m erhält, d. h. also, man wird bei Gefällen von 1 bis 2 m etwa einen Maßstab von  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{10}$  und bei Gefällen von 20 m einen solchen von etwa  $\frac{1}{100}$  annehmen können. Es leuchtet auch ein, daß man für kleinere Gefälle nicht den vollen Halbkreis  $ODN$  zu zeichnen nöthig hat, vielmehr von diesem Kreise nur den zur Verwendung kommenden Bogen aufzutragen braucht, natürlich mit einem Halbmesser  $MO$ , welcher nach dem zu Grunde gelegten Maßstabe die Beschleunigung der Schwere  $g = 9,81$  m darstellt.

Die vorstehend gefundene Eigenthümlichkeit der Turbinen, vermöge deren bei einer bestimmten Construction, d. h. bei bestimmter Größe der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$ , also auch  $\delta$  je zwei Geschwindigkeiten  $c$ ,  $v$  oder  $w$  zu einander immer in demselben Verhältnisse stehen, wie groß auch das wirkame Gefälle  $h_w$  sein mag, gestattet eine einfache Berechnung der Turbinen, indem man für die vorliegende Construction die Verhältniszahlen der einzelnen Geschwindigkeiten feststellt. Man gelangt hierzu durch sehr einfache Formeln, wenn man von einer normalen Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{ne}$  des Wassers in die Radöffnung gleich der Einheit (1 m) ausgeht. Für diese Annahme erhält man nach der Fig. 308 unmittelbar die einzelnen Geschwindigkeiten, für welche die oben gewählte Bezeichnung jedoch mit Verwendung deutscher Lettern beibehalten werden soll. Die Fig. 308 giebt für  $DA = c_{ne} = 1$ :

$$c_c = BA = \frac{1}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (36)$$

$$w_c = CA = \frac{1}{\sin \beta} \dots \dots \dots (37)$$

$$v = BC = \cotg \alpha - \cotg \beta \dots \dots \dots (38)$$

$$w_a = EA = \sqrt{1 + (\cotg \alpha - \cotg \beta)^2} \dots \dots \dots (39)$$

$$\cotg \delta = \cotg \alpha - \cotg \beta = v \dots \dots \dots (40)$$

$$c_p = HD = \sqrt{(\cotg \alpha - \cotg \beta)^2 - \cotg^2 \beta} \\ = \sqrt{\cotg \alpha (\cotg \alpha - 2 \cotg \beta)} \dots \dots \dots (41)$$

$$c_u = HB = \sqrt{2 \cotg \alpha (\cotg \alpha - \cotg \beta)} \dots \dots \dots (42)$$

$$c_w = HG = \sqrt{1 + 2 \cotg \alpha (\cotg \alpha - \cotg \beta)} \dots \dots \dots (43)$$

Bermittelt dieser Formeln kann man für jede Turbine, für welche die bestimmenden Elemente  $\alpha$  und  $\beta$  gegeben sind oder angenommen werden, die Verhältniszahlen der Geschwindigkeiten bestimmen, und man erhält für ein bestimmtes wirksames Gefälle  $h_w$  die thatsächlichen Geschwindigkeiten  $c$ ,  $v$  und  $w$  einfach durch Multiplication jener Verhältniszahlen aus (36) bis (43) mit dem Werthe  $\frac{\sqrt{2 g h_w}}{c_w} = \frac{c_w}{c_w}$ . Diese Rechnung soll weiter unten an einem Beispiele näher erläutert werden.

§. 119. Theorie der Radialturbinen. In ganz ähnlicher Weise sind nun auch die Verhältnisse der Radialturbinen zu untersuchen. Es mögen im Allgemeinen die für Axialturbinen zu Grunde gelegten Bedeutungen von  $h$ ,  $c$ ,  $w$ ,  $r$  und  $v$  beibehalten werden, und es ist hierüber nur das Folgende zu bemerken. Da hier die mittlere Nadebene horizontal gelegt vorausgesetzt wird, so ist  $h_r = 0$  anzunehmen und man hat daher hier das ganze Gefälle

$$h = h_o + h_u \dots \dots \dots (44)$$

wenn  $h_o$  und  $h_u$  von der mittleren Nadebene bis zum Ober- und bezw. Unterwasserspiegel gemessen werden.

In der Regel arbeiten die inneren (Foureyron'schen) Turbinen nicht mit einer Unterwasserfäule, indem man dieselben entweder ganz im Unterwasser gehen läßt, für welchen Fall  $h = h_o - h_u$  wird, oder indem man sie frei über dem Unterwasser ausgießen läßt, wofür man unter dem Gefälle  $h$  die Höhe vom Oberwasserspiegel bis zur mittleren Nadebene annehmen kann. Die äußeren Radialturbinen (Francis'schen) dagegen läßt man öfter mit einem Sauggefälle arbeiten, und es soll daher der Allgemeinheit wegen ein solches vorausgesetzt werden. Mit  $h_r = 0$  fällt natürlich auch die Wirkung der Schwerkraft auf das Wasser bei seinem Durchgange durch das Rad weg.

Da hier der Halbmesser des Radumfanges, an welchem der Wassereintritt erfolgt,  $r_e$  eine andere Größe hat, als der Austrittshalbmesser  $r_a$ , so sind natürlich auch die Umfangsgeschwindigkeiten  $v_e$  und  $v_a$  dieser Stellen in demselben Verhältnisse verschieden, und man hat

$$\frac{v_e}{v_a} = \frac{r_e}{r_a} = v \dots \dots \dots (45)$$

wenn mit  $v$  das Halbmesserverhältniß  $\frac{r_e}{r_a}$  bezeichnet wird.

Setzt man ferner für die folgenden Untersuchungen parallele Radfränze voraus, ist also die lichte Weite der Eintrittsöffnung gleich derjenigen der Austrittsmündung, so sind die normal zu diesen Flächen genommenen oder

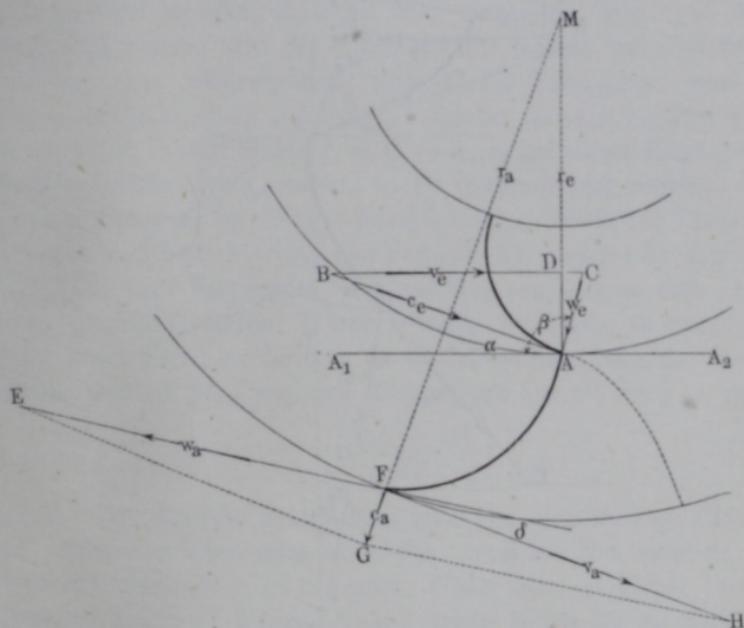
radialen Geschwindigkeitscomponenten beim Eintritte  $c_{ne}$  und beim Austritte  $c_{na}$  im umgekehrten Verhältnisse der Halbmesser stehend, d. h. man hat

$$r_e c_{ne} = r_a c_{na} \dots \dots \dots (46)$$

Hierbei ist wieder stillschweigend eine verschwindende Dicke der Schaufelbleche vorausgesetzt, indem der Einfluß der wirklichen Schaufelstärken später besonders untersucht werden soll.

Unter Beibehaltung der Bezeichnungen  $\alpha$  für die Neigung des letzten Leitschaufelelementes,  $\beta$  für die des ersten und  $\delta$  für die des letzten Rad-

Fig. 311.



Schaufelelementes gegen den betreffenden Umfang gilt nun offenbar nach den Fig. 311 und 312 (a. f. S.) die Gleichung

$$DA = c_{ne} = c_e \sin \alpha \dots \dots \dots (47)$$

und da wegen der Bedingung des normalen Austritts  $c_a = c_{na}$  zu setzen ist, so folgt die absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$FG = c_a = \frac{r_e}{r_a} c_e \sin \alpha = v c_e \sin \alpha \dots \dots \dots (48)$$

Die Bedingung des stoßfreien Eintritts gilt für die Radialturbinen ebenso wie für die Axialturbinen und man hat daher hier die entsprechenden Bedingungsgleichungen:

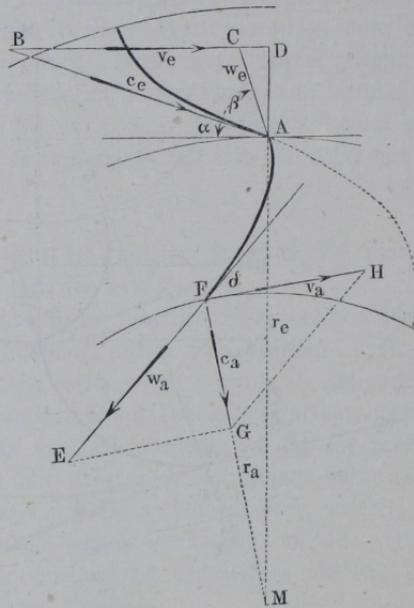
$$c_e = v_e \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = w_e \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (16)$$

$$w_e = v_e \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots (17)$$

und wegen des normalen Austritts mit Rücksicht auf (45) und (48)

$$w_a^2 = c_a^2 + v_a^2 = v^2 c_e^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{v^2} v_e^2 \dots \dots \dots (49)$$

Fig. 312.



Für die Pressungshöhen  $h_{pe}$  beim Eintritte in das Rad und  $h_{pa}$  beim Austritte aus demselben gelten genau die in §. 117 gemachten Bemerkungen, und man hat daher hier wie dort:

$$h_{pe} = b + h_o - z_o - \frac{c_e^2}{2g} \dots \dots \dots (22)$$

und

$$h_{pa} = b - h_u + z_u + \frac{c_u^2 - c_a^2}{2g} \dots \dots \dots (23)$$

beziehungsweise

$$h_{pa} = b - h_u + z_u \dots \dots \dots (23^a)$$

wenn wieder vorausgesetzt wird, daß die Geschwindigkeit  $c_u$  im Untergraben mit der absoluten Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  aus dem Rade übereinstimmt.

Auf das durch das Rad gehende Wasser wirkt nun außer der Ueberdruckhöhe  $h_{pe} - h_{pa}$ , um welche die Pressung im Eintrittsquerschnitte oder Spalte diejenige an der Austrittsöffnung überwiegt, und außer der Reibung an den Schaufeln ( $z_r$ ) hier noch die Centrifugalbeschleunigung, welche in Folge der Drehung des Rades hervorgerufen wird. Diese radial nach außen auf das Wasser wirkende Centrifugalkraft ist zwar auch bei den Axialturbinen vorhanden; da hier aber der im Sinne dieser Kraft von einem Wassertheilchen zurückgelegte Weg wegen der constanten Axenentfernung gleich Null ist, so verrichtet die Centrifugalkraft keine mechanische Arbeit und konnte vernachlässigt werden. Bei den Radialturbinen dagegen verändert sich der Axenabstand eines Wassertheilchens während des Durchganges durch das Rad von der Größe  $r_e$  auf diejenige  $r_a$  und daher verrichtet die Centrifugalkraft auf diesem in ihrer Richtung durch  $r_a - r_e$  gemessenen Wege eine bestimmte mechanische Arbeit, welche, da die Fliehkraft nach auswärts wirkt, die relative Bewegung des Wassers beschleunigt, sobald das Wasser sich von innen nach außen bewegt (Fourneyron), dagegen die Bewegung verzögert, wenn das Wasser durch das Rad von außen nach innen passiert. In Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 wurde der Betrag an mechanischer Arbeit, welcher hierbei der Wirkung der Centrifugalkraft entspricht, für jede Gewichtseinheit des sich bewegenden Körpers, also hier des Wassers, zu

$$C = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

ermittelt. Mit Rücksicht hierauf kann man nun die Gleichung (24) des §. 117, welche dem Durchgange des Wassers durch das Rad entspricht, auch für die Radialturbinen direct anwenden, sobald man nur anstatt der dort auftretenden Arbeit der Schwere  $h_r$  hier obigen Werth für die Arbeit der Centrifugalkraft  $C$  einführt, denn es lassen sich hier genau dieselben Betrachtungen über die Veränderung der relativen Geschwindigkeit während dieses Durchganges anstellen wie dort. Man erhält daher hier:

$$h_{pe} - h_{pa} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} - z_r = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} \dots \dots (50)$$

welche Gleichung allgemein für den Durchgang des Wassers durch das Rad bei allen Radialturbinen gilt.

Führt man für  $h_{pe}$  und  $h_{pa}$  die Werthe aus (22) und (23<sup>a</sup>) ein, und setzt wieder

$$h_o + h_u - (z_o + z_u + z_r) = h - z = h_w,$$

so folgt

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = h_c + h_p \quad (51)$$

wenn wieder mit  $h_c = \frac{c_e^2}{2g}$  die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  erforderliche Gefällhöhe und mit  $h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$  die Reaktionsdruckhöhe bezeichnet wird, welche erforderlich ist, um die relative Geschwindigkeit  $w_e$  auf diejenige  $w_a$  zu bringen. Diese Gefällhöhe  $h_p$  bestimmt sich durch Einführung der Werthe für  $v$  und  $w$  aus (16), (17) und (49) zu:

$$\begin{aligned} h_p &= \frac{1}{2g} \left[ v^2 c_e^2 \sin^2 \alpha + \frac{1}{v^2} c_e^2 \frac{\sin^2 (\beta - \alpha)}{\sin^2 \beta} - c_e^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 \beta} \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{v^2} c_e^2 \frac{\sin^2 (\beta - \alpha)}{\sin^2 \beta} + c_e^2 \frac{\sin^2 (\beta - \alpha)}{\sin^2 \beta} \right] \\ &= \frac{c_e^2 \sin^2 (\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}{2g} \quad (52) \end{aligned}$$

Man erhält daher eine reine Druckturbine für  $h_p = 0$ , wenn

$$\sin^2 (\beta - \alpha) = \sin^2 \alpha (1 - v^2 \sin^2 \beta)$$

ist, d. h. für

$$\begin{aligned} \sin^2 \beta \cos^2 \alpha - 2 \sin \beta \cos \alpha \cos \beta \sin \alpha + \cos^2 \beta \sin^2 \alpha \\ = \sin^2 \alpha - v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta \end{aligned}$$

oder

$$\sin^2 \beta (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = \sin \beta \cos \beta \sin 2\alpha - v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta,$$

woraus, da  $\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = \cos 2\alpha$  ist,

$$\cos 2\alpha + v^2 \sin^2 \alpha = \sin 2\alpha \cotg \beta \quad (53)$$

als Bedingung für reine Actionswirkung folgt.

Ferner erhält man für die wirksame Gefällhöhe  $h_w = h_c + h_p$  die Beziehung

$$\begin{aligned} h_w &= \frac{c_e^2}{2g} + \frac{c_e^2 \sin^2 (\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \\ &= \frac{c_e^2 \sin^2 (\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + (1 + v^2 \sin^2 \alpha) \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \quad (54) \end{aligned}$$

woraus

$$c_e = \sin \beta \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2 (\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + (1 + v^2 \sin^2 \alpha) \sin^2 \beta}} \quad (55)$$

und

$$v_e = \sin (\beta - \alpha) \sqrt{\frac{2gh_w}{\sin^2 (\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + (1 + v^2 \sin^2 \alpha) \sin^2 \beta}} \quad (56)$$

folgt. In gleicher Weise hat man für die nutzbare Gefällhöhe, da hier von dem Wasser die lebendige Kraft

$$\frac{r_e^2}{r_a^2} c_e^2 \sin^2 \alpha = v^2 c_e^2 \sin^2 \alpha$$

aus dem Rade mitgeführt wird:

$$\begin{aligned} h_n &= h_w - v^2 \frac{c_e^2}{2g} \sin^2 \alpha - \frac{c_e^2 \sin^2(\beta - \alpha) - \sin^2 \alpha + \sin^2 \beta + v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta - v^2 \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \\ &= \frac{c_e^2 \sin^2 \beta \cos^2 \alpha - 2 \sin \beta \cos \alpha \cos \beta \sin \alpha + \cos^2 \beta \sin^2 \alpha - \sin^2 \alpha + \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \\ &= \frac{2c_e^2 \cos \alpha \sin(\beta - \alpha)}{2g \sin \beta} = \frac{c_e \cos \alpha \cdot v_e}{g} \dots \dots \dots (35) \end{aligned}$$

welche Gleichung mit der gleichbezeichneten in §. 117 für Axialturbinen entwickelten übereinstimmt. Die Größe des Nutzfalles und daher auch der Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{h_n}{h}$$

ist somit von dem Verhältniß der Halbmesser ganz unabhängig und durch dieselbe Formel ausgedrückt, welche für Axialturbinen gefunden wurde.

Mit  $v = \frac{r_e}{r_a} = 1$  und  $h_r = 0$  gehen die vorstehend für Radialturbinen ermittelten Ausdrücke selbstverständlich in die entsprechenden in §. 117 für Axialturbinen gefundenen über.

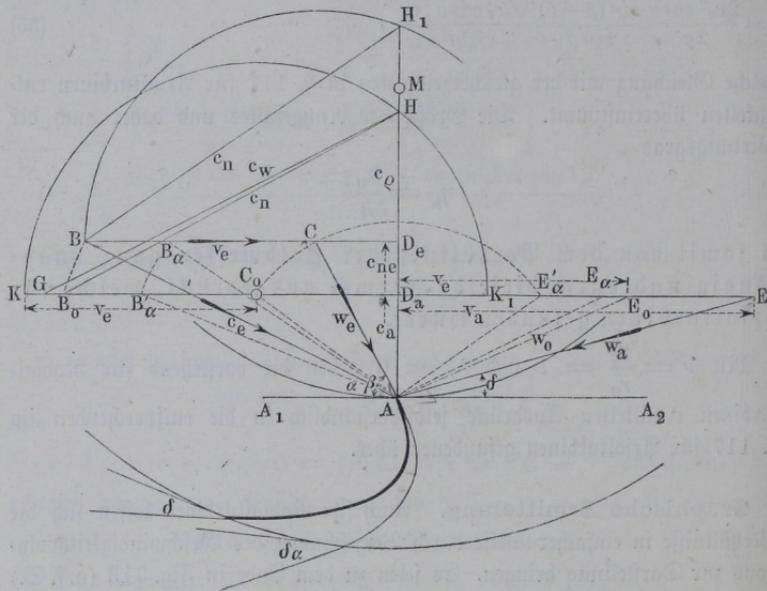
**Graphische Ermittlung.** Auch für Radialturbinen lassen sich die §. 120. Verhältnisse in einfacher Weise durch Verzeichnung des Geschwindigkeitspolygons zur Darstellung bringen. Es seien zu dem Ende in Fig. 313 (a. f. S.) und 314 (S. 397) diese Polygone für eine innere und bezw. für eine äußere Radialturbine gezeichnet. In beiden Figuren stelle  $BA$  nach einem beliebigen Maßstabe die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  vor, mit welcher das Wasser unter dem Winkel  $\alpha$  gegen den Eintrittsumfang vom Halbmesser  $r_e$  trifft, während  $CA$  die unter dem Winkel  $\beta$  gegen diesen Radumfang geneigte Richtung des ersten Radschaufelelementes sein möge. Zieht man wieder durch  $B$  eine Parallele  $BD_e$  zum Radumfang  $A_1A$ , so erhält man in  $BC = v_e$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades an der Eintrittsstelle und in  $CA = w_e$  die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seine Bewegung längs der Schaufel beginnt. Ebenso ist die auf dem Radius  $MA$  abgechnittene Strecke  $DeA = c_{ne}$  die normal zur Eintrittsöffnung gerichtete Komponente, mit welcher das Wasser das Rad in radialer Richtung zu durchströmen anfängt. Diese radiale Komponente bleibt hier nicht constant, wie bei den

Axialturbinen, dieselbe verändert sich vielmehr in dem umgekehrten Verhältnisse der cylindrischen Querschnitte des Rades, so daß sie beim Austritte aus dem Rade den Betrag

$$c_{na} = \frac{r_e}{r_a} c_{ne} = v c_{ne}$$

hat, wenn die Kränze des Rades zu einander parallel, also die lichten Weiten überall von derselben Größe angenommen werden. Wegen des normalen

Fig. 313.



Austritts muß diese Geschwindigkeit  $c_{na}$  übereinstimmen mit der absoluten Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  des Wassers, so daß man also

$$c_a = v c_{ne} = \frac{r_e}{r_a} D_e A$$

hat. Trägt man diese leicht abzugreifende oder zu konstruierende Geschwindigkeit als  $D_e A = c_a$  ab, so erhält man hierin die radiale Componente der relativen Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$ , deren tangential Componente wegen des normalen Austritts gleich der Radgeschwindigkeit am Austrittsumfange

$$v_a = \frac{r_a}{r_e} v_e = \frac{1}{v} v_e = \frac{r_a}{r_e} BC$$

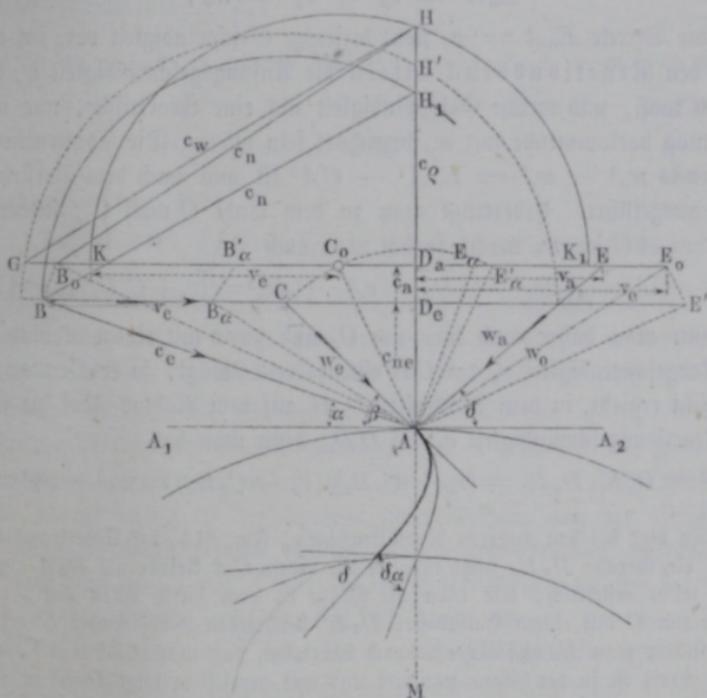
sein muß. Wenn man daher

$$D_a E = v_a = \frac{r_a}{r_e} BC$$

macht, so giebt die gerade Verbindungslinie  $EA$  den Winkel  $EAA_2 = \delta$  an, unter welchem das letzte Element der Radschaukel den Austrittsumfang zu schneiden hat.

Die relative Geschwindigkeit des Wassers muß also durch die auf das Wasser wirkenden Kräfte von dem Anfangsbetrage  $w_e = CA$  auf den Endwerth

Fig. 314.



$w_a = EA$  gebracht werden. Als wirkende Kräfte sind hier außer der Reibung ( $z_r$ ) in den Radzellen die Centrifugalkraft und der Ueberdruck anzusehen, um welchen die Pressung des Wassers am Eintrittsumfange diejenige am Austrittsumfange übersteigt. Da nun die Centrifugalkraft auf jedes Kilogramm Wasser eine Arbeit  $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$  ausübt, so hat man, wenn wieder die Reibungshöhe  $z_r$  von vornherein von dem ganzen Gefälle abgezogen wird, also auch hier das wirksame Gefälle

$$h_w = h - z_0 - z_r - z_u = h - z$$

gesetzt wird, für die Bestimmung der Reaktionsdruckhöhe den Werth

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

zu construiren. Da nun  $w_a^2 = c_a^2 + v_a^2$  ist, so geht dieser Ausdruck über in

$$h_p = \frac{c_a^2 + v_e^2 - w_e^2}{2g}.$$

Trägt man daher die Eintrittsgeschwindigkeit  $v_e = BC$  von  $D_a$  aus als die Strecke  $D_a E_o$  an, so hat man

$$E_o A^2 = c_a^2 + v_e^2 = w_o^2,$$

d. h. die Strecke  $E_o A = w_o$  stellt diejenige Geschwindigkeit vor, auf welche durch den Reaktionsdruck allein die Anfangsgeschwindigkeit  $w_e$  erhöht werden muß, und welche Geschwindigkeit als eine theoretische, nur in der Rechnung vorkommende mit  $w_o$  bezeichnet sein möge. Die Construction des Ausdrucks  $w_o^2 - w_e^2 = E_o A^2 - CA^2$  ist nun nach dem Vorstehenden leicht ausgeführt. Ueberträgt man zu dem Ende  $C$  nach  $C_o$ , indem man  $AC_o = AC = w_e$  macht, so hat man auch

$$E_o A^2 - CA^2 = E_o D_a^2 - C_o D_a^2 = v_e^2 - C_o D_a^2 = (v_e + C_o D_a)(v_e - C_o D_a).$$

Wenn man daher auch hier um  $C_o$  und zwar mit einem Radius gleich der Radgeschwindigkeit  $v_e = CB$  einen Kreis schlägt, so erhält man, wie sich leicht ergibt, in dem Abschnitte  $D_a H$  auf dem Radius  $MA$  die Größe der Reaktionsgeschwindigkeit  $c_p = HD_a$ , denn man hat

$$HD_a^2 = D_a K \cdot D_a K_1 = (v_e + C_o D_a)(v_e - C_o D_a) = w_o^2 - w_e^2 = c_p^2$$

Wenn hier bei den äußeren Radialturbinen, Fig. 314, die Uebertragung von  $C$  auf die Gerade  $D_a E_o$  nicht möglich ist, indem  $CA$  kleiner als  $D_a A$  ausfällt, so ist leicht ersichtlich, wie man die Größe  $c_p$  auch durch einen Kreis erhält, welcher um  $C$  mit einem Halbmesser  $D_e E'$  beschrieben wird, wobei  $E'$  erhalten wird, indem man  $E_o$  auf  $BD_e$  dadurch überträgt, daß man  $AE' = AE_o$  macht. Dieser Kreis ist in der Figur punktiert und aus demselben folgt  $D_e H' = D_a H$ .

Das für Radialturbinen entworfene Diagramm, Fig. 313 und 314, giebt zu ganz ähnlichen Betrachtungen Veranlassung, wie das im §. 117 für Axialturbinen gezeichnete der Fig. 309. Zunächst erhält man auch hier die dem wirksamen Gefälle  $h_w$  zugehörige Geschwindigkeit  $c_w$ , wenn man die Geschwindigkeit  $c_e = BA$  von  $D_a$  aus als  $D_a G$  anträgt, dann ist

$$HG^2 = c_e^2 + c_p^2 = c_w^2.$$

Um auch das nutzbare Gefälle  $h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g}$  zu ermitteln, hat man nur  $B$  nach  $B_o$  zu übertragen, indem man  $AB_o = AB$  macht, dann hat man  $c_n$  in  $HB_o$  gefunden, denn es ist

$$HB_o^2 = B_o D_a^2 + D_a H^2 = B_o A^2 - D_a A^2 + D_a H^2 = c_e^2 - c_a^2 + c_p^2 = 2g(h_a + h_p),$$

wenn wieder  $h_a = \frac{1}{2g} B_o D_a^2$  das durch Action auf das Rad übertragene Gefälle bedeutet.

Es läßt sich auch aus der Figur leicht die im vorigen Paragraphen durch Rechnung festgestellte Thatsache erkennen, daß die Größe der Nutzwirkung  $h_n$  unabhängig von dem Verhältnisse  $v = \frac{r_e}{r_a}$  der Halbmesser sein muß.

Man hat nämlich nach dem Vorstehenden für die dem nützlichen Gefälle  $h_n$  zugehörige Geschwindigkeit  $c_n$ :

$$\begin{aligned} c_n^2 &= c_e^2 - c_a^2 + c_p^2 = BD_e^2 + c_{ne}^2 - c_a^2 + w_o^2 - w_e^2 \\ &= BD_e^2 + c_{ne}^2 - c_a^2 + c_a^2 + v_e^2 - (CD_e^2 + c_{ne}^2) \\ &= (v_e + CD_e)^2 + v_e^2 - CD_e^2. \end{aligned}$$

Dies ausgerechnet giebt

$$c_n^2 = 2v_e^2 + 2v_e CD_e = 2v_e BD_e = 2v_e c_e \cos \alpha,$$

wie bei den Axialturbinen. Man kann daher  $c_n$  auch wie dort direct construiren, indem man um  $C$  mit  $CB = v_e$  einen Kreisbogen beschreibt, dann erhält man in  $BH_1$  ebenfalls die Größe der Nutzwirkung  $c_n$ .

Wenn die Wirkung des Wassers in einer Radialturbine ganz ohne Reaction nur vermöge der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  geschehen soll, so hat man in der Figur den Strecken  $w_e = CA$  und  $w_o = E_o A$  gleiche Größe zu geben. Wenn man z. B. die Turbine unter Beibehaltung des Winkels  $\beta$  für das erste Schaufelelement zu einer reinen Actionsturbine gestalten will, so zeichnet man um  $A$  mit  $AC = w_e$  einen Kreisbogen, welcher die Gerade  $D_a E$  in  $E_a'$  schneiden möge.  $AE_a'$  ist dann als  $w_o'$  für die Actionsturbine zu betrachten, d. h. man hat die Radgeschwindigkeit des Eintrittsumfanges in  $D_a E_a' = v_e$  gefunden, welche Strecke daher von  $C$  aus rückwärts nach  $CB_a$  anzutragen ist, um in  $B_a A$  die Richtung zu finden, unter welcher das Wasser aus dem Leitrade dem Laufrade zuzuführen ist. Um auch die Neigung  $\delta$  des letzten Schaufelelements zu finden, hat man nur  $D_a E_a = \frac{r_a}{r_e} D_a E_a' = \frac{v_e}{v}$  abzutragen, wodurch man in  $E_a A A_2$  den Winkel  $\delta_a$  erhält, unter welchem das Schaufelende gegen den Austrittsumfang zu neigen ist. Der Maßstab für das Diagramm ist dann so zu wählen, daß die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e = B_a A$  die zu dem wirksamen Gefälle  $h_w$  zugehörige Geschwindigkeit  $c_w$  bedeutet, und als nutzbare Geschwindigkeit gilt die Strecke  $B_a' D_a$ , wenn man  $A B_a' = A B_a$  macht u. s. w.

Auch für die Radialturbinen lassen sich die Verhältnißzahlen für die Geschwindigkeiten direct aus der Figur angeben, wenn man die normale Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{ne} = 1$  annimmt, und es gelten hinsichtlich der Verwendung dieser Verhältnißzahlen die nämlichen Bemerkungen, welche oben für Axialturbinen gemacht wurden. Man erhält mit  $D_e A = c_{ne} = 1$ :

$$c_{na} = c_n = D_a A = \frac{r_e}{r_a} = v \dots \dots \dots (57)$$

$$c_c = BA = \frac{1}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (58)$$

$$w_c = CA = \frac{1}{\sin \beta} \dots \dots \dots (59)$$

$$v_c = BC = \cotg \alpha - \cotg \beta \dots \dots \dots (60)$$

$$v_a = D_a E = \frac{\cotg \alpha - \cotg \beta}{v} \dots \dots \dots (61)$$

$$w_a = EA = \sqrt{v^2 + \left(\frac{\cotg \alpha - \cotg \beta}{v}\right)^2} \dots \dots \dots (62)$$

$$\cotg \delta = \frac{\cotg \alpha - \cotg \beta}{v^2} \dots \dots \dots (63)$$

$$c_p = HD_a = \sqrt{v^2 + (\cotg \alpha - \cotg \beta)^2} - \frac{1}{\sin^2 \beta} \dots \dots \dots (64)$$

$$c_n = HB_o = H_1 B = \sqrt{2 \cotg \alpha (\cotg \alpha - \cotg \beta)} \dots \dots \dots (65)$$

$$c_w = HG = \sqrt{1 + 2 \cotg \alpha (\cotg \alpha - \cotg \beta)} \dots \dots \dots (66)$$

§. 121. Turbinen ohne Leitschaufeln. Bei den Turbinen ohne Leitschaufeln, also bei den Cadiaf'schen und bei den schottischen, hat man den Winkel  $\alpha$ , unter welchem das Wasser gegen den Umfang des Rades zugeführt wird, gleich  $90^\circ$  anzunehmen. Führt man diesen Werth in die Gleichung (35) des §. 119 ein, so erhält man das mögliche Gefälle  $h_n = 0$ . Es folgt hieraus, daß man von allen Turbinen ohne Leitschaufelapparat eine Wirkung des Wassers auf das Rad nicht erlangen kann, wenn man für dieselben die Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts festhält, für welche jene Gleichung entwickelt worden ist. Man wird, wenn überhaupt das Wasser auf das Rad eine Wirkung äußern soll, von jenen Bedingungen entweder die eine oder die andere oder beide fallen lassen müssen. Dies geschieht auch in der That bei allen derartigen Rädern, und es ist daraus schon von vornherein zu ersehen, daß dieselben nicht in der möglichst vortheilhaften Weise arbeiten können, ihre Anwendung daher

nur etwa in besonderen Fällen gerechtfertigt erscheinen kann, wenn die Rücksicht auf Einfachheit der Construction diejenige einer möglichst ökonomischen Kraftausnutzung überwiegt. Das Letztere kann unter Umständen namentlich in Bezug auf die schottischen Turbinen stattfinden, während man Cadiat'sche Turbinen nicht mehr ausführt.

In den Theorien über diese Räder wird mehrfach die Behauptung gefunden, daß eine möglichst vollkommene Leistung derselben nur bei einer unendlich großen Umfangsgeschwindigkeit zu erzielen, daher ein um so größerer Wirkungsgrad zu erwarten sei, je größer die Radgeschwindigkeit gewählt wird, eine Ansicht, die auf der Annahme beruht, man müsse zu einer möglichst vollkommenen Leistung die Neigung  $\delta$  des letzten Schaufelelementes gegen den Radumfang gleich Null und  $w_a = v_a$  machen, Voraussetzungen, die mit der Herausführung des Wassers aus dem Rade, also überhaupt mit jedem Turbinenbetriebe unvereinbar sind. In welcher Beziehung die Geschwindigkeit dieser Räder zu ihrer Leistung steht, wird sich leicht aus dem Vorstehenden ergeben und insbesondere durch das Geschwindigkeitspolygon anschaulich werden. Nimmt man zunächst an, eine Turbine ohne Leitschaufeln sei den Bedingungen des §. 102 gemäß in regelrechter Weise ausgeführt, so daß das radial einströmende Wasser dem Rade ohne Stoß zugeführt und aus demselben normal, d. h. also radial abgeführt werde. Bezeichnet dann wieder  $c_e$  die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, so findet man die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades mit  $\alpha = 90^\circ$  aus (16) in §. 119 zu:

$$v_e = c_e \frac{\sin(\beta - 90^\circ)}{\sin \beta} = c_e \cotg \beta,$$

damit das Wasser ohne Stoß eintritt. Fragt man nach der Größe der Reactionshöhe  $h_p$ , so erhält man nach (52):

$$\begin{aligned} h_p &= \frac{c_e^2 \sin^2(\beta - 90^\circ) - \sin^2 90^\circ + v^2 \sin^2 90^\circ \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} \\ &= \frac{c_e^2 \cos^2 \beta - 1 + v^2 \sin^2 \beta}{2g \sin^2 \beta} = \frac{c_e^2}{2g} (v^2 - 1). \end{aligned}$$

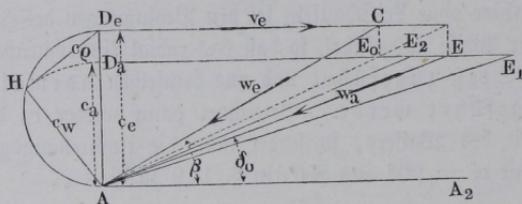
Dieser Werth ist, da es sich hier um innere Beaufschlagung handelt, also  $v = \frac{r_e}{r_a}$  kleiner als die Einheit ist, immer negativ, und man findet daher, daß eine solche Turbine, für welche vorstehend schon der Nutzeffect gleich Null ermittelt wurde, mit einem negativen Reactionsgefälle arbeiten würde, d. h. daß die hydraulische Pressung an der Eintrittsstelle oder im Spalte um die Größe  $h = (1 - v^2) \frac{c_e^2}{2g}$  kleiner sein würde als

die Pressung am Austrittsumfange; es würde also eine solche Turbine, wenn sie in freier Luft ausgöffe, im Spalte eine saugende Wirkung ausüben. Dieser Zusammenhang tritt auch aus dem Diagramme, Fig. 315, deutlich hervor. Ist hierin nämlich durch  $D_e A$  die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  und durch  $D_e C = v_e$  die Radgeschwindigkeit am inneren Umfange dargestellt, so hat man in  $A_2 A C = \beta$  die Neigung des ersten Schaufelelements gegen den Umfang und in  $CA = w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Macht man nun

$$D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A = c_a, \text{ und } D_a E = \frac{r_a}{r_e} D_e C = \frac{1}{v} v_e,$$

so stellt  $EA = w_a$  die relative Austrittsgeschwindigkeit und  $EA A_2 = \delta_0$  den Neigungswinkel des letzten Schaufelelements gegen den Austrittsumfang dar. Die erforderliche Reaktionsdruckhöhe muß nun nach dem vorhergehenden Paragraphen genügen, um die relative Eintrittsgeschwindigkeit  $w_e = CA$

Fig. 315.



auf den Betrag einer Geschwindigkeit  $w_0$  zu bringen, welche man zu  $w_0 = E_0 A$  erhält, sobald man  $D_a E_0 = v_e = D_e C$  macht. Offenbar ist nun

$$E_0 A^2 - CA^2 = D_a A^2 - D_e A^2 = c_a^2 - c_e^2 = (v^2 - 1) c_e^2$$

eine negative Größe, welche man konstruirt, indem man in dem über  $D_e A$  gezeichneten Halbkreise  $AH = AD_a$  als Sehne einträgt. Man erhält dann in  $D_e H = c_p$  die Reaktionsgeschwindigkeit, um deren zugehörige Gefällhöhe die Geschwindigkeitshöhe  $\frac{c_e^2}{2g}$  zu vermindern ist (wegen des negativen

Werthes von  $h_p$ ), um die wirksame Gefällhöhe  $h_w$  zu erhalten. Man erkennt daher aus der Figur, daß das wirksame Gefälle  $h_w$  dazu dient, die Geschwindigkeit  $HA = D_a A = c_a$  zu erzeugen, also vollständig verloren geht, da das Wasser mit dieser Geschwindigkeit  $c_a$  das Rad verläßt. Im Spalte würde, wenn eine solche Turbine überhaupt ausgeführt würde, die Geschwindigkeit des Wassers noch größer sein als  $c_a = \sqrt{2gh_w}$  und zwar in Folge der eben betrachteten saugenden Wirkung.

Die vorstehende Untersuchung lehrt, daß eine solche Turbine, d. h. eine Turbine ohne Leitschaufeln mit stoßfreiem Eintritt und mit normalem Austritt des Wassers unmöglich ist, und man erkennt leicht die Bedingung für diesen Grenzzustand, in welchem die Wirkung des Wassers zu Null wird. Bezeichnet man nämlich mit  $\delta_0$  den Neigungswinkel  $EAA_2$  des letzten Schaufelelements gegen den Radumfang, so wird die Leistung gleich Null, sobald die äußere Radgeschwindigkeit den Werth

$$v_a = c_a \cotg \delta_0 = \sqrt{2gh_w} \cdot \cotg \delta_0$$

annimmt, oder sobald

$$\cotg \delta_0 = \frac{v_a}{\sqrt{2gh_w}} = \frac{v_a}{c_w}$$

ist, vorausgesetzt natürlich, daß dabei das erste Schaufelelement unter einer Neigung  $\beta$  angeordnet wird, bei welcher der Eintritt ohne Stoß erfolgt.

Es ist nun leicht zu erkennen, daß das Wasser eine Wirkung auf das Rad äußert, wenn die äußere Radgeschwindigkeit  $v_a$  kleiner ist als

jener Grenzwert  $c_w \cotg \delta_0$ , oder wenn  $\cotg \delta_0 > \frac{v_a}{c_w}$ , d. h. wenn man

unter Festhaltung aller übrigen Verhältnisse den Winkel  $\delta_0$  ermäßigt zu demjenigen  $E_1AA_2 = \delta_1$  und daß dagegen eine Wirkung des Rades auf das Wasser stattfindet, wenn die Radgeschwindigkeit  $v_a$  größer ist als  $c_w \cotg \delta_0$ , d. h. wenn der Winkel  $\delta_0$  auf den größeren Werth

$E_2AA_2 = \delta_2$  erhöht wird. Im letzteren Falle wirkt das Rad also wie eine Centrifugalpumpe auf das Wasser ein. Es soll hier nur der erste Fall untersucht werden, in welchem der Winkel  $\delta$  kleiner ist als derjenige

$\delta_0 = \text{arc cotg } \frac{v_a}{c_w}$ . Ist in Fig. 316 (a. f. S.) wieder  $D_eA = c_e$  die

radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers,  $v_e = D_eC$  die innere Umfangsgeschwindigkeit des Rades und stellt daher bei der Neigung  $\beta$  des ersten Schaufelelements gegen den Umfang  $CA = w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers vor, so hat man wieder wie vorher die radial

gerichtete Componente der Austrittsgeschwindigkeit  $c_{na} = \frac{r_e}{r_a} c_e = D_aA$ .

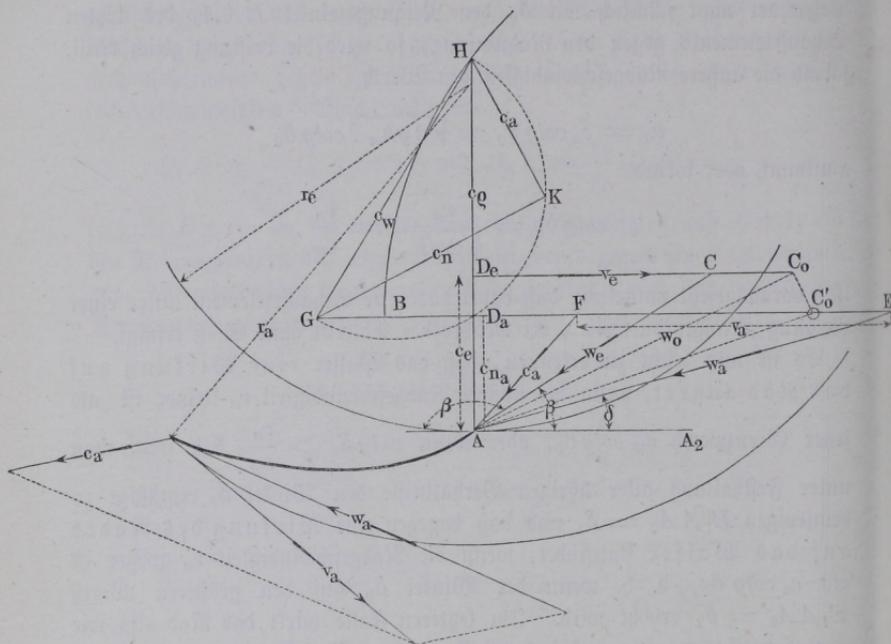
Hieraus erhält man die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  in  $EA$ , wenn man durch  $D_a$  eine Parallele zu  $AA_2$  bis zum Schnitte  $E$  mit der Richtung

des letzten Schaufelelementes zieht. Es sei ferner  $FE = v_a = \frac{r_a}{r_e} v_e = \frac{v_e}{v}$

die äußere Radgeschwindigkeit, welche nach der Voraussetzung kleiner als  $D_aE$  ist, so findet man in  $FA = c_a$  die absolute Austrittsgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser nunmehr in schräger Richtung aus dem Rade tritt.

Die Reaktionsdruckhöhe muß jetzt von solcher Größe  $h_p$  sein, daß sie zusammen mit der Arbeit der Centrifugalkraft  $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$  die relative Eintritts-

Fig. 316.



geschwindigkeit  $w_e = CA$  auf den Werth  $w_a = EA$  erhebt. Man hat daher hier die Gleichung

$$h_p + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g}$$

woraus, da  $w_e^2 = c_e^2 + v_e^2$  ist

$$h_p = \frac{w_a^2 - (v_a^2 + c_e^2)}{2g} \dots \dots \dots (67)$$

folgt.

Macht man daher noch  $D_e C_0 = v_a = \frac{v_e}{v}$ , so ist

$$C_0 A^2 = v_a^2 + c_e^2 = w_0^2,$$

und man erhält die Reaktionsdruckhöhe

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{EA^2 - C_0 A^2}{2g}.$$

Dieser Werth von  $h_p$  ist leicht nach dem Vorangegangenen zu construiren; wenn man  $C_0$  nach  $C_0'$  überträgt und um  $C_0'$  einen Kreis mit dem Halbmesser  $C_0'B = ED_a$  zeichnet, dann findet sich in  $D_aH = c_p$  die zu dem Reaktionsgefälle gehörige Reaktionsgeschwindigkeit  $c_p$ .

Will man einen analytischen Ausdruck für  $h_p$  haben, so setzt man in obige Gleichung (67) für  $h_p$ :

$$w_a = v \frac{c_e}{\sin \delta} \text{ und } v_a = \frac{1}{v} c_e \cotg \beta,$$

wodurch man

$$h_p = \frac{c_e}{2g} \left( \frac{v^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 1 \right) \dots \dots (68)$$

erhält.

Hieraus folgt nun einfach das wirksame Gefälle

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + h_p = \frac{c_e}{2g} \left( \frac{v^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} \right) \dots \dots (69)$$

für welches man in der Figur die zugehörige Geschwindigkeit  $c_w = \sqrt{2g h_w}$  in  $HG$  erhält, sobald man  $D_aG = D_aA = c_e$  anträgt und  $GH$  zieht. Man erhält aus (69) auch die Eintrittsgeschwindigkeit:

$$c_e = \sqrt{\frac{2g h_w}{\frac{v^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2}}} \dots \dots (70)$$

und hieraus leicht die Radgeschwindigkeiten

$$v_e = c_e \cotg \beta \text{ und } v_a = \frac{1}{v} c_e \cotg \beta.$$

Für die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_a = FA$  hat man noch

$$\begin{aligned} c_a^2 &= D_aA^2 + (D_aE - FE)^2 = v^2 c_e^2 + \left( v c_e \cotg \delta - \frac{1}{v} c_e \cotg \beta \right)^2 \\ &= c_e^2 \left( \frac{v^2}{\sin^2 \delta} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 2 \cotg \beta \cotg \delta \right) \dots \dots (71) \end{aligned}$$

Da nun diese Geschwindigkeit dem Rade verloren geht, so hat man das nutzbar gemachte Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} 2 \left( \cotg \beta \cotg \delta - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} \right) \dots \dots (72)$$

Dieser Werth wird übereinstimmend mit dem Vorangegangenen zu Null für eine normale Abführung des Wassers, d. h. für

$$\cotg \delta = \frac{v_a}{v c_e} = \frac{c_e \cotg \beta}{v^2 c_e} = \frac{\cotg \beta}{v^2}.$$

Will man auch aus der Figur den Werth für das Nutzgefälle entnehmen, so hat man in den über  $HG$  als Durchmesser gezeichneten Kreis die Strecke  $FA$  als Sehne gleich  $HK$  einzutragen und findet in  $GK = c_n$  die Nutzgeschwindigkeit, zu welcher der Gefällmaßstab das nutzbare Gefälle  $h_n$  liefert.

Man könnte auch aus (72) und (69) den Ausdruck für den ideellen Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{h_n}{h_w}$$

bilden und untersuchen, für welchen Werth von  $\delta$  bei einem bestimmten Werthe von  $\beta$  oder umgekehrt der Wirkungsgrad zu einem Maximum wird, doch soll diese Rechnung hier nicht angestellt werden, da die hier betrachtete Turbinenart, wie schon zuvor bemerkt, für die Technik nur geringe Bedeutung hat.

Die vorstehenden Ermittlungen gelten nur für die nach dem Cadia<sup>t</sup>'schen System gebauten Räder, bei welchen das Wasser am ganzen äußeren Umfange austritt und daher das Verhältniß der Ein- und Austrittsöffnungen mit demjenigen der betreffenden Halbmesser übereinstimmt. Dieses Verhältniß

$$v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{F_e}{F_a}$$

pflegt bei diesen Rädern etwa  $\frac{3}{4}$  bis  $\frac{4}{5}$  zu sein.

§. 122. Schottische Turbinen. Für die schottischen Turbinen ändert sich die Untersuchung nur insofern, als bei denselben das Halbmesserverhältniß

$v = \frac{r_e}{r_a}$ , welches hier etwa zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{4}$  gewählt wird, nicht mit dem Verhältniße der Eintritts- und Austrittsöffnungen übereinstimmt. Meistens ist hier die äußere Radöffnung  $F_a$  (im Umfange gemessen) kleiner als die innere  $F_e$ , und man hat daher allgemein

$$\frac{F_e}{F_a} = \chi$$

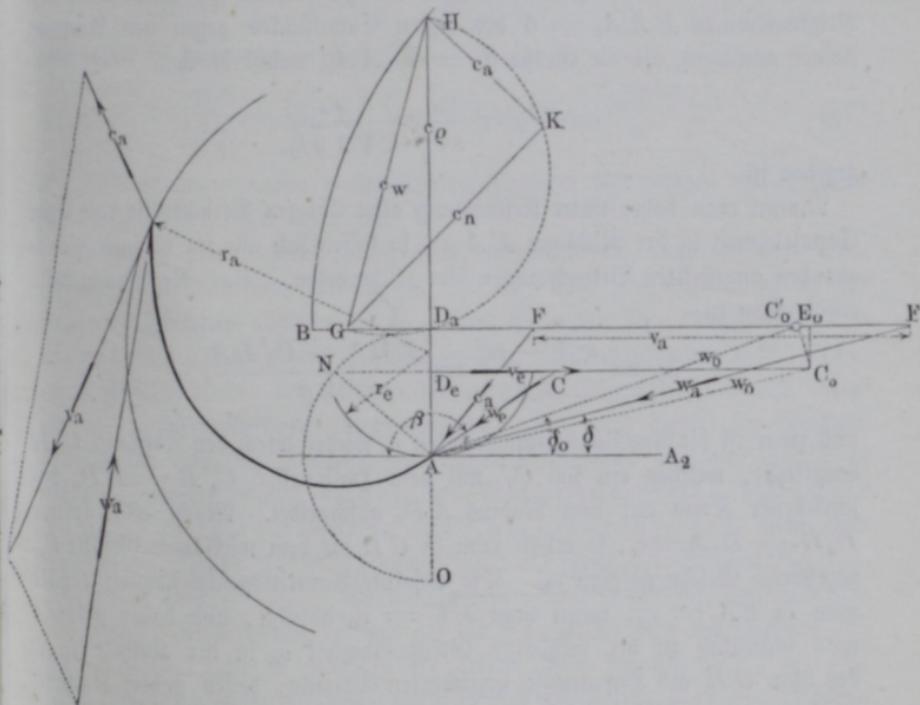
zu setzen, wobei  $\chi$  etwa zwischen 1,5 und 2 zu liegen pflegt. Demgemäß hat man auch die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit

$$c_{na} = \chi c_e$$

größer als die Eintrittsgeschwindigkeit. Auch hier gilt die Bemerkung, daß die Wirkung gleich Null wird, wenn das Wasser ohne Stoß eintritt und normal herausgeführt wird. Nur würde für diesen Fall die Reactionshöhe nicht negativ ausfallen, wie bei den Turbinen des vorigen Paragraphen, sondern einen Ueberdruck bedeuten, wie das Diagramm,

Fig. 317, ohne Weiteres ergibt. Wäre hierbei das letzte Element der Radcanäle in die Richtung  $AE_0$  gestellt, so daß  $D_a E_0 = v_a$  die äußere Umfangsgeschwindigkeit ist, während wieder  $D_e A = c_e$  die Eintrittsgeschwindigkeit und  $D_a A = \chi c_e$  die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit bedeuten, so wäre die relative Eintrittsgeschwindigkeit von

Fig. 317.



$w_e = CA$  auf  $w_a = E_0 A$  zu steigern. Hierzu wäre, da durch die Centrifugalkraft allein eine Beschleunigung von  $w_e = CA$  auf  $w_0 = C_0 A$  hervorgerufen wird, eine Reactionsdruckhöhe erforderlich:

$$h_p = \frac{1}{2g} (E_0 A^2 - C_0 A^2) = \frac{D_a A^2 - D_e A^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} (\chi^2 - 1).$$

Diese Größe ist positiv und bedeutet also einen Ueberdruck an der Eintrittsstelle über die Austrittsstelle; man hätte daher

$$h_w = h_p + \frac{c_e^2}{2g} = \chi^2 \frac{c_e^2}{2g} = \frac{D_a A^2}{2g}$$

zu setzen, wie in der Figur durch die leicht verständliche Construction  $D_a N O$  ersichtlich gemacht ist, in welcher

$$D_e N^2 = D_e D_a \cdot D_e O = D_a A^2 - D_e A^2 = c_e^2 (\chi^2 - 1) = c_p^2.$$

ist, so daß  $NA^2 = c_p^2 + c_e^2 = c_w^2$  folgt. Daß hierbei der Wirkungsgrad gleich Null ist, zeigt die Figur ebenfalls, denn die ganze, von dem wirkfamen Gefälle  $h_w$  erzeugte Geschwindigkeit  $D_a A$  wird von dem Wasser aus dem Rade mit herausgenommen.

Es gelten daher hier die im vorigen Paragraphen gemachten Betrachtungen, wonach auf eine Wirkung des Wassers nur zu rechnen ist, wenn man den Neigungswinkel  $EA A_2 = \delta$  des letzten Canalstückes gegen den Umfang kleiner annimmt, als die Größe  $\delta_0 = E_0 A A_2$ , welche durch

$$\cotg \delta_0 = \frac{v_a}{c_w} = \frac{v_a}{\sqrt{2gh_w}}$$

gegeben ist.

Nimmt man daher unter Festhaltung aller übrigen Verhältnisse das letzte Canalelement in der Richtung  $EA$  an, so lassen sich alle im vorigen Paragraphen angestellten Betrachtungen hier wiederholen. Das Reaktionsgefälle erhält man zu:

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{ED_a^2 - C_0' D_a^2}{2g},$$

und zwar ist die Reaktionsgeschwindigkeit  $c_p$  wieder durch den Abschnitt  $D_a H$  dargestellt, welchen ein um  $C_0'$  mit dem Halbmesser  $C_0' B = ED_a$  beschriebener Kreis auf dem Radius  $AD_a$  abschneidet. Macht man ferner  $D_a G = D_e A = c_e$ , so erhält man in  $GH$  die dem wirkfamen Gefälle  $h_w$  zugehörige Geschwindigkeit  $c_w$ . Die absolute Austrittsgeschwindigkeit erhält man in  $FA = c_a$ , wenn man  $EF = v_a$  abträgt, und daher gelangt man schließlich zu der nutzbaren Geschwindigkeit  $c_n$  in der Kathete  $GK$  des über  $GH$  als Hypotenuse gezeichneten Dreiecks, dessen andere Kathete  $HK = c_a = FA$  gemacht wurde. Die Reaktionsdruckhöhe findet man hier zu:

$$h_p = \frac{w_a^2 - w_0^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} \left( \frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 1 \right) \dots (73)$$

und die wirkfame Gefällhöhe:

$$h_w = \frac{c_e^2}{2g} + h_p = \frac{c_e^2}{2g} \left( \frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} \right) \dots (74)$$

Hieraus erhält man daher die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$c_e = \sqrt{\frac{2gh_w}{\frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2}}} \dots (75)$$

und die Radgeschwindigkeiten:

$$v_e = c_e \cotg \beta \text{ und } v_a = \frac{1}{v} c_e \cotg \beta.$$

Ebenso hat man für die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_a = FA$ :

$$\begin{aligned} c_a^2 &= D_a A^2 + (D_a E - FE)^2 = \chi^2 c_e^2 + \left( \chi c_e \cotg \delta - \frac{1}{v} c_e \cotg \beta \right)^2 \\ &= c_e^2 \left( \frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 2 \frac{\chi}{v} \cotg \beta \cotg \delta \right) \dots \dots (76) \end{aligned}$$

und somit ist das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = \frac{c_e^2}{2g} 2 \left( \frac{\chi}{v} \cotg \beta \cotg \delta - \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} \right) \dots \dots (77)$$

übereinstimmend mit den entsprechenden Formeln des vorigen Paragraphen für die Cadiat'schen Turbinen.

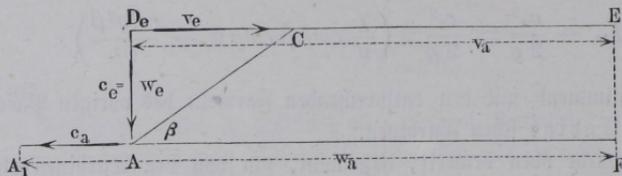
Es wurde oben bemerkt, daß man, um von den Turbinen ohne Leit-  
schaufeln überhaupt eine Leistung zu erhalten, auch von der Bedingung des  
stoßfreien Eintritts abgehen könne. Dies ist in der That der Fall bei dem  
Segner'schen Wasserrade und dem in Fig. 291 angegebenen Althans's-  
schen Reactionsrade, bei welchem die einzelnen Schwungröhren sich radial  
an das mittlere Zuführungsrohr ansetzen. Da man hierbei die Ausfluß-  
mündungen nach der Richtung des äußeren Umfangs anordnet, so ist es  
hierbei allerdings möglich, die absolute Geschwindigkeit des Wassers  
an der Austrittsmündung auf Null herabzuziehen, wenn man  
nämlich die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  gleich der Geschwindigkeit  $v_a$   
des Rades daselbst macht. Es muß indessen bemerkt werden, daß auch hier  
ein gewisser Gefällverlust, welcher auf die Fortführung des Wassers ver-  
wendet wird, nicht zu umgehen ist, indem man nämlich diese Räder frei  
über dem Unterwasser aufstellen muß, so daß das Wasser nach dem Verlassen  
des Rades von einer gewissen geringen Höhe herunterfällt, wodurch ihm  
wieder die zum Abfließen im Untergraben nöthige Geschwindigkeit ertheilt  
wird. Außerdem würden auch solche Räder wenig vortheilhaft, nämlich nur  
so wie gewöhnliche Stoßräder wirken, wenn man sie so anordnet  
wollte, daß das Wasser seine ganze Geschwindigkeit im Rade einblüßt, wie  
die folgende Betrachtung zeigt.

Es sei  $D_e A = c_e$ , Fig. 318 (a. f. S.), wieder die radiale Eintritts-  
geschwindigkeit des Wassers in das Rad, dessen Umfangsgeschwindigkeit am  
innern Umfange durch  $D_e C = v_e$  dargestellt sein soll. Wegen der radialen  
Anfügung der Radcanäle findet hier beim Eintritte des Wassers ein Stoß  
statt, in Folge dessen eine der Geschwindigkeit  $v_e$  entsprechende Wirkungsfähig-  
keit verloren geht; es wird daher hierdurch das wirksame Gefälle  $h_w$  beim  
Eintritte in das Rad um die Größe des Stoßgefälles

$$h_{st} = \frac{v_e^2}{2g} \dots \dots \dots (78)$$

verringert. Man hat sonach in diesem Falle den Nest  $h_w - h_{st}$  gleich der Summe  $\frac{c_e^2}{2g} + h_p$  zu setzen. Um  $h_p$  zu bestimmen, sei  $D_e E = v_a = \frac{v_e}{v}$  die äußere Umfangsgeschwindigkeit, und der Voraussetzung nach angenommen, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  tangential an den Umfang und

Fig. 318.



gleich  $v_a$  angeordnet werde. Man hat dann  $FA = w_a = v_a = ED_e$ , und findet die Reaktionshöhe  $h_p$  nun wieder mit Rücksicht darauf, daß dieselbe im Verein mit der Centrifugalkraft die relative Eintrittsgeschwindigkeit  $w_e = D_e A$  auf die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a = FA = v_a$  erhöhen muß. Dies führt zu der Gleichung

$$h_p + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = \frac{v_a^2 - c_e^2}{2g}$$

woraus

$$h_p = \frac{v_e^2 - c_e^2}{2g} \dots \dots \dots (79)$$

folgt. Die Reaction  $h_p$  ist daher gleich Null für  $v_e = c_e$  und positiv oder negativ, jenachdem  $v_e \gtrless c_e$  ist. Man findet nun aus

$$h_w - h_{st} = \frac{c_e^2}{2g} + h_p = \frac{v_e^2}{2g}$$

die Beziehung

$$h_w = \frac{v_e^2}{2g} + h_{st} = 2 \frac{v_e^2}{2g} \dots \dots \dots (80)$$

oder

$$v_e = \frac{1}{2} \sqrt{2gh_w} \dots \dots \dots (81)$$

Das Rad muß daher in diesem Falle eine innere Umfangsgeschwindigkeit haben, welche halb so groß ist, wie die zum wirksamen Gefälle  $h_w$  gehörige Endgeschwindigkeit, und der Eintrittsquerschnitt  $F_e$  (im Umfange gemessen) muß zu dem Austrittsquerschnitte  $F_a$  (in radialer

Richtung gemessen) in dem Verhältnisse stehen  $\frac{F_e}{F_a} = \chi$ , welches durch die Gleichung

$$w_a = \chi c_e = v_a = \frac{v_e}{v} = \frac{c_e \cotg \beta}{v}$$

zu

$$\chi = \frac{\cotg \beta}{v} = \frac{r_a}{r_e} \cotg \beta \dots \dots \dots (82)$$

bestimmt wird, wenn man mit  $\beta$  den Winkel  $D_e CA$  bezeichnet, dessen Tangente das Verhältniß  $\frac{c_e}{v_e}$  angiebt. Das nutzbar gemachte Gefälle  $h_n$  findet man hier, da das Wasser absolut todt aus dem Rade heraustritt, also der Verlust allein in demjenigen des Stoßes beim Eintritte beruht, zu

$$h_n = h_w - h_{st} = \frac{v_e^2}{2g} = \frac{1}{2} h_w \dots \dots \dots (83)$$

woraus man erkennt, daß der Wirkungsgrad eines solchen Rades höchstens demjenigen eines Stoßrades von der vortheilhaftesten Wirkung gleichgesetzt werden kann.

Man kann indessen den Effect dieser Räder dadurch erhöhen, daß man dem Wasser beim Heraustreten aus dem Rade noch eine gewisse absolute Geschwindigkeit beläßt, indem hierdurch das Reactionsgefälle vergrößert, daher die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  und mit dieser der Stoßverlust  $\frac{v_e^2}{2g} = \frac{c_e^2 \cotg^2 \beta}{2g}$  herabgezogen wird.

Es möge, um diesen Fall zu untersuchen, etwa angenommen werden, die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  sei durch Verengung der Austrittsöffnung  $F_a$  auf einen Werth gebracht, welcher größer als  $v_a = FA$  sei, und welcher in der Figur durch  $FA_1 = w_a$  dargestellt sein mag. Das Wasser nimmt dann aus dem Rade die absolute Geschwindigkeit  $c_a = w_a - v_a = AA_1$  heraus, und man findet das Reactionsgefälle nunmehr aus

$$2gh_p + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 - c_e^2 = c_a^2 + 2c_a v_a + v_a^2 - c_e^2$$

zu

$$h_p = \frac{c_a^2 + 2c_a v_a + v_e^2 - c_e^2}{2g} \dots \dots \dots (84)$$

Daraus folgt weiter

$$h_w - h_{st} = \frac{c_e^2}{2g} + h_p = \frac{c_a^2 + 2c_a v_a + v_e^2}{2g}$$

oder, für  $h_{st}$  seinen Werth  $\frac{v_e^2}{2g}$  eingesetzt

$$h_w = \frac{c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2}{2g} \dots \dots \dots (85)$$

Endlich erhält man das nutzbar gemachte Gefälle  $h_n$ , wenn man von dem wirkfamen Gefälle  $h_w$  nicht nur den Stoßverlust  $\frac{v_e^2}{2g}$ , sondern auch die dem Wasser verbleibende Wirkungsfähigkeit  $\frac{c_a^2}{2g}$  abzieht, so daß man zu

$$h_n = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{2g} \dots \dots \dots (86)$$

gelangt, und der Wirkungsgrad durch

$$\eta_i = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2} \dots \dots \dots (87)$$

gefunden wird.

Um diejenige Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit zu ermitteln, für welche der Wirkungsgrad  $\eta_i$  seinen größten Werth annimmt, erhält man durch Differentiiren des Ausdrucks (87) nach  $c_a$  die Gleichung:

$$(c_a^2 + 2 c_a v_a + 2 v_e^2) 2 v_a - (2 c_a v_a + v_e^2) (2 c_a + 2 v_a) = 0,$$

woraus

$$c_a^2 v_a + c_a v_e^2 = v_e^2 v_a \dots \dots \dots (88)$$

folgt.

Hieraus bestimmt sich mit  $v_e = v v_a$ :

$$c_a = -\frac{v^2}{2} v_a \pm v_a \sqrt{v^2 + \frac{v^2}{4}} = v_a \left( -\frac{v^2}{2} \pm \frac{v}{2} \sqrt{5} \right).$$

Beispielsweise erhält man mit

$$v = \frac{r_e}{r_a} = 1/5$$

die vortheilhafteste Ausflußgeschwindigkeit

$$c_a = v_a (-0,02 + 0,1 \sqrt{5}) = 0,204 v_a = \text{rot } 0,2 v_a,$$

womit der ideelle Wirkungsgrad nach (87) zu

$$\eta_i = \frac{2 \cdot 0,2 + 0,04}{0,04 + 2 \cdot 0,2 + 0,08} = \frac{0,44}{0,52} = 0,846$$

sich berechnen würde.

§. 123. Einfluss der Schaufeldicken bei den Reactionsturbinen. Bisher ist immer die Diche der Schaufeln als verschwindend klein außer Acht gelassen; da aber in der Ausführung die Schaufeln eine gewisse, durch die Größe des Rades und das Material bedingte Stärke haben müssen, <sup>10</sup>

wird hierdurch eine gewisse Verengung der Canäle herbeigeführt, deren Einfluß auf die Wirkung des Wassers näher untersucht werden soll. Wenn die Schaufeln aus Blech dargestellt werden, so kann ihre Dicke, welche dann etwa zwischen 6 und 15 mm liegen wird, geringer gehalten werden, als wenn man die Schaufeln durch den Guß herstellt, in welchem Falle man nicht gut unter 10 mm herabgehen kann, bei großen Rädern aber auch wohl Schaufelstärken bis zu 25 mm wählen wird. Nach Redtenbacher\*) soll man die Dicke  $d$  der Schaufeln zu

$$d = 0,025 r$$

annehmen, unter  $r$  den mittleren Halbmesser des Rades verstanden, und zwar soll man zu den Schaufeln Eisenblech oder Gußeisen verwenden, je nachdem  $r$  kleiner oder größer als 0,4 m ist, wonach die Stärkengrenze zwischen beiden Materialien durch 10 mm gegeben sein würde. Im Allgemeinen wird man die Schaufeln der Radialturbinen, da sie zwischen zwei Kränze eingesetzt sind, geringer annehmen dürfen, als die für Axialturbinen, bei denen die Schaufeln meist nur mit dem inneren Kranze verbunden sind und frei nach außen vorragen (s. Fig. 298). Man giebt daher für Radialturbinen wohl die Regel, die Schaufeldicke

$$d = 0,015 r$$

zu wählen.

Der Einfluß der Schaufeldicken wird ferner in demselben Verhältnisse wachsen, in welchem die Anzahl der Schaufeln größer gewählt wird, und man ersieht hieraus, daß es gerathen sein wird, diese Anzahl nicht übermäßig groß zu wählen, sowie daß es hierfür gewisse praktische Grenzen geben wird, bei denen der Vortheil, welchen die bessere Führung des Wassers durch eine größere Anzahl von Canälen gewährt, aufgewogen wird durch die vermehrten Widerstände der Schaufeln. Die Anzahl der Radschaufeln wird etwa zwischen 24 und 36 schwanken, während man dem Leitrade meist nur ungefähr  $\frac{2}{3}$  so viel giebt.

Es möge im Folgenden mit  $s$  die Anzahl der Schaufeln und zwar mit  $s_l$  diejenige des Leitapparates und mit  $s_r$  die des Rades bezeichnet werden, dann hat man die Schaufeltheilung, d. h. den im Umfange gemessenen Bogen für irgend eine Stelle

$$t = \frac{2 \pi r}{s} \dots \dots \dots (89)$$

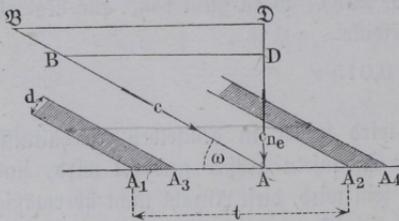
wenn  $r$  den Halbmesser des Umfanges an dieser Stelle bedeutet. Diese Theilung soll ebenfalls durch  $t_l$  für das Leitrad und  $t_r$  für das Laufrad unterschieden werden, und zwar bezeichnen  $t_{le}$  und  $t_{ra}$  die Theilungen am

\*) Theorie u. Bau der Turbinen v. Redtenbacher, 1860.

Eintritts- und bezw. am Austrittsumfange des Leitapparates, während mit  $t_{re}$  und  $t_{ra}$  die Theilungen am Eintritts- und Austrittsumfange des Rades gemeint sein sollen. Bei den Axialturbinen ist  $t_{ie} = t_{ia} = t_i$  und  $t_{re} = t_{ra} = t_r$ , während sich bei den Radialturbinen natürlich die Theilungen an zwei verschiedenen Stellen desselben Rades wie die Halbmesser dieser Stellen verhalten. Mit  $d$  seien endlich die Dicken der Schaufeln bezeichnet, und es möge der Allgemeinheit wegen ebenfalls  $d_i$  für die Leit-schaufeln verschieden angenommen werden von der Dicke  $d_r$  der Radschaufeln.

Denkt man sich nun an irgend einer Stelle eines der beiden Räder einen cylindrischen Schnitt concentrisch zur Radaxe geführt, und diese Schnittfläche zu einer Ebene gestreckt, und sei  $A_1 A_2 = A$ , Fig. 319, die Theilung an dieser Stelle, d. h. die Entfernung zwischen den beiden Schaufeln  $A_1 A_3$  und  $A_2 A_4$ , deren Neigungswinkel gegen den Umfang  $A_1 A_4$  durch  $\omega$  gegeben sein mag. Unter diesem Winkel  $\omega$  in der Richtung  $BA$  soll ein den Raum zwischen den Schaufeln vollständig erfüllender Wasserstrahl sich bewegen, und es möge durch  $BA = c$  diejenige Geschwindigkeit dargestellt sein, mit welcher das den Canal passirende Wasser sich bewegen würde, wenn die Schaufeln durch ihre Dicke eine Verengung nicht bewirkten, wie dies in den vorhergehenden Paragraphen immer vorausgesetzt wurde. Zieht

Fig. 319.



man dann  $AD$  senkrecht zu  $A_1 A_4$  und  $BD$  parallel mit  $A_1 A_4$ , so erhält man in

$$DA = c \sin \omega = c_{ne} \dots \dots (90)$$

die normal zu dem Querschnitte  $A_1 A_4$  gerichtete Componente der Wassergeschwindigkeit, und man kann daher das durch den Canal strömende Wasser durch

$$Q = A_1 A_2 \cdot b \cdot c_{ne} = t b \cdot c_{ne}$$

ausdrücken, wenn  $b$  die zu der Ebene der Zeichnung senkrechte Dimension des Canals ist, oder man hat für einen Canal von der Breite Eins, welcher hier immer vorausgesetzt werden soll,

$$Q = t \cdot c_{ne}$$

Durch die Schaufelstärke  $d$  wird nun die Oeffnung des Canals um die Größe  $A_1 A_3 = \frac{d}{\sin \omega}$ , also im Verhältnisse

$$\frac{A_3 A_2}{A_1 A_2} = \frac{t - \frac{d}{\sin \omega}}{t} = 1 - \frac{d}{t \sin \omega} = \frac{t \sin \omega - d}{t \sin \omega} = \frac{1}{\mu} \quad (91)$$

vermindert, wenn man das Verhältniß

$$\frac{t \sin \omega}{t \sin \omega - d} = \mu \quad \dots \quad (92)$$

setzt. In Folge dessen muß die in Betracht gezogene Wassermenge  $Q$  durch diesen verengten Querschnitt  $A_3 A_2$  mit einer Geschwindigkeit strömen, deren normale Componente durch

$$D A = \frac{A_1 A_2}{A_3 A_2} D A = \mu c_{nc} = c'_{nc} \quad \dots \quad (93)$$

dargestellt ist, wenn man  $D A = \frac{A_1 A_2}{A_3 A_2} D A$  macht. Zieht man durch  $D$  eine Parallele zu  $A_1 A_4$ , so erhält man natürlich in

$$B A = \mu c = c' \quad \dots \quad (94)$$

die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Canal an der gedachten Stelle durchströmt.

Eine Verengung durch die Schaufeln findet nun in der That dort nicht statt, wo die Schaufeln fehlen, d. h. im Spalte zwischen Leitapparat und Laufrad, sowie unmittelbar vor dem Eintritte des Wassers in das Leitrad und unmittelbar nach dem Austritte des Wassers aus dem Rade. Man erkennt hieraus, daß das Wasser auf seinem Wege durch die Turbine in Folge der viermaligen plötzlichen Querschnittsveränderung auch viermal einer plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung und daher jedesmal einem Verluste an lebendiger Kraft unterworfen ist, für welchen die jedesmalige Veränderung der Geschwindigkeit maßgebend ist. Es gilt dies natürlich nur unter der Voraussetzung, daß das Wasser die ihm dargebotenen Querschnitte stets auszufüllen bestrebt ist, d. h. daß es mit Reaction arbeitet, was zunächst hier immer vorausgesetzt werden soll, indem das Verhalten des Wassers bei den reinen Actionsturbinen später besonders besprochen werden wird.

Die gedachten vier Verluste an lebendiger Kraft oder Gefälle, welche das Wasser beim Eintritte in den Leitapparat, beim Austritte aus demselben in den erweiterten Spalt, beim Eintritte aus diesem in das Rad und endlich beim Austritte aus dem Rade in das Abführungsgerinne erleidet, sind sämmtlich durch dieselbe Formel

$$z_s = \frac{(c' - c)^2}{2g} = \frac{1}{2g} c^2 (\mu - 1)^2 \quad \dots \quad (95)$$

ausgedrückt, wenn man nur für  $\mu$  den für die betreffende Stelle geltenden

Werth einsetzt, den die Formel (92) dafür giebt. Für den Leitapparat hat man darin für  $t$  und  $d$  die Werthe  $t_l$  und  $d_l$  und für  $\omega$  die Winkel  $90^\circ$  an der Eintrittsstelle und  $\alpha$  an der Austrittsstelle einzuführen, während für das Laufrad die Größen  $t_r$  und  $d_r$ , sowie die Winkel  $\beta$  und  $\delta$  gelten.

Zur Erleichterung der Rechnung kann man für die gebräuchlichsten Verhältnisse der Schaufeldicke  $d$  zu der Schaufeltheilung  $t$  eine Tabelle der Werthe von  $(\mu - 1)$  folgendermaßen berechnen. Mit Rücksicht auf (92) hat man

$$\mu - 1 = \frac{t \sin \omega}{t \sin \omega - d} - 1 = \frac{d}{t \sin \omega - d} = \frac{\frac{d}{t}}{\sin \omega - \frac{d}{t}} \quad (96)$$

Um die Grenzwerte von  $\frac{d}{t}$  zu ermitteln, nehme man als geringste Schaufelzahl 12 und als größte 36 an, für welche Fälle die Theilung  $t$  bei einem mittleren Halbmesser  $r$  zu

$$\frac{2\pi}{12} r = 0,52 r \quad \text{und} \quad \frac{2\pi}{36} r = 0,17 r$$

folgt. Setzt man ebenfalls die Schaufeldicken zwischen den Grenzen

$$d = 0,025 r \quad \text{und} \quad d = 0,015 r$$

fest, so kann man die Werthe von  $\frac{d}{t}$  als zwischen

$$\frac{0,025}{0,52} = 0,048 = \text{rot } \frac{1}{20}$$

und zwischen

$$\frac{0,015}{0,17} = 0,089 = \text{rot } \frac{1}{12}$$

liegend annehmen, da man bei der größeren Schaufelzahl 36, welche bei größeren Turbinen gewählt werden dürfte, für die Schaufeldicke den kleineren Werth  $0,015 r$  annehmen wird, während man andererseits für kleinere Räder geringe Schaufelzahlen und Dicken wählen wird, welche dem Werthe  $d = 0,025 r$  nahe liegen. Demgemäß ist für verschiedene Verhältnisse  $\frac{d}{t}$

zwischen  $\frac{1}{10}$  und  $\frac{1}{25}$  und für verschiedene Neigungswinkel  $\omega$  zwischen  $15^\circ$  und  $90^\circ$  die folgende Tabelle der Werthe von

$$\mu - 1 = \frac{\frac{d}{t}}{\sin \omega - \frac{d}{t}}$$

§. 123.] Einfluß der Schaufeldicken bei den Reactionsturbinen. 417  
 berechnet, deren man sich bei numerischen Rechnungen bedienen kann, indem  
 die für Zwischenwerthe von  $\frac{d}{t}$  und  $\omega$  geltenden Beträge daraus leicht durch  
 Interpolation zu finden sind.

$$\text{Tabelle der Werthe von } \mu - 1 = \frac{\frac{d}{t}}{\sin \omega - \frac{d}{t}}$$

$\omega =$	15°	20°	25°	30°	40°	60°	90°
$\frac{d}{t} = 1/10 \dots$	0,628	0,413	0,310	0,25	0,184	0,130	0,111
$\frac{d}{t} = 1/12 \dots$	0,473	0,321	0,245	0,20	0,148	0,107	0,091
$\frac{d}{t} = 1/15 \dots$	0,347	0,242	0,187	0,154	0,116	0,083	0,072
$\frac{d}{t} = 1/20 \dots$	0,240	0,172	0,134	0,111	0,081	0,061	0,053
$\frac{d}{t} = 1/25 \dots$	0,182	0,131	0,105	0,087	0,066	0,048	0,042

Es kann bemerkt werden, daß man wohl durch geeignete Abrundung  
 oder Zuschärfung der Schaufelenden die Querschnittsveränderung durch  
 die Schaufelstärken zu einer mehr allmäligen gestalten und daher die Ver-  
 luste an lebendiger Kraft etwas mildern kann, doch wird hierdurch eine voll-  
 ständige Beseitigung dieser Effectverluste nicht möglich sein, auch ist zu  
 bedenken, daß durch die gedachten Zuschärfungen die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$   
 geändert werden, und daher hierdurch die Bedingungen des stoßfreien Ein-  
 tritts nicht mehr in aller Schärfe zutreffen. Es wird daher gerathen sein,  
 die vier gedachten Verluste an Gefälle in Rechnung zu bringen, welche ihrer  
 Aufeinanderfolge nach mit

$z_{s_1}, z_{s_2}$  für das Leitrad,

$z_{s_3}, z_{s_4}$  für das Laufrad,

und zusammen mit

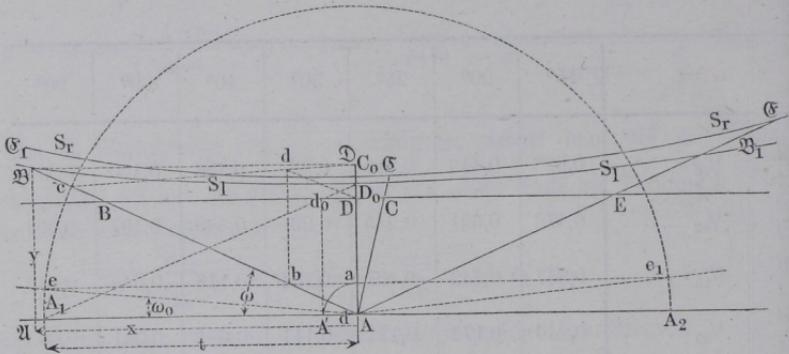
$$z_s = z_{s_1} + z_{s_2} + z_{s_3} + z_{s_4} \dots \dots \dots (97)$$

bezeichnet werden mögen.

Man kann die betreffenden Geschwindigkeiten, wie sie in Folge der  
 Schaufeldicken erzeugt werden, auch leicht construiren. Es sei  $DA = cne$ ,

Fig. 320, wieder die Geschwindigkeit des Wassers, mit welcher dasselbe durch den unverengten Querschnitt  $A_1 A_2$  strömt, und es seien mit  $AA_1 = t$  und  $AA' = d$  Kreisbögen um  $A$  gezeichnet. Für irgend eine Schaufelneigung  $BAA_1 = \omega$  erhält man dann mittelst der durch  $D$  gezogenen Parallelen zu  $A_1 A_2$  in  $BA = \frac{c_{ne}}{\sin \omega} = c$  die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in dieser Richtung einen nicht durch Schaufeln verengten

Fig. 320.



Raum, also den Spalt durchströmt. Zieht man nun durch  $a$  ebenfalls eine Parallele ab zu  $A_1 A_2$ , so ist  $bA = \frac{d}{\sin \omega}$  und  $bc = t - \frac{d}{\sin \omega}$ , daher die normale Geschwindigkeit  $c'_{ne}$  senkrecht zu  $A_1 A_2$  für diese Neigung in  $DA = c'_{ne}$  erhalten wird, wenn man  $DA = \frac{cA}{cb} DA$  konstruirt. Hierzu zieht man durch  $D$  die Gerade  $Dd$  parallel zu der Schaufelneigung  $AB$  und durch  $b$  parallel zu  $AD$ , dann schneidet die Verbindungslinie  $cd$  in  $D$  von  $A$  aus die gesuchte Normalgeschwindigkeit

$$DA = \frac{cA}{cb} db = \frac{t}{t - \frac{d}{\sin \omega}} c_{ne} = \mu c_{ne} = c'_{ne}$$

ab. Zieht man noch durch  $D$  eine Parallele mit  $A_1 A_2$ , so erhält man in  $BA = \frac{c'_{ne}}{\sin \omega} = \mu c = c'$  die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Canal an derjenigen Stelle durchströmt, an welcher derselbe unter dem Winkel  $\omega$  gegen die Umfangsfläche geneigt ist. Für  $\omega = 90^\circ$ , also für die Anfangsstücke der Leitschaufeln, welche man bei axialen Turbinen vertical und bei inneren Radialturbinen radial endigen läßt, erhält man die Ge-

geschwindigkeit  $c'_n$  in  $D_0A$ , wenn man durch  $A'$  eine Parallele mit  $DA$  und durch  $D$  eine Parallele mit  $A_1A_2$  zieht und  $A_1$  mit  $d_0$  verbindet.

Berlingert man ferner  $ab$  bis zum Durchschnitt  $e$  mit dem Kreisbogen  $A_1e$ , so erhält man in  $eA$  diejenige Richtung der Schaufel, bei welcher eine vollständige Versperrung der Oeffnung durch die Schaufeldicke stattfinden würde, und für welche die Construction natürlich zu einer unendlich großen Geschwindigkeit führen müßte. Der Werth dieses Neigungswinkels  $\omega_0$ , von welchem man selbstredend möglichst entfernt bleiben muß, ist nach der Figur durch  $\sin \omega_0 = \frac{d}{t}$  gegeben, und würde beispielweise bei 24 Schaufeln, also

einer Theilung  $t = \frac{2\pi r}{24}$  und einer Stärke  $d = 0,020r$  durch

$$\sin \omega_0 = \frac{0,02 \cdot 24}{2 \cdot \pi} = 0,0764 \text{ zu } \omega_0 = 4\frac{1}{2}^\circ$$

gegeben sein.

Denkt man sich die hier für die beliebige Neigung  $BA$  angegebene Construction für alle möglichen Neigungswinkel zwischen  $\omega_0$  und  $180^\circ - \omega_0$ , also für alle Richtungen zwischen  $eA$  und  $e_1A$  in gleicher Art durchgeführt, so legen alle so erhaltenen Punkte  $B$  eine gewisse Curve  $B_0B_1$  fest, welche die Eigenschaft besitzt, daß jeder von  $A$  aus an dieselbe gezogene Fahrstrahl wie  $AB$  in seiner Länge die Geschwindigkeit des Wassers in dieser Richtung darstellt, welches den unverengten Querschnitt daselbst mit der dazu normalen Geschwindigkeit  $DA = c_n$  durchströmen würde. Diese Curve, welche leicht als eine Hyperbel\*) zu erkennen ist, deren eine Hauptaxe mit  $AD$  zusammenfällt und deren Asymptoten mit  $Ae$  und  $Ae_1$  parallel sind, ändert sich sowohl mit der Theilung  $t$ , also dem Halbmesser  $r$  und der Schaufelzahl  $s$ , als auch mit der Schaufeldicke  $d$ . Für Axialturbinen hat man daher für irgend einen Cylinderquerschnitt im Abstand  $r$  eine

\*) Daß die Curve  $BAB_1$  eine Hyperbel ist, folgt aus der Figur, nach welcher

$$BA = y = DA = \frac{cA}{cb} \quad DA = \frac{t}{t - \frac{d}{\sin \omega}} \quad c_n = \frac{t}{t - \frac{d}{y}} \quad \frac{c_n}{y} = \frac{t}{Vx^2 + y^2}$$

ist, wenn man

$$\frac{1}{\sin \omega} = \frac{BA}{y} = \frac{Vx^2 + y^2}{y}$$

setzt. Hieraus erhält man

$$yt - d \sqrt{x^2 + y^2} = t c_n$$

oder

$$x^2 d^2 - y^2 (t^2 - d^2) + 2 y c_n t = t^2 c_n^2$$

die Gleichung einer Hyperbel.

solche Curve  $S_i$  für das Leitrad, welche für alle Querschnitte, also den Eintrittsquerschnitt wie für den Austrittsquerschnitt des Leitrades gilt, während dem Laufrade in diesem Cylinderschnitte eine andere, gleichfalls für alle Querschnitte gültige Hyperbel  $S_r$  entspricht. Nur wenn die Schaufelzahlen  $s_i$  und  $s_r$  übereinstimmen, und auch die Schaufelböden  $d_i$  und  $d_r$  gleich sind, gilt eine und dieselbe Schaufelcurve für alle Querschnitte durch das Leit- und Laufrad, natürlich immer nur für den der Axe concentrischen cylindrischen Umfang vom Halbmesser  $r$ , für welchen die zu Grunde gelegte Theilung  $t$  verstanden ist.

Bei den Radialturbinen dagegen sind die den Eintritts- und Austrittsstellen des Leit- wie Laufrades zugehörigen Hyperbeln  $S_{ie}$  und  $S_{ia}$ ,  $S_{re}$  und  $S_{ra}$  immer von einander verschieden, und nur bei gleicher Schaufelzahl und Stärke darf man die Hyperbel  $S_{ia}$  für den Austritt aus dem Leitrade mit derjenigen  $S_{re}$  für den Eintritt in das Laufrad als übereinstimmend ansehen, da die beiden zugehörigen Halbmesser sich nur um die immer sehr geringe Breite des Spaltes unterscheiden.

Nach dem Vorhergehenden erhält man nun aus der Figur ein deutliches Bild von dem Vorgange beim Passiren des Wassers durch die Canäle des Leit- und Laufrades. Es sei, Fig. 320, in  $BD_0B_1$  die dem Leitrade einer Axialturbine zugehörige Hyperbel  $S_i$  in vorgedachter Weise gezeichnet, und ebenso soll  $EC_0C_1$  diese Curve  $S_r$  für die Stärken der Laufradschaufeln sein. Die normale Durchgangsgeschwindigkeit  $c_n$  durch den Spalt ist durch  $DA$  dargestellt, und ebenso groß ist wegen der Gleichheit der Oeffnungen auch die verticale Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser oberhalb im Zuführungsrohre an den Anfängen der Leitschaufeln ankommt, ebenso wie diejenige Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unmittelbar nach dem Verlassen des Rades in dem durch Schaufeln nicht mehr verengten Abführungsrohre fortströmt. Beim Eintreten des Wassers in das Leitrad wird daher die Geschwindigkeit plötzlich von dem Betrage  $c_n = DA$  auf denjenigen  $D_0A$  erhöht, und es findet ein Verlust an Gefälle statt:

$$h_{s_1} = \frac{D_0 D^2}{2g} = \frac{c_n^2}{2g} (\mu_1 - 1)^2.$$

Hierauf wird die Geschwindigkeit von dem Betrage  $D_0A = c'_n$  durch die stetige Krümmung der Leitschaufeln ohne Verluste (wenn von den Reibungswiderständen hier zunächst abgesehen wird) in die Geschwindigkeit  $c'_e = BA$  übergeführt, welche der Richtung  $BA$  des letzten Leitschaufelelements entspricht. In dem Augenblicke, in welchem das Wasser aus den Leitcanälen austritt, um in den Spalt zu gelangen, wird die Geschwindigkeit  $c'_e = BA$  sofort auf den Betrag  $c_e = BA$  verringert, welche dem durch

Schaufeln nicht verengten Raume im Spalte entspricht. Mit dieser plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung ist wiederum ein Verlust an Gefälle

$$h_{s_2} = \frac{B B^2}{2 g} = \frac{(c'_e - c_e)^2}{3 g} = \frac{c_e^2}{2 g} (\mu_2 - 1)^2$$

verknüpft, wenn  $c_e = BA$  wie in den früheren Paragraphen die Geschwindigkeit bedeutet, mit welcher das Wasser dem Rade durch den Spalt in der Richtung  $BA$  zufließt.

Hat nun das erste Radschaufelelement die Richtung  $CA$ , so hat man nach dem Früheren dem Eintrittsumfange die Geschwindigkeit  $v_e = BC$  zu geben, und das Wasser würde seinen Lauf durch das Rad mit der relativen Geschwindigkeit  $w_e = CA$  längs der Schaufel beginnen, wenn die Radschaufeln unendlich dünn wären. Wegen der Dichte derselben aber ist diese Anfangsgeschwindigkeit durch  $CA = w'_e$  dargestellt, es muß also unmittelbar nach dem Eintritte des Wassers in das Rad die Geschwindigkeit des ersteren von  $CA = w_e$  auf  $CA = w'_e$  erhöht werden, wodurch ein dritter Stoßverlust

$$h_{s_3} = \frac{C C^2}{2 g} = \frac{w_e^2}{2 g} (\mu_3 - 1)^2$$

entsteht.

Durch die Wirkung des Reactionsgefälles wird nun die anfängliche relative Geschwindigkeit erhöht, und zwar kommt das Wasser, wenn  $EA$  die Richtung des letzten Schaufelelements angiebt, mit einer Geschwindigkeit  $w'_a = EA$  an der Radmündung an, welche durch den Fahrtstrahl von  $A$  bis an die Hyperbel  $S_r$  gegeben ist. In dem Momente jedoch, in welchem das Wasser das Rad verläßt, um in den nicht mehr durch Schaufeldicken verengten Raum des Abführungsgerinnes einzutreten, wird die Geschwindigkeit wieder auf die Größe  $EA = w_a$  verringert, so daß, da die Componente  $DE$  dieser relativen Geschwindigkeit gleich der Radgeschwindigkeit  $v_a$  gemacht wurde, das Wasser mit der absoluten Geschwindigkeit  $c_a = DA$  das Rad verläßt. Mit dieser letzten Geschwindigkeitsveränderung ist ein vierter Verlust an Gefällhöhe

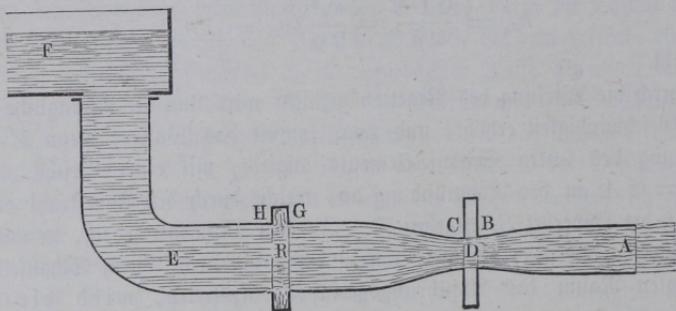
$$h_{s_4} = \frac{E E^2}{2 g} = \frac{w_a^2}{2 g} (\mu_4 - 1)^2$$

verbunden.

Aus der vorstehenden Darlegung erkennt man, daß der Einfluß der Schaufelstärken in der Vernichtung eines gewissen Theils vom gesammten Gefälle  $h$  erkannt werden muß, und daß vorzugsweise hierdurch, sowie durch die in dem Folgenden noch zu betrachtenden Reibungswiderstände das vorhandene Gefälle  $h$  um eine gewisse oben mit  $z$  bezeichnete Höhe verkleinert und auf den Betrag des wirkamen Gefälles  $h_w = h - z$  herabgezogen

wird. Dagegen sind die Schaufeldicken und Schaufelzahlen ohne Einfluß auf die Größe des durch Reaction wirksam gemachten Theils von dem wirksamen Gefälle  $h_w$ , denn die Betrachtung ergab, daß auch unter Berücksichtigung der Schaufelstärken das Wasser aus dem Spalte mit einer Geschwindigkeit  $c_e = BA$  in das Rad tritt, und daß ferner die relative Geschwindigkeit durch das Reactionsgefälle von der Größe  $w_e = CA$  auf diejenige  $w_a = EA$  gebracht werden muß, genau so, wie die frühere Untersuchung unter Vernachlässigung der Schaufelstärken auch ergab. Diese Stärken haben daher auch auf das gegenseitige Verhältniß der Größen  $c_e$ ,  $v$ ,  $w_e$  und  $w_a$  keinen Einfluß, wohl aber werden durch die Schaufeldicken, weil ein Theil des Gefälles vernichtet wird, diese Geschwindigkeiten sämmtlich in einem gewissen für alle gleichen Verhältnisse verkleinert.

§. 124. Einfluss der Schaufeldicken bei den Druckturbinen. In etwas anderer Weise ist der Einfluß der Schaufeldicken bei den Rädern zu Fig. 321.



beurtheilen, welche ohne Reaction arbeiten, weil bei denselben wegen des mangelnden Ueberdruckes das Wasser beim Durchgange durch den Spalt kein Bestreben zeigt, die ihm hier gebotene Erweiterung auszufüllen, ebenso wie auch das Wasser beim Austreten aus dem Rade ein solches Bestreben nicht zeigen wird, so lange wenigstens nicht, als das Rad frei über Wasser ausgießt. Wenn aber eine Actionsturbine unter Wasser geht, so sind die Verhältnisse wegen des in die leeren Räume der Canäle eintretenden Unterwassers derart verwickelt, daß eine Untersuchung nicht möglich ist, auch ist dann wohl nicht anzunehmen, daß die Turbine eine reine Druckturbine bleibt, vielmehr wird durch die Widerstände, welche das rücktretende Unterwasser den vorbeipassirenden Wasserstrahlen entgegensetzt, jedenfalls ein gewisser Ueberdruck in dem Spalte veranlaßt werden, um diese Widerstände zu überwinden.

Das verschiedene Verhalten, welches das Wasser beim Durchgange durch den Spalt von Reactionsrädern und reinen Druckturbinen zeigt, kann man sich etwa durch Fig. 321 veranschaulichen. Wenn hier aus dem Gefäße *F* durch die Röhre *EDA* Wasser bei *A* zum Abflusse in die Atmosphäre gelangt, so wird an der engsten Stelle *CB* das Wasser einen Ueberdruck über den atmosphärischen nicht besitzen und man kann daselbst das Rohr durch einen Sägenschnitt trennen, ohne daß das Wasser heraustritt. Dagegen wird an einer weiteren Stelle, wie bei *G* und *H*, wegen der geringeren Geschwindigkeit ein gewisser Ueberdruck vorhanden sein. Wollte man auch hier zwischen *H* und *G* durch einen Sägenschnitt das Rohr trennen, so würde durch denselben das Wasser mit einer dem Ueberdrucke entsprechenden Geschwindigkeit ausströmen. Denkt man sich nun die Stellen zwischen *B* und *C* sowie *G* und *H*, anstatt sie zu durchschneiden, nur erweitert, so wird die Erweiterung *R* von dem Wasser vollständig erfüllt sein, wie der Spalt einer Reactionsturbinen, während durch den erweiterten Raum *D* das Wasser in einem geschlossenen Strahle passiert, dessen Geschwindigkeit gar nicht von den Dimensionen der Erweiterung abhängt. In diesem Zustande befindet sich das Wasser beim Durchgange durch den Spalt einer reinen Druckturbinen.

Für den Leiterschäufelapparat, welcher auch bei den Druckturbinen immer vollständig gefüllte Canäle hat, gelten daher auch dieselben Betrachtungen, welche im vorhergehenden Paragraphen darüber angestellt sind. Insbesondere ist auch der Verlust an Gefälle  $h_{01}$ , welchen das Wasser beim Eintritte in den Leitapparat erfährt, hier ganz wie bei den Reactionsturbinen zu beurtheilen. Nur in Betreff des Austritts aus dem Leitrade findet hier ein abweichendes Verhalten statt. Es könnte nämlich die für das Leitrad nach Angabe des vorigen Paragraphen gezeichnete Hyperbel  $S_1$  durch den in der Richtung des letzten Schaufelelements gezogenen Fahrstrahl (*BA* in Fig. 320) die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers nur in dem Falle angeben, wenn die vorhandene Austrittsöffnung nicht durch die Dicken der fast unmittelbar davor stehenden Nabschaufeln versperrt würde. Eine derartige Versperrung ist auch in der That bei einer solchen Stellung des Laufrades nicht vorhanden, in welcher die Nabschaufelenden durch die Enden der Leiterschäufeln gedeckt sind, so daß in einem solchen Augenblicke thatsächlich das Wasser mit der durch die gedachte Hyperbel  $S_1$  angegebenen Geschwindigkeit austritt. Während des größten Theils der Zeit jedoch wird jede Nabschaufel eine Versperrung der Leitradcanäle bewirken und die Folge dieser Versperrung muß die sein, daß das Wasser durch den verengten Raum mit einer größeren Geschwindigkeit strömt, als unmittelbar dahinter in dem Querschnitte, wo die Versperrung noch nicht stattgefunden hat. Bezeichnet man etwa mit  $\sigma$  das Verhältniß des unversperrten Querschnitts  $F_0$

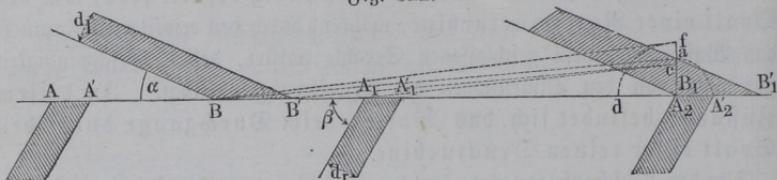
eines Canals zu dem durch die Rad-schaukeln versperrten Querschnitte  $F_\sigma$ ,  
 setzt also

$$\frac{F_0}{F_\sigma} = \sigma \dots \dots \dots (98)$$

so wird die Geschwindigkeit  $c_1$ , mit welcher das Wasser am Ende des Leit-  
 canals anlangt, plötzlich in die größere Geschwindigkeit  $\sigma c_1$  verwandelt  
 und es entsteht hierdurch ein Verlust an Gefälle

$$z_{s_2} = \frac{c_1^2}{2g} (\sigma - 1)^2 \dots \dots \dots (99)$$

Es handelt sich also zunächst darum, den Werth dieses Versperrungs-  
 coefficienten  $\sigma = \frac{F_0}{F_\sigma}$  zu ermitteln. Sind  $B$  und  $B_1$ , Fig. 322, zwei  
 Leitrad-schaukeln von der Dicke  $d_l$  und  $A, A_1$  und  $A_2$  einige Laufrad-schaukeln  
 Fig. 322.



von der Dicke  $d_r$ , so hat man, unter  $\alpha$  und  $\beta$  die betreffenden Neigungs-  
 winkel verstanden, die freie, im Anfange gemessene Lichtweite eines Leit-  
 canals

$$B'B_1 = t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha} = l,$$

wogegen die versperrende Breite einer Laufrad-schaufel durch

$$A_1 A'_1 = \frac{d_r}{\sin \beta}$$

gegeben ist. Würden sämmtliche  $s_r$  Rad-schaukeln bei ihrer Bewegung stets  
 unter freien Oeffnungen der  $s_l$  Leitrad-canäle stehen, so würde die ganze  
 Oeffnung des Leitrades

$$F_l = s_l \cdot l = s_l \left( t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha} \right)$$

um den Betrag

$$s_r \cdot A_1 A'_1 = s_r \frac{d_r}{\sin \beta}$$

versperrt werden. Dies ist nun aber nicht der Fall, denn jede Laufrad-  
 schaukel versperrt in Wirklichkeit nur dann einen Leitcanal, wenn sie an der  
 lichten Mündung

$$B'B_1 = l = t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}$$

vorübergeht, während eine Versperrung nicht stattfindet, wenn die Schaufel unter einer Leitradschaufel  $BB' = \frac{d_l}{\sin \alpha}$  sich bewegt. Jede Nabschaufel versperert daher innerhalb einer beliebigen Zeit  $T$  nur während der Dauer

$$\frac{l}{t_2} T = \frac{B' B_1}{B B_1} T = \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} T,$$

und man hat, da es sich hier um einen durchschnittlichen Mittelwerth handelt, daher anzunehmen, daß jede Schaufel nur mit dem  $\frac{l}{t_l}$ -fachen der Breite  $AA'$  die Versperrung bewirkt. Man erhält demnach die verspererte Oeffnung des Rades

$$F_\sigma = F_l - s_r \frac{d_r}{\sin \beta} \frac{l}{t_l} = s_l \left( t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha} \right) - s_r \frac{d_r}{\sin \beta} \left( \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} \right)$$

und es wird durchschnittlich jeder einzelne von den  $s_l$  Leitradcanälen um die Größe

$$\frac{s_r}{s_l} \frac{d_r}{\sin \beta} \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} \dots \dots \dots (100)$$

versperert. Da nun  $t_l = \frac{2 \pi r}{s_l}$  ist, so kann man auch schreiben:

$$F_\sigma = 2 \pi r - s_l \frac{d_l}{\sin \alpha} - s_r \frac{d_r}{\sin \beta} \left( 1 - \frac{s_l d_l}{2 \pi r \sin \alpha} \right).$$

Man erhält daher den gesuchten Versperrungscoefficienten

$$\sigma = \frac{F_\sigma}{F_0} = \frac{2 \pi r - s_l \frac{d_l}{\sin \alpha}}{2 \pi r - s_l \frac{d_l}{\sin \alpha} - s_r \frac{d_r}{\sin \beta} \left( 1 - \frac{s_l d_l}{2 \pi r \sin \alpha} \right)} \quad (101)$$

Einfacher als durch Rechnung findet man die Größe der Versperrung durch Construction. Trägt man nämlich in  $B_1$  die Strecke

$$B_1 a = A_2 A'_2 = \frac{d_r}{\sin \beta}$$

an, zieht  $Ba$  und durch  $B'$  eine Parallele  $B'c$  mit  $Ba$ , so findet man in

$$B_1 c = \frac{B' B_1}{B B_1} A_2 A'_2 = \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} \frac{d_r}{\sin \beta}$$

die Versperrung, welcher jeder Leitcanal im Mittel ausgesetzt sein würde, wenn die Anzahl der Leitradschaukeln  $s_l$  gleich derjenigen  $s_r$  der Radschaukeln sein würde. Da dies nicht der Fall ist, so hat man noch die Strecke  $B_1 c$  mit dem Verhältniß  $\frac{s_r}{s_l} = \frac{t_l}{t_r}$  zu multipliciren, wozu man einfach  $A_1$  mit  $c$  verbindet und durch  $B$  eine Parallele mit der Verbindenden  $A_1 c$  zieht, welche in  $f$  die für jeden Leitcanal in Rechnung zu stellende Versperrung

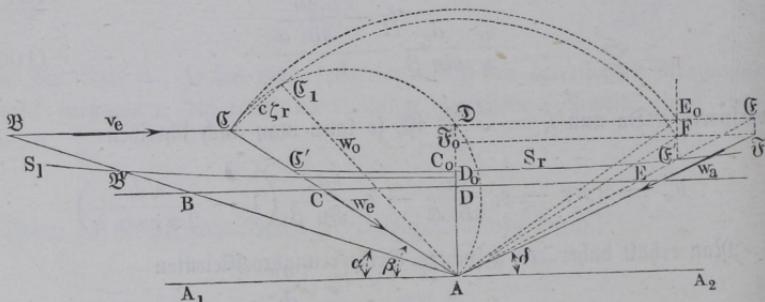
$$B_1 f = \frac{s_r}{s_l} \frac{t_l - \frac{d_l}{\sin \alpha}}{t_l} \frac{d_r}{\sin \beta} \dots \dots \dots \quad (\text{f. 100})$$

ergiebt. Man hat daher, wenn man noch  $B_1 d = B_1 f$  macht, den Versperrungscoefficienten  $\sigma$  durch das Verhältniß

$$\frac{B' B_1}{B' d} = \sigma$$

gefunden.

Fig. 323.



Wenn nun wieder  $DA$ , Fig. 323, die normale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Leitradschaukelapparat bedeutet und  $D_0 B'$  stellt die den Schaufelbiden des Leitrades zugehörige Hyperbel  $S_1$  vor, so kommt das Wasser an der in der Richtung  $BA$  geneigten Ausmündung mit einer Geschwindigkeit  $c_1 = B'A$  an. Diese Geschwindigkeit wird nach dem soeben Gesagten im Augenblicke des Austritts plötzlich wegen der Versperrung durch die Radschaukeln auf den Betrag  $\sigma c_1$  erhöht, welcher nach dem Vorstehenden leicht zu construiren ist und etwa durch  $BA$  dargestellt sein mag. Durch die Versperrung wird daher ein Gefällverlust herbeigeführt, welcher

$$z_{s_2} = \frac{(\sigma - 1)^2}{2g} c_1^2 = \frac{B'A^2}{2g}$$

gegeben ist. Man hat nun diese vergrößerte Geschwindigkeit  $\sigma c_1 = BA$  als die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  anzusehen, mit welcher das Wasser in das Rad gelangt. Die Geschwindigkeit des Eintrittsumfanges ist daher durch  $BC = v_e$  gegeben, wenn  $CA$  die Richtung des ersten Schaufelelements ist, und  $BC$  parallel  $A_1A_2$  gezogen wird. In  $CA$  hat man dann die relative Eintrittsgeschwindigkeit  $w_e$ . Da das Wasser ohne Ueberdruck eintritt, so wirkt auf die Geschwindigkeitsveränderung nur die Arbeit der Centrifugalkraft  $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ , und somit muß der Werth

$$\frac{w_a^2}{2g} - \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{w_0^2}{2g}$$

gleich der unveränderten Größe  $\frac{w_e^2}{2g}$  sein.

Beschreibt man daher mit  $AC = w_e$  einen Kreisbogen um  $A$ , so schneidet derselbe eine im Abstände  $DE_0 = BC = v_e$  von  $AD$  mit dieser parallel gezogene Gerade in einem Punkte  $E_0$ , welcher in  $E_0A$  die Größe  $w_0$  ergibt. Wenn man daher noch auf der Geraden  $DE_0$  die Strecke

$$DF = v_a = \frac{r_a}{r_e} BC \text{ abträgt, so erhält man in } \angle EAA_2 = \delta \text{ den}$$

Winkel, unter welchem das Ende der Radschaukel gegen den Austrittsumfang zu neigen ist. In welcher Art die Reibung des Wassers in den Radschaukeln, durch welche eine Verkleinerung der Geschwindigkeit  $w_e$  veranlaßt wird, auf den Winkel  $\delta$  von Einfluß ist und zu einer entsprechenden Correctur von  $\delta$  nöthigt, wird in §. 126 angegeben.

Man ersieht hieraus, daß bei den Actionsturbinen in Folge der Schaufeldicken nur eine zweimalige Geschwindigkeitsveränderung und zwar jedesmal eine Vergrößerung stattfindet, nämlich beim Eintritte in den Leitapparat im Betrage  $D_0D$ , und beim Austritte aus demselben um die Größe  $B'B$ . Diese beiden Veränderungen bringen die Effectverluste

$$h_{s_1} = \frac{D_0D^2}{2g} \text{ und } h_{s_2} = \frac{B'B^2}{2g}$$

hervor. Dagegen treten die beiden Geschwindigkeitsveränderungen, welche bei Reactionsturbinen den Eintritt in das Rad und den Austritt aus demselben begleiten, bei den Actionsturbinen nicht auf, und deswegen fallen bei ihnen auch die beiden Verluste  $h_{s_3}$  und  $h_{s_4}$  fort. Von diesem Verhalten überzeugt man sich leicht aus der Figur, wenn man noch die den Stärken der Radschaukeln zugehörige Hyperbel  $E'C_0E'$  zeichnet, deren Fahrstrahlen die gleichgerichteten Geschwindigkeiten unter der Annahme vollständig erfüllter Radcanäle angeben. Man erkennt, daß sowohl die wirkliche Eintrittsgeschwindigkeit  $CA = w_e$  als auch die Austrittsgeschwindigkeit

$\mathcal{E}A = w_a$  jede größer ist, als der betreffende Fahrstrahl  $\mathcal{E}'A$  und  $\mathcal{E}A$ , dessen Größe die Geschwindigkeit nur zu haben brauchte, wenn der Madcanal gänzlich erfüllt wäre. Man folgert hieraus daher weiter, daß der durch einen Madcanal passirende Strahl von dem ersteren an jeder Stelle nur einen gewissen Theil des Querschnitts einnehmen wird, welcher sich zum daselbst vorhandenen Querschnitte verhält wie der betreffende Fahrstrahl an die Hyperbel zu der wirklichen relativen Geschwindigkeit an dieser Stelle. Beim Eintritte in das Rad sind daher dessen Canäle nur in dem Verhältnisse  $\frac{\mathcal{E}'A}{\mathcal{E}A}$  und beim Austritte nur in dem Verhältnisse  $\frac{\mathcal{E}'A}{\mathcal{E}A}$  erfüllt, ein Verhalten, welches bei der Verzeichnung der sogenannten Rückschaukeln (s. weiter unten) zu beachten ist.

- §. 125. **Bewegungswiderstände des Wassers.** Bei der Bewegung des Wassers durch die Zuführungsröhre, den Leitschaukelapparat, die Madcanäle und das Abführungrohr findet das Wasser gewisse Reibungswiderstände, welche zu ihrer Ueberwindung einen entsprechenden Theil des Gefälles erfordern, der für die Wirksamkeit des Wassers von vornherein in Abzug gebracht werden muß. Diese Widerstände entstehen hauptsächlich durch die Reibung des Wassers an den Röhren- und Canalwänden, sowie aus den Krümmungen des Wasserweges in den Schaukeln, und man hat diese Hindernisse nach den in Thl. I, Abschn. VII angegebenen Regeln zu bestimmen. Alle diese Widerstände sind abhängig von der Geschwindigkeit  $c$ , mit welcher das Wasser durch die betreffenden Räume sich bewegt, und zwar sind sie direct proportional mit dem Quadrate dieser Geschwindigkeit, d. h. also mit der zugehörigen Geschwindigkeitshöhe  $\frac{c^2}{2g}$ . Außerdem ist nach Thl. I der Reibungswiderstand in Röhren dem Verhältniß  $\frac{l}{d}$  der Länge zum Durchmesser proportional, während der durch Krümmungen hervorgerufene Widerstand vornehmlich von dem Verhältniß  $\frac{a}{r}$  abhängig ist, in welchem die halbe lichte Weite  $a$  zu dem Krümmungshalbmesser  $r$  des Canals steht. Hieraus erkennt man, wie wichtig es ist, bei jeder Krümmung den Halbmesser  $r$  derselben thunlichst groß anzunehmen. Nach den an der angezeigten Stelle angegebenen Formeln und Tabellen kann man nun in jedem Falle den Coefficienten  $\xi$  bestimmen, welcher die durch den Widerstand in dem betreffenden Theile verloren gehende Gefällhöhe  $\xi \frac{c^2}{2g}$  ergiebt. Als die hierbei in Betracht kommende Geschwindigkeit  $c$  gilt bei allen ruhenden Leitungen, also bei dem Zu- und Abführungrohre, sowie bei den Leitrad-

zellen die absolute Geschwindigkeit des Wassers, während der Widerstand, dem das Wasser beim Durchgange durch die Radcanäle begegnet, von der relativen Geschwindigkeit des Wassers in diesen Canälen abhängt, weil offenbar nur diese relative Bewegung eine Verschiebung der Wassertheilchen an einander und an den Canalwandungen zur Folge hat, wogegen die Umdrehungsbewegung des Wassers zugleich mit der Schaufel auf diese Verschiebungen ganz ohne Einfluß ist.

Auf die einzelnen Reibungswiderstände eingehend, ist zunächst zu bemerken, daß die in der Zuleitungsröhre auftretenden Widerstände wegen der meist geringen Geschwindigkeit daselbst in der Regel nur klein sein werden, und daß ein Gleiches von den Reibungswiderständen im Abflusrohre gesagt werden kann. Die letzteren fallen natürlich ganz weg, wenn die Turbine in oder unmittelbar über dem Unterwasser arbeitet und eine Unterwasserfäule gar nicht vorhanden ist. Ebenso wird man bei gewöhnlichen Niederdruckturbinen mit geringem Gefälle, denen das Wasser aus einem offenen Gerinne direct zufließt, den Widerstand in der Zuleitung als unbedeutend außer Acht lassen dürfen. Nur bei Rohrturbinen mit einem höheren Gefälle repräsentirt dieser Widerstand an sich eine bemerkliche Größe, welche aber in Anbetracht der dann großen Gefällhöhe wiederum auf den Wirkungsgrad nur geringen Einfluß ausübt. Nimmt man beispielsweise in der Zuleitungsröhre eine Geschwindigkeit  $c_0 = 1$  m an, wofür nach Thl. I der Coefficient  $\xi$  den Werth 0,024 hat, so beträgt für je 1 m Gefälle, also auch 1 m Länge der Führungsröhre und bei einem Durchmesser derselben von etwa 0,5 m die Verlusthöhe nur

$$\xi \frac{l}{d} \frac{c_0^2}{2g} = 0,024 \frac{1}{0,5} \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,0025 \text{ m,}$$

oder nur  $\frac{1}{4}$  Proc. der ganzen Gefällhöhe. Dagegen sind die Widerstände des Wassers beim Durchgange durch die Zellen des Leitrades und Laufrades erheblich größer, weil hier die Geschwindigkeit des Wassers meist beträchtlich ist. Diese Canäle haben einen rechteckigen Querschnitt, dessen mittlere Weite senkrecht zur Schaufelcurve gleich  $a$  und dessen Breite gleich  $b$  sein mag, wobei diese Breite radial bei den Axialturbinen und axial bei den Radialturbinen zu messen ist. Ist ferner  $l$  die Länge der Mittellinie eines solchen Radcanals, so kann man den Reibungswiderstand in einem solchen wie den einer Röhre nach der obigen Formel bestimmen, wenn man darin für  $\frac{1}{d}$  den Werth (s. Thl. I)

$$\frac{1}{4} \frac{\pi d}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{1}{4} \frac{\text{Umfang}}{\text{Inhalt}} = \frac{2(a+b)}{4ab} = \frac{a+b}{2ab}$$

setzt. Das Verhältniß  $\frac{a}{b}$  schwankt bei den verschiedenen Turbinenausführungen etwa zwischen den Werthen  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{1}{4}$ , während die Länge eines Canals  $l$  je nach den Neigungswinkeln zwischen  $4a$  und  $8a$  zu liegen pflegt. Wenn man nun für den Coefficienten  $\xi$ , der allgemein durch die empirische Formel

$$\xi = 0,01439 + \frac{0,0094711}{\sqrt{c}} \dots \dots \dots (102)$$

dargestellt ist, welcher also beispielsweise für  $c = 3$  m zu 0,0199 und für  $c = 15$  m zu 0,0168 sich berechnet, für Turbinen einen mittleren Werth von 0,018 einführt, so kann man für den Reibungscoefficienten

$$\varphi = 0,018 \frac{a+b}{2ab} l \dots \dots \dots (103)$$

die folgende Tabelle berechnen.

Tabelle der Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,018 \frac{a+b}{2ab} l$ .

$l =$	$4a$	$5a$	$6a$	$8a$	$8a$ Actionsturbinen
$\frac{a}{b} = \frac{1}{2} \dots \dots \dots$	0,054	0,068	0,081	0,108	0,072
$\frac{a}{b} = \frac{1}{3} \dots \dots \dots$	0,048	0,060	0,072	0,096	0,060
$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \dots \dots \dots$	0,045	0,056	0,068	0,090	0,054
in Mittel $\dots \dots \dots$	0,05	0,06	0,075	0,10	0,06

Hierbei kann bemerkt werden, daß die großen Längen der Canäle der fünften Spalte ( $l = 8a$ ) vornehmlich bei den Actionsturbinen mit sackförmigen Schaufeln vorkommen, bei denen der Reibungswiderstand deswegen kleiner ist, weil bei ihnen der Wasserstrahl die convexe Wandfläche gar nicht berührt. Mit Rücksicht hierauf hat man

$$\varphi = \xi \frac{2a+b}{4ab} l \dots \dots \dots (104)$$

und erhält durch diese Formel die in der sechsten Spalte angeführten für Actionsturbinen und für  $l = 8a$  geltenden Werthe. Nach dieser Tabelle

wird man daher im Durchschnitt einen Reibungscoefficienten  $\varphi$  zwischen 0,05 und 0,08 für den Durchgang des Wassers durch die Leitzellen sowie die Radcanäle annehmen dürfen.

Da der Durchgang des Wassers durch die Canäle mit veränderlicher Geschwindigkeit geschieht, so wird man in dem allgemeinen Ausdruck für die Widerstandshöhe  $\varphi \frac{c^2}{2g}$ , welche durch die Reibung aufgezehrt wird, für  $c$  einen mittleren Werth zwischen der kleinsten Geschwindigkeit  $c_1$  und der größten  $c_2$  in Rechnung zu stellen haben. Meistens wird man, wenn diese Geschwindigkeiten nicht gar zu sehr von einander abweichen, für  $c$  das arithmetische Mittel  $\frac{c_1 + c_2}{2}$  annehmen und den Reibungsverlust gleich  $\varphi \frac{1}{2g} \left( \frac{c_1 + c_2}{2} \right)^2$  setzen können, bei größerer Verschiedenheit dagegen wird man durch den Ausdruck

$$\varphi \frac{1}{2g} \frac{c_1^2 + c_2^2}{2} \dots \dots \dots (105)$$

eine größere Annäherung an den wahren Werth erhalten. Die hierin für  $c_1$  und  $c_2$  einzuführenden Werthe sind nach dem Vorstehenden leicht zu finden. Wenn wieder  $c_{ne}$  die normale Durchflußgeschwindigkeit durch den Spalt bedeutet, dessen Halbmesser  $r_e$  ist und  $r_o$  stellt den Halbmesser des Kreises vor, in welchem die Leitschaufeln beginnen, so ist die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Leitapparat durch  $c_1 = \frac{r_e}{r_o} c_{ne}$  und die Austrittsgeschwindigkeit aus demselben durch  $c_2 = \frac{c_{ne}}{\sin \alpha}$  gegeben, wenn man den Einfluß der Schaufelstärken unbeachtet läßt. Will man die letzteren indessen berücksichtigen und hat man für den Eintritts- und Austrittsumfang des Leitapparats die den Schaufelstärken entsprechenden Werthe  $\mu_{le}$  und  $\mu_{la}$  nach §. 124 bestimmt, so hat man genauer die gedachten Geschwindigkeiten

$$c_2 = \mu_{le} \frac{r_e}{r_o} c_{ne} \text{ und } c_1 = \mu_{la} \frac{c_{ne}}{\sin \alpha}$$

so daß man, wenn  $\varphi_l$  den für die Leitschaufeln anzunehmenden Reibungscoefficienten bedeutet, die Reibung des Leitrades zu

$$\begin{aligned} z_{\zeta l} &= \varphi_l \frac{\mu_{la}^2 \frac{1}{\sin^2 \alpha} + \mu_{le}^2 \frac{r_e^2}{r_o^2} c_{ne}^2}{2} \\ &= \varphi_l \frac{\mu_{la}^2 + \left( \mu_{le} \frac{r_e}{r_o} \sin \alpha \right)^2}{2} \frac{c_{ne}^2}{2g} \dots \dots \dots (106) \end{aligned}$$

findet, wenn  $c_e$  die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad bedeutet, deren Größe nach den §§. 117 und 119 festgestellt ist. In gleicher Art erhält man den Reibungswiderstand für die Radzellen, wenn man die relative Eintrittsgeschwindigkeit  $w'_e = \mu_{re} w_e$  für  $c_2$  und die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w'_a = \mu_{ra} w_a$  für  $c_1$  einführt. Da man, wenn  $r_a$  den Austrittshalbmesser,  $\beta$  den Neigungswinkel des ersten und  $\delta$  denjenigen des letzten Schaufelelements bedeutet,

$$r_e w_e \sin \beta = r_a w_a \sin \delta$$

hat, also

$$w_a = \frac{r_e \sin \beta}{r_a \sin \delta}$$

ist, so erhält man die Widerstandshöhe für die Radzellen:

$$\begin{aligned} z_{\zeta r} &= \varphi_r \frac{\mu_{ra}^2 \frac{r_e^2 \sin^2 \beta}{r_a^2 \sin^2 \delta} + \mu_{re}^2}{2} \frac{w_e^2}{2g} \\ &= \varphi_r \frac{\left( \mu_{ra} v \frac{\sin \beta}{\sin \delta} \right)^2 + \mu_{re}^2}{2} \left( \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right)^2 \frac{c_e^2}{2g} \quad \dots \quad (107) \end{aligned}$$

Diese Gleichungen können dazu dienen, die Reibungswiderstände des Wassers beim Durchgange durch die Canäle zu bestimmen, nachdem man  $c_e$  festgestellt hat, was mit Hilfe der Gleichungen (32) in §. 117 und (55) in §. 119 geschieht.

Um auch auf graphischem Wege die Reibungswiderstände zu ermitteln, hat man nur die betreffende mittlere Geschwindigkeit zwischen  $\mu_{le} \frac{r_e}{r_a} c_n$  und  $\mu_{la} c_e$  für das Leitrad und zwischen  $\mu_{re} w_e$  und  $\mu_{ra} w_a$  für das Laufrad mit den Werthen  $\sqrt{\varphi_l}$  und bezw.  $\sqrt{\varphi_r}$  zu multipliciren, und zu den hierdurch erhaltenen Strecken aus dem Gefällmaßstabe die zugehörigen Gefälle zu entnehmen. Der Werth von  $\sqrt{\varphi}$  wird, der Größe von  $\varphi$  zwischen 0,05 und 0,08 entsprechend, zwischen 0,22 und 0,28 zu wählen sein. In welcher Art diese Ermittlung geschehen kann, wird aus dem folgenden Paragraphen sich ergeben.

§. 126. Der hydraulische Wirkungsgrad. Nachdem in den vorhergehenden Paragraphen die Verluste an Gefälle ermittelt worden sind, denen das Wasser in Folge der Schaufeldicken und wegen der Reibung an den Canalwandungen unterworfen ist, läßt sich nunmehr die von dem Wasser zu erwartende Leistung feststellen. Es soll hier zunächst noch von den Widerständen der Zapfenreibung und den durch die Kraftübertragung durch Zahnräder oder Riemen veranlaßten Hindernissen abgesehen werden, indem diese

Widerstände später besprochen werden sollen. Vielmehr mögen nur die im Vorstehenden betrachteten hydraulischen Widerstände ins Auge gefaßt werden, und dem entsprechend soll unter dem hydraulischen Wirkungsgrade  $\eta_n$  das Verhältniß der von dem Wasser auf das Turbinenrad übertragenen mechanischen Arbeit zu der absoluten Leistungsfähigkeit verstanden werden, welche dem Wasser vermöge des vorhandenen Gefälles  $h$  innewohnt. Wie aus dem Früheren folgt, ist dieser Wirkungsgrad gegeben durch

$$\eta_n = \frac{h_n}{h} = \frac{h_w - \frac{c_a^2}{2g}}{h} = \frac{h - z - \frac{c_a^2}{2g}}{h} \dots (108)$$

worin  $c_a$  die dem Wasser bei seinem Austritte aus dem Rade noch verbleibende absolute Geschwindigkeit bedeutet. Unter  $z$  ist die durch die gedachten Nebenhindernisse aufgezehrte Gefällhöhe verstanden, welche in den vorstehenden Rechnungen immer von vornherein in Abzug gebracht wurde, so daß für die Verhältnisse der Turbine nicht mit dem ganzen vorhandenen Gefälle  $h$ , sondern nur mit dem in der That zur Wirkung kommenden wirksamen Gefälle  $h_w = h - z$  gerechnet wurde. Nun war zwar von vornherein die Größe dieses Gefällverlustes  $z$  noch nicht bekannt, und es mußte für diese Größe eine gewisse erfahrungsmäßige Voraussetzung gemacht werden, etwa diejenige, daß diese Verlusthöhe 15 bis 20 Proc. der vorhandenen Gefällhöhe betrage, so daß man als wirksame Gefällhöhe  $h_w$  gleich  $0,85 h$  bis  $0,80 h$  in die Rechnung zu setzen hatte. Durch diese allerdings in gewissem Grade willkürliche Annahme wird indessen, wie sich sogleich ergeben wird, der Werth der Rechnungsergebnisse durchaus nicht beeinträchtigt, wohl aber die Ausführung der Rechnung ungemein erleichtert und die Form der zu Grunde gelegten Gleichungen vereinfacht.

Es möge nämlich für die Turbine, welche nach dem Vorangegangenen für eine angenommene wirksame Gefällhöhe  $h_w$  etwa gleich  $0,8 h$  berechnet worden ist, nunmehr die genaue Ermittlung der Reibungswiderstände vorgenommen werden, wozu die drei vorhergehenden Paragraphen die Anleitung geben. Es seien alsdann alle diese Gefällverluste, welche durch die Schaufeldicken und die Reibungen im Zu- und Abführungsrohre, sowie im Leit- und Laufrade entstehen, zu einer resultirenden Verlusthöhe addirt. Gesezt nun, diese Verlusthöhe ergebe einen Werth, welcher zufällig gerade mit dem von vornherein für  $z$  angenommenen übereinstimmt, also bei der erwähnten Annahme gleich  $0,2 h$  ist, so können alle durch die Rechnung ermittelten Resultate direct als endgültige angesehen werden. Wenn aber, wie es gewöhnlich der Fall sein wird, diese Uebereinstimmung zwischen dem angenommenen und dem berechneten Werthe nicht stattfindet, so hat man nur nöthig, schließ-

lich eine einfache Reduction der erhaltenen Resultate vorzunehmen. Gesezt, man hat für die Rechnung  $h_w = 0,8 h$ , also  $z = 0,2 h$  angenommen, und findet nachher durch die genaue Bestimmung  $z = 0,15 h$ , so schließt man einfach daraus, daß die berechneten Resultate genaue Gültigkeit haben für eine Turbine mit dem Gefälle  $0,8 h + 0,15 h = 0,95 h$ . Da nun aber das wirkliche Gefälle  $h$  ist, so hat man nur alle berechneten Gefällhöhen mit dem Coefficienten  $\frac{1}{0,95} = 1,053$ , also alle Geschwindigkeiten mit der Verhältnißzahl  $\sqrt{1,053} = 1,026$  zu multipliciren, um die richtigen, dem Gefälle  $h$  entsprechenden Werthe zu erhalten.

Die Richtigkeit dieses Verfahrens geht daraus hervor, daß eine und dieselbe Turbine, welche für irgend ein Gefälle  $h_1$  richtig, d. h. den Grundbedingungen des §. 102 gemäß entworfen ist, auch für jedes andere Gefälle  $h_2$  richtig bleibt, vorausgesetzt nur, daß die Radgeschwindigkeit in dem Verhältnisse  $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$  geändert werde, und es ändern sich alsdann sämtliche Geschwindigkeiten in diesem nämlichen Verhältnisse  $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$ .

Diese hier angegebene Methode der Berechnung umgeht die unbehüllichen und complicirten Formeln, zu welchen man gelangt, wenn man, wie dies in einzelnen Theorien wohl geschieht, alle Widerstände als Functionen einer Geschwindigkeit, etwa der Radgeschwindigkeit  $v$  ausdrückt, und dann einen Ausdruck entwickelt, welcher die directe Berechnung von  $v$  aus dem Gefälle  $h$  gestattet. Die analytischen Schwierigkeiten dieses Verfahrens sind so groß, daß bisher alle Theorien darauf verzichtet haben, die schädlichen Widerstände, wie sie durch Reibungen und Schaufeldicken erzeugt werden, genau in Rechnung zu stellen, vielmehr hat man sich fast immer damit begnügt, diese Widerstände im Ganzen durch gewisse erfahrungsmäßige Coefficienten festzustellen. Es geht aus dem Vorstehenden indessen hervor, daß es gar keinen Schwierigkeiten unterliegt, die gedachten Widerstände sämmtlich in ihren genauen Werthen, soweit hierbei von Genauigkeit die Rede sein kann, in Rechnung zu stellen, wenn man von dem vorstehend angegebenen Gesetze der Verhältnißmäßigkeit der Geschwindigkeiten einer Turbine für alle Gefälle Gebrauch macht. Es ist hierbei auch ganz gleichgültig, wie groß man anfänglich den Werth von  $h_w$  annimmt, und man kann sämtliche Rechnungen noch dadurch vereinfachen, daß man, wie oben bereits angeführt wurde, vor der Hand irgend eine Geschwindigkeit, etwa  $c_1$  gleich 1 m annimmt, in vorgedachter Art daraus die sämmtlichen Geschwindigkeiten

und also auch das hierfür erforderliche totale Gefälle  $h = \frac{c^2}{2g}$  ermittelt

und dann alle berechneten Geschwindigkeiten mit dem Verhältniß  $\sqrt{\frac{h}{h}}$  multiplicirt, um für das gegebene Gefälle  $h$  die Verhältnisse zu erhalten.

Um die Widerstandshöhe  $z = z_0 + z_r + z_u$  festzustellen, hat man nach den vorhergehenden Paragraphen jeden der einzelnen Werthe  $z_0$  für das Zuleitungsrohr und den Leitapparat,  $z_r$  für das Laufrad und  $z_u$  für das Abführungsrohr, wenn die Turbine mit Sauggefälle arbeitet, einzeln zu bestimmen. Bezeichnet  $\varphi_0$  den Reibungscoefficienten  $\xi \frac{l}{d}$  für das Zuleitungsrohr und  $c_0$  die Wassergeschwindigkeit in demselben, ist ferner  $\varphi_l$  der Widerstandscoefficient für den Leitapparat (s. Tabelle in §. 125) und  $c_{ne}$  die normale Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch den Spalt, so hat man die durch Reibung verloren gehenden Gefällhöhen

1. im Zuführungsrohre

$$z_{01} = \varphi_0 \frac{c_0^2}{2g} \dots \dots \dots (109)$$

2. im Leitapparate nach (106)

$$z_{02} = \varphi_l \frac{\frac{\mu_{la}^2}{\sin^2 \alpha} + \mu_{le}^2 \frac{r_c^2}{r_h^2} c_{ne}^2}{2} \dots \dots \dots (110)$$

Ferner geht wegen der Verengung durch die Leitschaufeln an Druckhöhe verloren

3. beim Eintritt in den Leitapparat nach (95)

$$z_{s_1} = (\mu_{le} - 1)^2 \frac{c_{ne}^2}{2g} \dots \dots \dots (111)$$

und

4. beim Austritte aus dem Leitrade in den Spalt

$$z_{s_2} = (\mu_{la} - 1)^2 \frac{c_c^2}{2g} \dots \dots \dots (112)$$

wenn  $\mu_{le}$  und  $\mu_{la}$  die Verengungscoefficienten für den Eintritt in das Leitrad und den Austritt aus demselben bezeichnen, welche Werthe aus der Tabelle in §. 123 entnommen werden können.

Ebenso hat man für das Laufrad mit dem Reibungscoefficienten  $\varphi_r$  und den Verengungsverhältnissen  $\mu_{re}$  und  $\mu_{ra}$  die verlorenen Gefällhöhen:

1. durch Reibung im Rade

$$z_{\zeta r} = \varphi_r \frac{\left( \mu_{ra} \frac{r_e \sin \beta}{r_a \sin \delta} \right)^2 + \mu_{re}^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 \beta} \frac{c_e^2}{2g}}{2} \dots (113)$$

2. durch die Schaufeldicken beim Eintritte

$$z_{s_3} = (\mu_{re} - 1)^2 \frac{w_e^2}{2g} \dots (114)$$

und

3. beim Austritte

$$z_{s_4} = (\mu_{ra} - 1)^2 \frac{w_a^2}{2g} \dots (115)$$

Endlich ist für das Abführungrohr mit der Geschwindigkeit  $c_{na}$  und dem Reibungcoefficienten  $\varphi_u$  der Verlust an Gefällhöhe

$$z_u = \varphi_u \frac{c_{na}^2}{2g} \dots (116)$$

Durch Summirung der vorstehenden Größen erhält man

$$z = z_{01} + z_{02} + z_{s_1} + z_{s_2} + z_{\zeta r} + z_{s_3} + z_{s_4} + z_u \quad (117)$$

Eine Zusammenfassung dieser Werthe in einen Ausdruck soll aus den vorerwähnten Gründen hier nicht vorgenommen werden.

Man muß bemerken, daß für Actionsturbinen die Werthe  $z_{s_3}$  und  $z_{s_4}$  in Wegfall kommen, und daß ferner anstatt  $z_{s_2}$  der durch den Versperrungscoefficienten  $\sigma$  (s. §. 124) gegebene Verlust

$$z_{s_2} = (\sigma - 1)^2 \frac{c_e^2}{2g} = (\sigma - 1)^2 \mu_{1a}^2 \frac{c_e^2}{2g} \dots (118)$$

anzunehmen ist. Auch hat man bei der Bestimmung von  $\varphi_r$  darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Radcanäle nicht gänzlich erfüllt sind, daher die Reibung nur an drei Wandungen der Canäle stattfindet (s. d. Tabelle im §. 125).

Auch von dem Betrage und der Größe der Nebenhindernisse und damit von dem Einflusse derselben auf den hydraulischen Wirkungsgrad giebt das Geschwindigkeitspolygon ein anschauliches Bild, wie sich aus dem Folgenden ergibt.

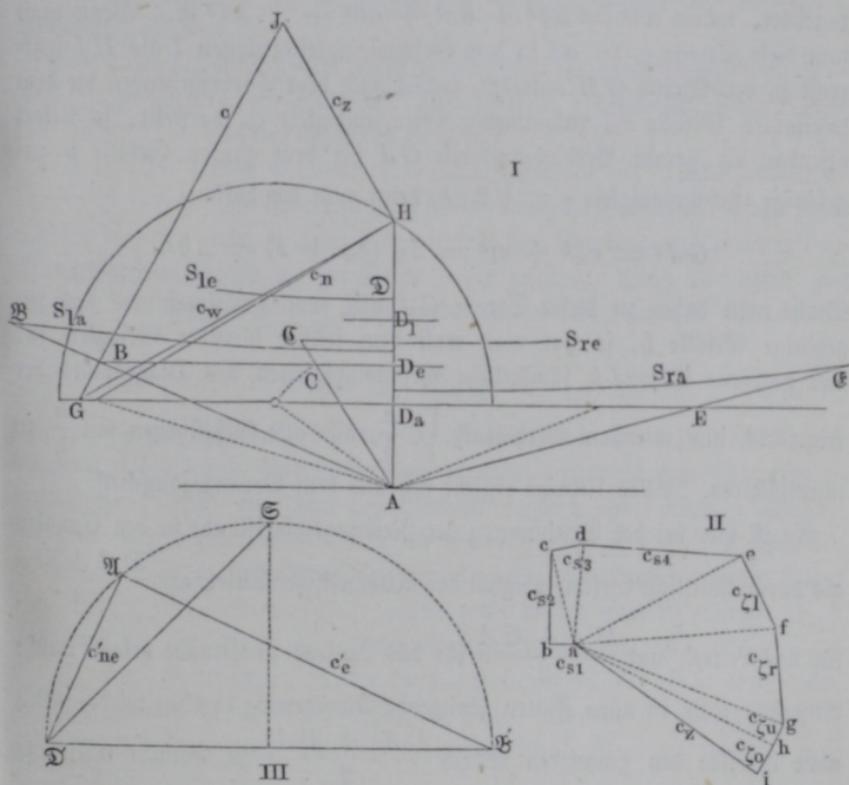
Es sei in Fig. 324 das Geschwindigkeitspolygon für eine innere Radialturbine in der oben angegebenen Weise gezeichnet, und es sollen wieder durch  $BA$ ,  $CA$  und  $EA$  die Richtungen der Schaufelenden angegeben sein. Ferner stelle  $D_e A = c_{ne}$  die normale Geschwindigkeitscomponente des Wassers beim Durchgange durch den Spalt vor, so hat man in  $D_i A = \frac{r_e}{r_0} D_e A$  die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in das Leitrad eintritt und in  $D_a A = \frac{r_e}{r_a} D_e A$  die normale Austrittsgeschwindigkeit. Denkt man sich

nun die der Dicke der Leit- und Lauftrabschaufeln für den Eintritt wie Austritt entsprechenden Hyperbeln  $S_{le}$ ,  $S_{la}$ ,  $S_{re}$  und  $S_{ra}$  entworfen, so hat man nach dem Vorstehenden die verloren gehenden Geschwindigkeiten:

$$c_{s_1} = \mathcal{D}D_1, c_{s_2} = \mathcal{B}B, c_{s_3} = \mathcal{C}C \text{ und } c_{s_4} = \mathcal{E}E.$$

Bestimmt man ferner nach §. 125 die Coefficienten für die Reibungen  $\sqrt{\varphi}$ , welche für das Zu- und Abführungrohr,  $\sqrt{\varphi_0}$  und  $\sqrt{\varphi_u}$ , nur sehr gering

Fig. 324.



sein werden, während man für die Radcanäle nach dem Obigen etwa 0,25 annehmen kann, so hat man die den Reibungsverlusten entsprechenden Geschwindigkeiten zu

$$c_{s_0} = \sqrt{\varphi_0} \cdot D_1 A, c_{s_u} = \sqrt{\varphi_u} \cdot D_a A,$$

$$c_{s_l} = \sqrt{\varphi_l} \frac{\mathcal{B}A + \mathcal{D}A}{2} \text{ und } c_{s_r} = \sqrt{\varphi_r} \frac{\mathcal{C}A + \mathcal{E}A}{2}.$$

Diese Größen sind sämtlich leicht mit dem Zirkel abzugreifen, und man kann dieselben nun durch eine Reihe von einander gezeichneten rechtwinkligen

Dreiecken zusammensetzen, um die Geschwindigkeit  $c_z$  zu erhalten, welche dem resultirenden Gefällverluste  $z$  entspricht. In Fig. 325 II ist diese Summirung angegeben; es ist hierbei  $ab = c_{s_1} = DD_1$  gemacht, darauf senkrecht  $bc = c_{s_2} = BB$  angetragen, dann senkrecht zu der Hypotenuse  $ac$  die Strecke  $cd = c_{s_3} = CC$  angefügt und  $ad$  gezogen, weiter auf  $ad$  senkrecht  $de = c_{s_4} = EE$  gemacht u. s. f. Auf diese Weise erhält man, wie leicht zu sehen, in der Schlußlinie  $ai$  die Geschwindigkeit  $c_z$ , welche der Summe aller einzelnen Widerstandshöhen zugehört, indem  $ai^2 = ab^2 + bc^2 + cd^2 + \dots hi^2$  ist. Wenn man nun diese Strecke  $c_z = ai$  in dem Geschwindigkeitspolygon I als  $HJ$  senkrecht zu der Strecke  $GH$  aufträgt, welche nach dem Vorhergehenden die dem wirksamen Gefälle  $h_w$  zukommende Geschwindigkeit  $c_w$  darstellt, so liefert offenbar die gerade Verbindungslinie  $GJ$  die dem ganzen Gefälle  $h$  zugehörige Geschwindigkeit  $c = \sqrt{2gh}$ , denn man hat dafür

$$GJ^2 = c_w^2 + c_z^2 = 2g(h_w + z) = 2gh.$$

Sucht man daher zu dieser Strecke  $GJ$  aus dem Gefällmaßstabe das zugehörige Gefälle  $h$ , so hat man nach dem früher hierüber Gesagten für das gegebene Gefälle  $h$  sämmtliche Geschwindigkeiten des Diagramms der Fig. 324 nur mit dem Verhältniß  $\sqrt{\frac{h}{h}}$ , also alle Gefällhöhen mit  $\frac{h}{h}$  zu multipliciren. Alles Uebrige ergibt sich aus dem Vorangegangenen.

Es ist hier bei der Bestimmung der Reibungswiderstände in den Canälen als durchschnittliche Geschwindigkeit das arithmetische Mittel, also  $\frac{DA + BA}{2}$

für das Leitrad und  $\frac{CA + EA}{2}$  für das Laufrad zu Grunde gelegt, welche Annahme wohl in allen Fällen genügende Annäherung ergeben wird. Will man indessen den genaueren Werth  $\frac{DA^2 + BA^2}{2}$  zu Grunde legen, so

zeichnet man in III aus  $DA$  und  $BA$  das rechtwinklige Dreieck  $D'AB'$ , und beschreibt über  $D'B'$  den Halbkreis, dessen Scheitel  $S$  offenbar in  $D'S$  die gesuchte mittlere Geschwindigkeit ergibt, denn man hat  $D'S^2 = \frac{D'A^2 + B'A^2}{2}$ .

Der in vorstehend angegebener Art ermittelte hydraulische Wirkungsgrad ist noch um eine gewisse Größe zu verkleinern, welche dem Verluste Rechnung trägt, der durch den Ausfluß des Wassers durch den Spalt entsteht. Da dieses Wasser sich der Wirkung auf das Turbinenrad entzieht, so wird offenbar der hydraulische Wirkungsgrad in dem Verhältniß

$$\frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} \dots \dots \dots (119)$$

kleiner sein müssen, als der oben gefundene Werth, wenn  $Q$  das in einer beliebigen Zeit überhaupt aufgeschlagene Wasser und  $\Delta Q$  den Verlust durch den Spalt bedeutet. Dieser Verlust ist um so kleiner, je kleiner der Spaltzwischenraum und je kleiner der Ueberdruck des Wassers an der Eintrittsseite über die Pressung an der Austrittsseite ist, daher wird dieser Verlust unter gleichen Verhältnissen um so größer ausfallen, je größer das Reactionsgefälle der Turbine ist.

Eine näherungsweise Bestimmung dieses ungenützt durchfließenden Wassers wird in jedem einzelnen Falle nach den in Thl. I gegebenen Regeln über den Ausfluß des Wassers geschehen können.

Da bei den reinen Actionsturbinen ein Ueberdruck im Spalte nicht vorhanden ist, welcher die Ueberwindung des Reibungswiderstandes in den Radcanälen bewirken kann, so wird dieser letztere eine Verringerung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit  $w_e$  zur Folge haben müssen. Man hat daher mit Rücksicht auf diese Reibung nicht mehr  $w_a = w_o$ , sondern es gilt die Gleichung

$$w_e^2 - c_{gr}^2 + v_a^2 - v_e^2 = w_a^2 \text{ oder } w_e^2 - c_{gr}^2 = w_o^2 \dots \dots (120)$$

Demgemäß hat man auch bei den Druckturbinen die im §. 124 bestimmte Neigung  $\delta$  des letzten Radschaufelelements einer entsprechenden Correctur zu unterwerfen, wenn man von der Grundbedingung des normalen Wasseraustritts nicht abweichen will. Wenn man nämlich in Fig. 323 über der Strecke  $CA = w_o$  als Hypotenuse ein rechtwinkliges Dreieck zeichnet, dessen eine Kathete  $CC_1 = c_{gr}$  ist, so erhält man in der anderen Kathete  $C_1A$  das Maß für die Größe  $w_o$ . Beschreibt man daher mit dieser Länge  $C_1A = w_o$  einen Kreisbogen, welcher die im Abstände  $v_e$  von  $AD$  mit dieser parallel gezogene Gerade in  $F$  schneidet, so hat man auf der durch  $F$  senkrecht zu  $AD$  gezogenen Geraden  $F\mathfrak{F}_o$  den Punkt  $\mathfrak{F}$  so zu wählen, daß  $\mathfrak{F}_o\mathfrak{F} = v_a = \frac{r_a}{r_e} \mathfrak{F}_oF$  ist, um in  $A\mathfrak{F}$  die Neigung  $\delta$  des letzten Schaufelelements zu erhalten. Der Beweis für die Richtigkeit dieser Construction ergibt sich leicht aus dem Vorangegangenen.

**Schaufelprofile.** In Bezug auf die den Turbinenschaufeln zu gebende §. 127. Form liefern die vorstehenden Untersuchungen nur bestimmte Größen für die Neigungswinkel, welche das erste und das letzte Schaufelelement mit den bezüglichen Umfängen zu bilden haben. Ueber den Verlauf des Schaufelprofils zwischen den beiden Enden ist nicht mehr bekannt, als daß dieses Profil durch eine stetige Curve ohne Ecken oder Knicke gebildet werden

muß, um jede Stoszwirkung zu vermeiden.] Von welcher Art diese Curve sein müsse, darüber würde sich nur dann eine sichere Angabe machen lassen, wenn es möglich wäre, die inneren Widerstände des Wassers während seiner Bewegung zwischen den Schaufeln durch Rechnung festzustellen, und insbesondere den Einfluß der Schaufelform auf diese Widerstände zu verfolgen. Diejenige Schaufelform müßte alsdann als die vortheilhafteste gelten, für welche die gedachten Widerstände die möglich kleinsten sein würden. Wären solche Widerstände überhaupt nicht vorhanden, so würde jede stetige Linie, welche an ihren Endpunkten die verlangten Neigungen hat, dem Zwecke gleich gut dienen.

Bei der mangelhaften Kenntniß, welche man zur Zeit von der Art und Größe der gedachten Widerstände hat, muß man von vornherein darauf verzichten, auf dem Wege der Rechnung das vortheilhafteste Schaufelprofil festzustellen, man muß sich vielmehr damit begnügen, bei der Bestimmung der Schaufelform dem praktischen Gefühle zu folgen. Es ist zwar von verschiedenen Autoren versucht worden, durch theoretische Betrachtungen den geometrischen Charakter der als die vortheilhafteste anzusehenden Profilform festzustellen, doch beruhen diese Untersuchungen immer auf gewissen willkürlich gemachten Voraussetzungen hinsichtlich der Bewegung des Wassers. Denselben kann schon darum kein besonderer Werth beigemessen werden, weil erfahrungsmäßig die Widerstände der in geeigneter Art empirisch festgestellten Schaufeln so klein ausfallen, daß der Vortheil nur sehr geringfügig sein könnte, welchen man durch die umständliche Ermittlung einer solchen theoretischen Form erreichen würde.

Nur gewisse Grundsätze lassen sich leicht angeben, nach denen man bei der Wahl der Schaufelform passend verfahren wird. Da nämlich die Reibungswiderstände des Wassers in einem Rohre, wie ein Turbinencanal es ist, direct mit der Länge dieses Rohrs wachsen, so wird es sich empfehlen, diese Canäle so kurz wie möglich zu machen. Wäre dieser Umstand allein maßgebend, so hätte man die Schaufeln in ihrer größten Erstreckung im Innern geradlinig zu bilden, indem man nur die Endstücke durch kurze Krümmungen in die geforderten Richtungen überzuführen hätte. Eine solche Form, welche wohl niemals gewählt wird, müßte eben wegen jener scharfen Krümmungen sehr schlecht genannt werden, denn abgesehen davon, daß durch diese stark gekrümmten Schaufeltheile das Wasser nur in sehr unvollkommener Art geleitet werden kann, würden daselbst auch Krümmungswiderstände von erheblichen Beträgen auftreten, denn aus Thl. I ist bekannt, daß der Krümmungswiderstand in gebogenen Röhren mit abnehmendem Krümmungshalbmesser sehr schnell zunimmt.

Man wird deshalb bei der Feststellung der Schaufelform eine Curve zu wählen haben, welche aus der Richtung des einen Endstückes in solcher Weise

in diejenige des anderen Endes übergeht, daß dabei kleine Krümmungshalbmesser überall möglichst vermieden werden. Der letzteren Bedingung wird man nun wohl am einfachsten dadurch genügen, daß man die Krümmungshalbmesser der Curve in allen Punkten gleich groß wählt, d. h. also, daß man das Schaufelprofil nach einem Kreisbogen gestaltet. Diese Annahme wird denn auch vielfach in der Praxis gemacht, und zwar wendet man meistens, wenigstens für die Leitschaufeln, einen einzigen Kreisbogen an, während man für die Rad-schaufeln, namentlich die von Radialturbinen, häufig auch eine Verbindung von zwei tangential in einander übergehenden Kreisbogen wählt. Letzteres pflegt man zu thun, wenn die Verwendung eines einzigen Kreisbogens zu großen Längen der Canäle führen würde, und zwar wird man in solchem Falle gut thun, den kleineren Halbmesser demjenigen Schaufeltheile zu geben, in welchem die Wassergeschwindigkeit noch klein ist und umgekehrt.

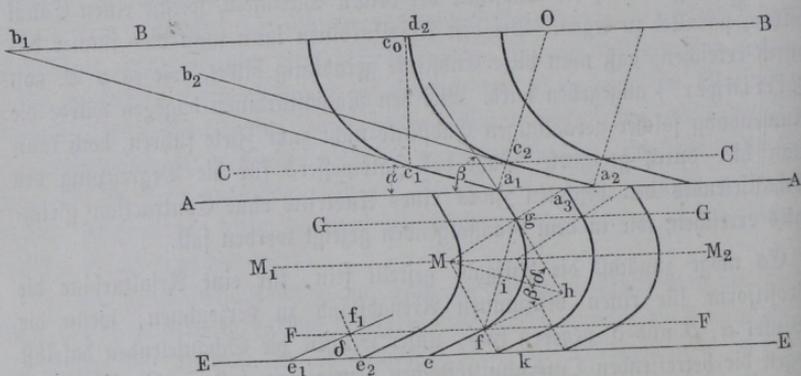
Damit das Wasser möglichst ohne Contraction aus den Turbinencanälen austritt, ist es gerathen, die Endstücke der beiden Schaufeln, welche einen Canal bilden, parallel zu legen. Bei den Axialturbinen kann man dies immer dadurch erreichen, daß man diese Endstücke geradlinig bildet, wie es z. B. von Rittinger \*) angegeben wird. Bei den Radialturbinen dagegen würde die Anwendung solcher geradlinigen Endstücke nicht zum Ziele führen, doch kann man hier durch geeignete Wahl des Halbmessers für die Begrenzung des Schaufelendes den besagten Zweck eines Austritts ohne Contraction gleichfalls erreichen, wie in dem Nachfolgenden gezeigt werden soll.

Es möge zunächst die Aufgabe gestellt sein, für eine Axialturbine die Profilform für einen bestimmten Axenabstand zu verzeichnen, wenn die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  gegeben sind, unter welchen die Schaufelenden daselbst gegen die betreffenden Querschnittsflächen geneigt sein sollen. Zu dem Ende sei der in diesem Axenabstande  $r$  gedachte Cylinderschnitt der Turbine zu einer Ebene gestreckt und in Fig. 325 (a. f. S.) durch die rechteckigen Streifen  $AB$  (für das Leitrad) und  $AE$  (für das Laufrad) dargestellt. Ist  $a_1 a_2$  die Schaufeltheilung  $t_1$  für das Leitrad, so legt man durch diese Punkte die Geraden  $a_1 b_1$  und  $a_2 b_2$  unter der Neigung  $\alpha$  gegen den Spalt  $AA$ . Zieht man alsdann durch  $a_1$  eine Gerade  $a_1 c_2 O$  senkrecht zu  $a_2 b_2$ , so erhält man in  $O$  den Mittelpunkt für einen Kreisbogen  $c_2 a_2$ , welcher den oberen Theil des Schaufelprofils für das Leitrad begrenzt, während  $c_2 a_2$  das untere geradlinige Ende vorstellt. Aus der Figur ergibt sich unmittelbar, daß das Wasser aus den Canälen, welche entstehen, wenn alle Leitschaufeln in gleicher Art geformt werden, in der Richtung  $c_1 a_1$  ohne Contraction austritt.

\*) Theorie und Bau der Rohrturbinen von Peter Rittinger, Prag, 1861.

In ähnlicher Art sind die Profile für die Radschaukeln zu zeichnen. Ist hierfür  $a_1 a_3 = e_1 e_2 = t_r$  die Schaufeltheilung, so legt man durch  $a_1$  die Gerade  $a_1 g$  unter dem Neigungswinkel  $\beta$  gegen  $AA$ , sowie durch  $e_1$  diejenige  $e_1 f_1$  unter dem Neigungswinkel  $\delta$  gegen  $EE$ . Die von  $a_3$  auf  $a_1 g$  und von  $e_2$  auf  $e_1 f_1$  gezeichneten Senkrechten geben dann die beiden Punkte  $g$  und  $f_1$  so, daß die hindurchgelegten Horizontalen  $GG$  und  $FF$  zwischen sich die kreisförmigen Schaufeltheile enthalten müssen. Es handelt sich daher nur darum, einen Kreis zu zeichnen, welcher  $GG$  unter dem Winkel  $\beta$  und  $FF$  unter demjenigen  $\delta$  schneidet. Der Mittelpunkt  $M$  für den sich an  $a_1 g$  anschließenden Kreis liegt auf der Verlängerung der Senkrechten  $a_3 g$ , und man findet einen zweiten Punkt dieses Kreises in  $f$ , wenn man an die Richtung  $a_1 g h$  in  $g$  die Gerade  $gf$  unter einem Winkel  $hgf = 90^\circ - \frac{\beta + \delta}{2}$  anträgt. Die in der Mitte  $i$  von  $gf$  auf dieser errichtete Senkrechte liefert

Fig. 325.



daher den gesuchten Mittelpunkt  $M$  für den Kreisbogen zwischen  $a_1 g$  und  $fe$ . Daß dieser Kreis in  $f$  den Winkel  $\delta$  mit der Geraden  $FF$  bildet, geht aus der bekannten Eigenschaft des Kreises hervor, wonach

$$hfg = hgf = \frac{1}{2} g M F,$$

folglich nach der Construction

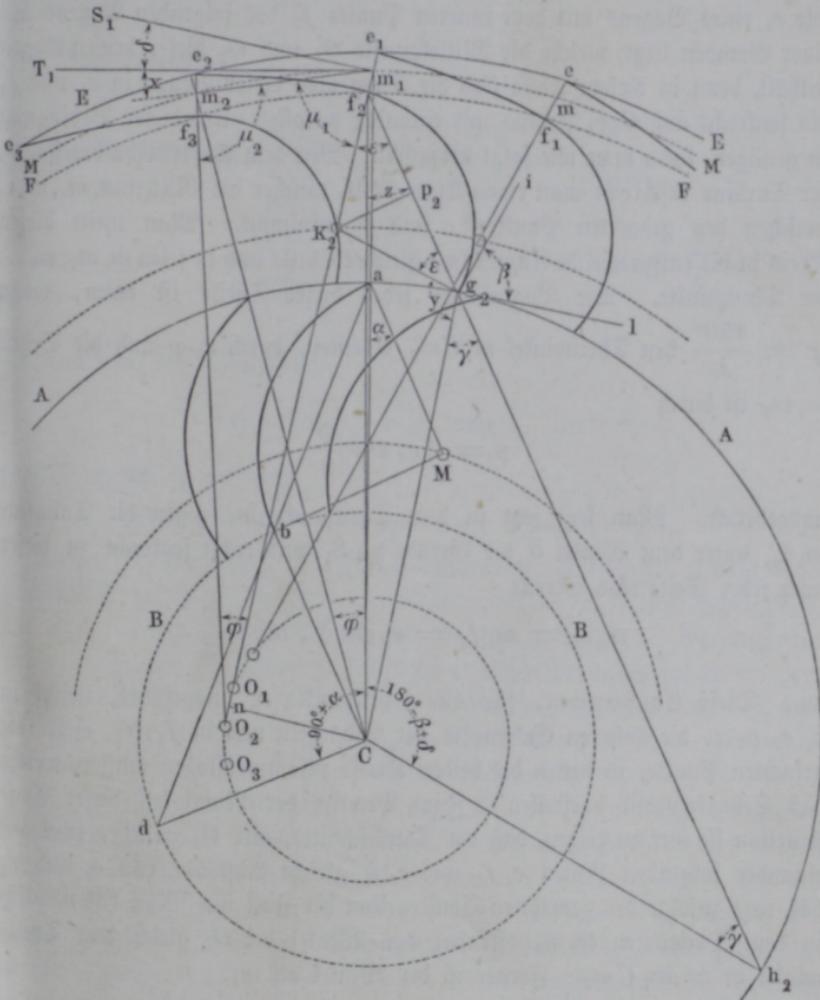
$$g M f = 180^\circ - (\beta + \delta) \text{ und } ghf = \beta + \delta$$

ist. Daraus ergibt sich dann für die Tangente  $fe$  die Neigung  $fek = \delta$ . Die Mittelpunkte für alle übrigen Schaufelkreise liegen natürlich auf der durch  $M$  mit  $AA$  parallelen Geraden  $M_1 M_2$ .

Will man, wie dies zuweilen als passend angegeben wird, die Leitschaukeln nach einem Parabelbogen formen, so findet man den Scheitel desselben für die Schaufel  $a_1 e_1$  auf  $BB$  bekanntlich in der Mitte zwischen  $b_1$  und der

Projection  $e_0$  des Punktes  $e_1$  auf  $BB$ , wonach die Verzeichnung der Parabel leicht geschehen kann. Auch für die Radschaufeln wird öfter, z. B. von Fink, die Parabel als geeignete Profilform empfohlen, die Construction derselben wird keine Schwierigkeiten darbieten, und soll hier nicht weiter angeführt werden.

Fig. 326.



Um auch die Feststellung der Schaufelprofile für Radialturbinen zu besprechen, sei hier etwa eine innere (Fourneyron'sche) Turbine vorausgesetzt, deren innerer und äußerer Umfang in Fig. 326 durch  $AA$  und  $EE$  dargestellt sein mögen. Wollte man hier jede Radschaufel durch einen einzigen Kreisbogen begrenzen, welcher den Kreis  $A$  unter dem Winkel  $\beta$  und den-

jenigen  $E$  unter dem Winkel  $\delta$  schneidet, so würden die Endstücke der Schaufeln das Wasser in convergirenden Richtungen ausführen, womit eine schädliche Contraction verbunden sein würde. Dieser Uebelstand läßt sich dadurch umgehen, daß man jede Schaufel aus zwei Kreisbogen  $ef$  und  $fg$  zusammensetzt, welche bei  $f$  tangential in einander übergehen. Hierbei müssen die äußeren Kreisbogen  $ef$  so gewählt werden, daß je ein äußerer Punkt wie  $e_1$  eines Bogens mit dem inneren Punkte  $f_2$  des folgenden Bogens auf einer Geraden liegt, welche die Mittelpunkte  $O_1$  und  $O_2$  dieser beiden Bogen enthält, denn in diesem Falle sind die Tangenten dieser Bogen in  $e_1$  und  $f_2$  als senkrecht auf  $O_2e_1$  stehend mit einander parallel. Um dieser Bedingung zu genügen, kann man wie folgt verfahren. Mit dem Austrittshalbmesser  $r_a$  der Turbine beschreibt man einen Kreis  $MM$ , welcher die Mitten  $m, m_1, m_2 \dots$  zwischen den gedachten Punkten  $e$  und  $f$  aufnimmt. Man theilt diesen Kreis in die entsprechende Anzahl ( $s_r$ ) gleicher Theile und es seien  $m, m_1, m_2 \dots$  die Theilpunkte. Die Bogenlänge jedes dieser Theile ist dann, wenn  $\varphi = \frac{360^\circ}{s_r}$  den Theilwinkel  $m_1 C m_2$  bedeutet, durch  $r_a \varphi$  und die Sehne  $m_1 m_2$  ist durch

$$s = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2}$$

ausgedrückt. Man legt jetzt in dem Theilpunkte  $m_1$  gegen die Tangente  $m_1 T_1$  unter dem Winkel  $\delta$  die Gerade  $m_1 S_1$  und trägt senkrecht zu dieser nach jeder Seite eine Strecke

$$m_1 e_1 = m_1 f_2 = r_a \sin \delta \cdot \tan \frac{\varphi}{2}$$

an. Diese Construction, für alle Theilpunkte  $m$  ausgeführt, liefert in  $e_1, e_2, e_3 \dots$  die äußeren Endpunkte der Schaufeln und in  $f_1, f_2, f_3 \dots$  die gesuchten Punkte, in denen die beiden Kreise zusammenstoßen müssen, welche das Schaufelprofil darstellen. Zum Beweise der Richtigkeit dieser Construction ist nur zu zeigen, daß der Durchschnittspunkt  $O_2$  zwischen zwei auf einander folgenden Linien  $e_1 f_2$  und  $e_2 f_3$  gleiche Abstände von  $e_2$  und  $f_2$  hat, was zufolge der gewählten Construction der Fall ist. Man hat nämlich in dem Dreiecke  $m_1 O_2 m_2$  offenbar den Winkel bei  $O_2$  gleich dem Theilwinkel  $\varphi = m_1 C m_2$ . Ferner ist der Winkel bei  $m_1$ :

$$\mu_1 = 90^\circ - (x + \delta) = 90^\circ - \left( \frac{\varphi}{2} + \delta \right)$$

und daher der Winkel bei  $m_2$ :

$$\mu_2 = 180^\circ - \mu_1 - \varphi = 90^\circ - \left( \frac{\varphi}{2} - \delta \right).$$

Folglich hat man

$$\begin{aligned}
 O_2 m_1 &= m_1 m_2 \frac{\sin \mu_2}{\sin \varphi} = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2} \frac{\cos \left( \frac{\varphi}{2} - \delta \right)}{\sin \varphi} \\
 &= r_a \frac{\cos \left( \frac{\varphi}{2} - \delta \right)}{\cos \frac{\varphi}{2}} = r_a \cos \delta + r_a \tan \frac{\varphi}{2} \sin \delta,
 \end{aligned}$$

und ebenso ergibt sich

$$\begin{aligned}
 O_2 m_2 &= m_1 m_2 \frac{\sin \mu_1}{\sin \varphi} = 2 r_a \sin \frac{\varphi}{2} \frac{\cos \left( \frac{\varphi}{2} + \delta \right)}{\sin \varphi} \\
 &= r_a \frac{\cos \left( \frac{\varphi}{2} + \delta \right)}{\cos \frac{\varphi}{2}} = r_a \cos \delta - r_a \tan \frac{\varphi}{2} \sin \delta.
 \end{aligned}$$

Da nun nach der Construction

$$m_1 f_2 = m_2 e_2 = r_a \tan \frac{\varphi}{2} \sin \delta$$

gemacht wurde, so hat man

$$O_2 m_1 - m_1 f_2 = r_a \cos \delta = O_2 m_2 + m_2 e_2.$$

Ein um  $O_2$  mit  $O_2 f_2 = r_a \cos \delta$  beschriebener Kreisbogen nimmt daher auch den Punkt  $e_2$  in sich auf. Der Mittelpunkt für  $e_1 f_1$  liegt daher in  $O_1$  auf  $O_2 f_2$ , ebenso wie der Mittelpunkt  $O_3$  für  $e_3 f_3$  auf der Verlängerung von  $e_2 O_2$  gelegen ist; sämtliche Punkte  $O$  liegen natürlich auf einem zu  $C$  concentrischen Kreise. Die vorstehende Rechnung zeigt übrigens, daß man den Halbmesser  $O_2 f_2 = O_2 e_2 = r_a \cos \delta$  auch direct in  $m_1 n$  erhält, wenn man den Halbmesser  $m_1 C = r_a$  auf die Richtung  $m_1 O_2$  projicirt.

Die Zeichnung des zweiten, sich in  $f_2$  an den ersten Kreis anfügenden Bogens  $f_2 g_2$  ist nun leicht auszuführen. Damit dieser Kreisbogen den Umfang  $AA$  bei  $g_2$  unter dem Winkel  $\beta$  schneide, zieht man von  $C$  aus den Halbmesser  $Ch_2$  unter dem Winkel  $f_2 Ch_2 = 180 - \beta + \delta$  und verbindet  $f_2$  mit  $h_2$ . Der zweite Schnittpunkt  $g_2$  dieser Verbindenden mit dem Kreise  $A$  giebt dann den Punkt  $g_2$ , durch welchen der Schaufelkreis hindurchgehen muß. Wenn man daher in der Mitte  $p_2$  von  $f_2 g_2$  ein Loth errichtet, so schneidet dasselbe die Gerade  $f_2 O_2$  in dem gesuchten Mittelpunkte  $K_2$  für den Kreis  $f_2 g_2$ .

Die Richtigkeit dieser Construction ergibt sich wie folgt. In dem Dreiecke  $C g_2 h_2$  sind wegen der gleichen Schenkel die Winkel bei  $g_2$  und  $h_2$  gleich groß, sie mögen mit  $\gamma$  bezeichnet werden. Aus demselben Grunde sind in

dem Dreiecke  $K_2 f_2 g_2$  die Winkel  $\varepsilon$  bei  $f_2$  und  $g_2$  von gleicher Größe. Man hat daher den Winkel

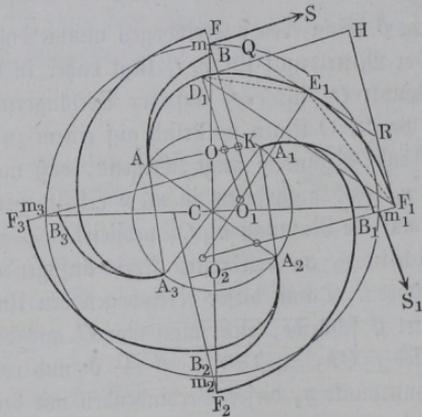
$$y = K_2 g_2 C = 180^\circ - \gamma - \varepsilon = 180^\circ - \gamma - z - \delta,$$

da der Winkel  $K_2 f_2 g_2 = \varepsilon$  aus den beiden Theilen  $C f_2 g_2 = z$  und  $K_2 f_2 C$  besteht, welcher letztere hinreichend genau gleich  $K_2 m_1 C = \delta$  gesetzt werden kann. Setzt man nun für  $180^\circ - \gamma - z$  den dritten Dreieckswinkel  $f_2 C h_2 = 180^\circ - \beta + \delta$ , so folgt der Winkel der Radien  $y = K_2 g_2 C = 180^\circ - \beta$  und somit bilden die Tangenten in  $g_2$  den Winkel  $i g_2 l = \beta$ . Daß die Mittelpunkte  $K$  sämmtlich auf einem zu  $C$  concentrischen Kreise gelegen sind, ist von selbst klar.

Die Leitschaukeln, welche den Kreis  $AA$  unter dem Winkel  $\alpha$  schneiden und etwa in dem Kreise  $BB$  radial beginnen sollen, werden nach einem Kreisbogen  $ab$  profilirt, dessen Mittelpunkt  $M$  man erhält, wenn in dem beliebigen Punkte  $a$  den Winkel  $CaM = \alpha$  an den Radius anträgt, ferner  $aCd = 90^\circ + \alpha$  macht und  $a$  mit  $d$  verbindet. Der gesuchte Kreis muß dann durch  $a$  und  $b$  gehen und seinen Mittelpunkt auf  $aM$  haben. Der Beweis hierfür ist wie oben zu führen.

Die Schwungröhren der schottischen Turbinen bestimmt man häufig so\*), daß die Mittellinie jedes Canals eine archimedische Spirale ist, zu deren

Fig. 327.



beiden Seiten die halben von außen nach innen allmählig zunehmenden Canalweiten aufgetragen werden. Man kann aber auch hier die Canalwandungen in folgender Art durch Kreisbogen begrenzen.

Es mögen  $m, m_1, m_2, m_3$ , Fig. 327, die Mitten der Ausflußöffnungen der Canäle sein, so zieht man durch  $m$  eine Gerade  $mS$  unter dem Winkel  $\delta$  gegen den Umfang in  $m$ , und trägt rechtwinkelig zu  $mS$  die halbe normale Weite gleich  $mB = mF$  auf. Be-

stimmt man alsdann ebenso, wie vorstehend für die Fourneyron'sche Turbine gezeigt wurde, auf der Verlängerung von  $FB$  den Mittelpunkt  $K$  so, daß ein mit  $KB$  beschriebener Kreisbogen  $BA$  den Eintrittsumfang

\*) Siehe Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen.

in  $A$  unter dem Winkel  $\beta$  schneidet, so kann  $AB$  als Begrenzung der inneren Canalwand dienen.

Für die äußere Wand  $AD_1E_1F_1$  eines Canals verwendet man drei Kreisbogen um die Mittelpunkte  $O, O_1$  und  $O_2$ . Von diesen Mittelpunkten kann zunächst  $O$  beliebig auf  $AK$  gewählt werden, alsdann schneidet der mit  $OA$  beschriebene Bogen  $AD_1$  die Eintrittsöffnung in  $A$  ebenfalls unter dem Winkel  $\beta$ . Um die beiden anderen Mittelpunkte  $O_1$  für  $D_1E_1$  und  $O_2$  für  $E_1F_1$  zu finden, verbindet man  $D_1$  mit  $F_1$ , errichtet in  $D_1$  und  $F_1$  die Normallinien  $D_1H$  senkrecht zu  $OD_1$  und  $F_1H$  senkrecht zu  $B_1F_1$  und halbirt in dem Dreiecke  $D_1F_1H$  die Winkel an der Basis  $D_1F_1$  durch die Linie  $D_1E_1$  und  $F_1E_1$ . Der Schnittpunkt  $E_1$  dieser Halbirenden ist dann der Vereinigungspunkt der beiden noch zu zeichnenden Kreisbogen  $D_1E_1$  und  $E_1F_1$ , für welche man die Mittelpunkte  $O_1$  und  $O_2$  auf der durch  $E_1$  senkrecht zu  $D_1F_1$  oder  $QR$  gezogenen Geraden  $E_1O_1O_2$  erhält. Es ist nämlich leicht ersichtlich, daß wegen der Halbirtung der Winkel bei  $D_1$  und  $F_1$  die Dreiecke  $O_1D_1E_1$  und  $O_2E_1F_1$  gleichschenklige sein müssen, also  $O_1D_1 = O_1E_1$  und  $O_2E_1 = O_2F_1$  ist.

Da hierbei der Mittelpunkt  $O$  willkürlich zwischen  $A$  und  $K$  gewählt werden konnte, so darf man auch  $O$  mit  $K$  zusammenfallen lassen. Unter

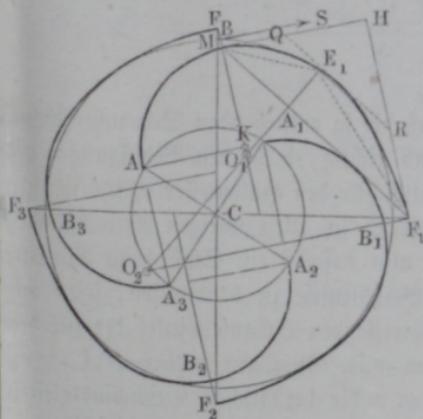
dieser Voraussetzung fällt der Theil  $AD_1$  der Außenwand eines Canals mit der Innenwand  $AB$  des vorhergehenden Canals zusammen, so daß die Canäle sich ohne Zwischenräume an einander anschließen. Die Bestimmung der Mittelpunkte  $O_1$  und  $O_2$  für die beiden äußeren Kreisbogen geschieht in derselben Weise und ist aus Fig. 328 ohne weitere Erläuterung klar.

Die Dicke der Schaufeln pflegt man für gewöhnlich durchgehend gleich groß anzunehmen, eine Abweichung hiervon zeigen die sogenannten Rückschaufeln, welche unter gewissen Verhältnissen Anwendung

finden und über welche weiter unten ein Näheres angegeben wird.

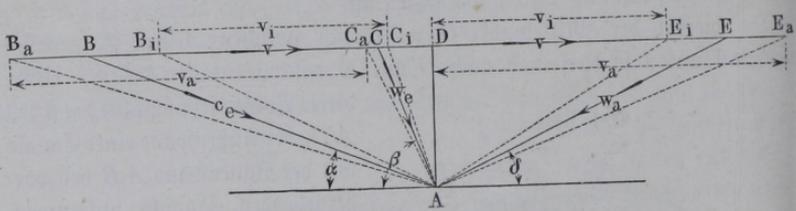
Die Schaufelflächen der Axialturbinen. Während die Schaufeln §. 128. der Radialturbinen die Gestalt von normalen mit der Radare parallelen Zylinderflächen erhalten, deren Grundlinien die im vorhergehenden Paragraphen

Fig. 328.



bestimmten Profile sind, hat man den Schaufeln der Axialturbinen die Gestalt windschiefer Flächen zu geben. Bisher hat man fast allgemein diese Schaufeln als normale Schraubenflächen in folgender Weise ausgebildet. Es sei eine Axialturbinen mit zwei parallelen cylindrischen Kränzen von den Halbmessern  $r_i$  und  $r_a$  vorausgesetzt, und man denke sich zwischen denselben, in einem Abstände  $r$  von der Aze einen Cylinderchnitt durch die Turbine gelegt, welcher zu einer Ebene gestreckt werde und für welchen nach Anleitung des vorhergegangenen Paragraphen die Profilform für die Leit- und Rad-schau-feln entworfen werde. Denkt man sich alsdann diesen Schnitt wieder auf den betreffenden Cylindermantel gewickelt, so kann die nunmehr auf diesem letzteren befindliche Profilform als die Basis zur Erzeugung einer gewissen normalen Schraubenfläche dienen, nach welcher dann die Schaufeln geformt werden. Zur Erzeugung dieser Schraubenfläche denkt man sich entlang der Profilverve eine erzeugende Gerade so bewegt, daß dieselbe immer durch das gedachte Profil hindurchgeht, und dabei stets die Radaxe normal

Fig. 329.



schneidet. Es ist leicht zu ersehen, daß die so entstehenden Schraubenflächen nur für einen bestimmten Axenabstand richtig, d. h. den Bedingungen des §. 102 entsprechend sein können, nämlich für den Halbmesser  $r$ , für welchen die Profilformen entworfen sind, während in allen übrigen Axenabständen diesen Bedingungen nicht genügt ist, also daselbst ein Stoß beim Eintritte des Wassers stattfindet. Um diese Verhältnisse zu beurtheilen, seien wie bisher  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$ , Fig. 329, die betreffenden Schaufelwinkel der für den Axenabstand  $r$  gezeichneten Profilform und es mögen wieder  $BA = c_e$ ,  $CA = w_e$ ,  $EA = w_a$  und  $BC = v$  die bezüglichen Geschwindigkeiten darstellen. Ist ebenso  $h_n$  das nutzbar gemachte Gefälle, so ist nach (35)

$$h_n = \frac{2v \cdot c_e \cos \alpha}{2g} = 2 \frac{BC \cdot BD}{2g}$$

Wenn nun die Schaufeln in der gebräuchlichen Weise als Schraubenflächen ausgeführt werden, so sind, wie leicht zu ersehen, die betreffenden Neigungswinkel in irgend einem anderen Axenabstände  $nr$  dadurch bestimmt, daß die Cotangenten dieser Winkel gleich den  $n$ fachen Cotangenten von  $\alpha$ ,  $\beta$

und  $\delta$  sind. Ist z. B. der innere Halbmesser der Turbine  $r_i = n_i \cdot r$ , und man macht

$$DB_i = n_i \cdot DB, DC_i = n_i \cdot DC; DE_i = n_i \cdot DE,$$

so erhält man in  $B_i A$ ,  $C_i A$  und  $E_i A$  die Richtungen der Schaufelenden für den inneren Cylinder. In derselben Weise stellen  $B_a A$ ,  $C_a A$  und  $E_a A$  diese Richtungen im äußeren Cylindermantel vom Halbmesser  $r_a = n_a \cdot r$  vor, wenn

$$DB_a = n_a \cdot DB, DC_a = n_a \cdot DC \text{ und } DE_a = n_a \cdot DE$$

gemacht ist.

Da nun die Radgeschwindigkeiten innen und außen ebenfalls

$$v_i = n_i \cdot v = n_i \cdot BC \text{ und } v_a = n_a \cdot v = n_a \cdot BC$$

sind, und diese Größen der Construction zufolge in der Figur durch

$$B_i C_i = DE_i = n_i \cdot v$$

und

$$B_a C_a = DE_a = n_a \cdot v$$

dargestellt werden, so folgt hieraus, daß zwar die Schaufelneigungen innen wie außen den Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügen, aber nicht für das wirklich vorhandene Nutzgefälle  $h_n$ . Das Diagramm  $AB_i C_i E_i$  für den inneren Cylinder hat nämlich nur für ein Nutzgefälle

$$h_{ni} = 2 \frac{B_i C_i \cdot B_i D}{2g} = n_i^2 h_n$$

Gültigkeit, ebenso wie dem Diagramm  $AB_a C_a E_a$  des äußeren Cylinders ein Nutzgefälle

$$h_{na} = 2 \frac{B_a C_a \cdot B_a D}{2g} = n_a^2 h_n$$

zugehört. Da das wirklich vorhandene und dem mittleren Profile zu Grunde gelegte Nutzgefälle  $h_n$  aber größer ist als  $h_{ni}$  und kleiner als  $h_{na}$ , so geht hieraus hervor, daß das Wasser im inneren Cylinder mit einer Geschwindigkeit, die größer ist als  $B_i A$ , und im äußeren Cylinder mit einer Geschwindigkeit kleiner als  $B_a A$  eintreten wird, und daß in Folge dessen an beiden Stellen Stoßwirkungen unvermeidlich sind. Es ersieht sich auch aus Vorstehendem, daß im inneren Theile das schneller bewegte Wasser gegen die concave Schaufelfläche stößt, während außen die schneller bewegte Schaufel mit ihrer convexen Rückfläche auf das Wasser wirkt, nach Art der Schaufel einer Centrifugalpumpe. In jedem Falle ist aber mit dieser Stoßwirkung ein Verlust an mechanischer Arbeit verbunden, und zwar treten solche Verluste nicht nur im innersten und äußersten Cylindermantel, sondern in allen

Abständen ein mit alleiniger Ausnahme des dem Profil  $ABCE$  zu Grunde gelegten Abstandes  $r$ . Dieser Verlust wächst natürlich von dem mittleren Abstände  $r$  nach beiden Seiten hin in dem Maße, als der Halbmesser von  $r$  abweicht.

Legt man das für Axialturbinen vielfach angewandte Verhältniß der Halbmesser  $\frac{r_i}{r_a} = \frac{3}{4}$  zu Grunde, und entwirft das Diagramm  $ABCE$  für einen mittleren Halbmesser  $r = \frac{r_i + r_a}{2}$ , so hat man  $n_i = \frac{6}{7}$  und  $n_a = \frac{8}{7}$ . Die Neigungswinkel innen und außen würden daher nur richtig sein, wenn das Nutzgefälle beziehungsweise

$$\frac{36}{49} h_n = 0,73 h_n \quad \text{und} \quad \frac{64}{49} h_n = 1,31 h_n$$

betragen würde.

Wenn man die in Folge dieser Unrichtigkeit der Schaufelform eintretenden Arbeitsverluste näher untersucht, was graphisch sehr einfach geschehen kann, hier aber nicht durchgeführt werden soll, so findet man, daß der Verlust nicht gerade erheblich ist und sich durchschnittlich nur auf einige Procent beziffert. Dies mag denn auch wohl der Grund sein, warum man bisher fast ganz allgemein die oben erläuterte Schraubenform für die Schaufeln der Axialturbinen gewählt hat. Soviel bekannt, hat v. Reiche\*) zuerst zum Ersatz dieser schraubenförmigen Schaufeln eine correcte Form angegeben, welche für jeden Axenabstand den Bedingungen des stoßfreien Eintritts und des normalen Austritts genügt. Diese Schaufelform, deren praktische Ausführung nicht mit größeren Schwierigkeiten verbunden ist, als die der bisher gebräuchlichen Schraubenform, erscheint noch wegen einiger anderen Vorzüge vor der letztgenannten sehr empfehlenswerth, wie sich aus dem Folgenden ergibt. Man kann diese Schaufelfläche auf dem Wege der Rechnung, wie es von dem genannten Autor geschieht, feststellen, indem man die Gleichung (35)

$$h_n = \frac{v \cdot c_e \cos \alpha}{g}$$

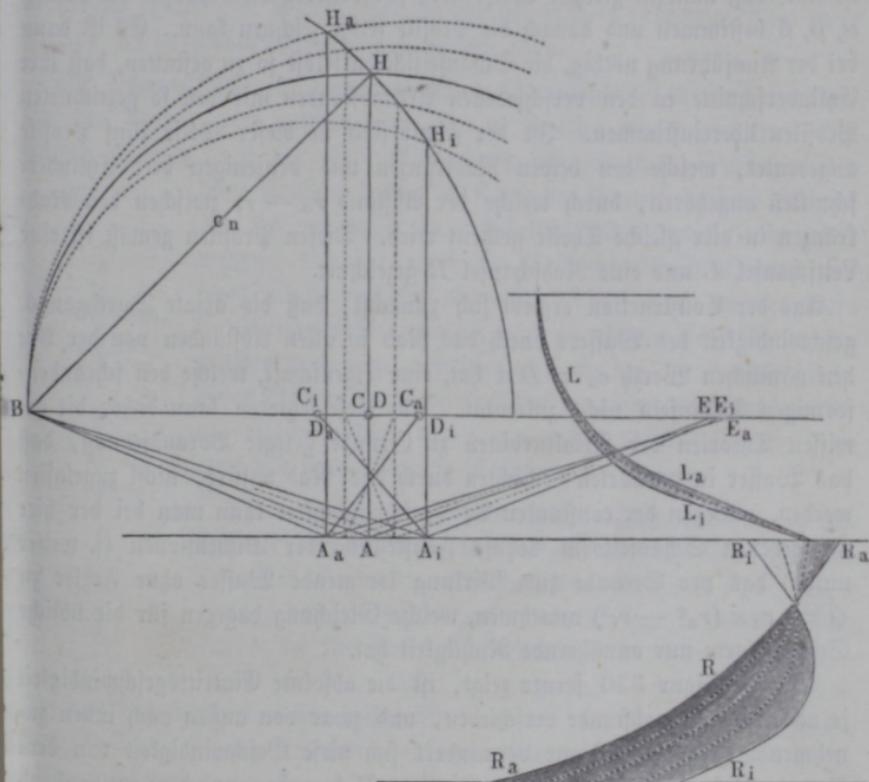
benutzt, in welche man für eine Anzahl verschiedener Abstände  $r$  die betreffenden Umfangsgeschwindigkeiten  $v$  einführt und dafür das zugehörige  $c_e \cos \alpha$  berechnet. Daraus ergeben sich denn für diese verschiedenen Halbmesser  $r$  die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$ , welche die Bezeichnung ebenso vieler Pro-

\*) Siehe die Gesetze des Turbinenbaues von H. v. Reiche. 1877.

file der Schaufelfläche gestatten. Einfacher als die Rechnung führt indeß das graphische Verfahren wie folgt zum Ziele:

Es seien wieder  $BA$ ,  $DA$ ,  $EA$ , Fig. 330, die in bekannter Art bestimmten Richtungen der Schaufelenden einer Axialturbinen für einen beliebigen, etwa den mittleren Cyinderschnitt vom Halbmesser  $r$ . Hierbei ist in der Figur der Winkel  $\beta$  des ersten Nadschaufelelements gleich  $90^\circ$  angenommen, eine Voraussetzung, die indessen auf den Gang der Construction

Fig. 330.



ohne Einfluß ist. Nun stellt bekanntlich  $DA$  die axiale Einführungsgeschwindigkeit  $c_{ne} = c_a$  und  $BH$  die nutzbar gemachte Geschwindigkeit

$$c_n = \sqrt{2gh_n} = \sqrt{2gh_w - c_a^2}$$

vor. Stellt man nun die Bedingung, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit in allen Abständen denselben Werth  $c_a = DA$  haben soll, so ist auch die Nutzgeschwindigkeit  $c_n$  für alle Abstände von derselben Größe  $BH$ . Hieraus ergibt sich sogleich die folgende Construction. Man beschreibt um

$B$  mit  $BH = c_n$  einen Kreisbogen  $H_iHH_a$ , und durch  $B$  mit  $v_i = C_iB$  einen Kreis, welcher jenen in  $H_i$  schneidet. Zieht man dann durch  $H_i$  die Verticale, so erhält man für den inneren Mantel in  $BA_i$  die Neigung des letzten Leiterschaufelelements, in  $C_iA_i$  diejenige für den Anfang der Nadschaufel, und in  $E_iA_i$  für das Ende der letzteren, wenn man  $D_iE_i = BC_i$  anträgt. In derselben Weise geben  $BA_a$ ,  $C_aA_a$  und  $E_aA_a$  die Schaufelrichtungen im äußeren Mantel, wenn man mit  $v_a = C_aA$  um  $C_a$  einen Kreis zeichnet,  $H_aA_a$  vertical zieht und  $D_aE_a = BC_a = v_a$  macht. Es ist klar, daß man in gleicher Weise noch für beliebig viele Profile die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$  bestimmen und danach die Profile selbst zeichnen kann. Es ist dann bei der Ausführung nöthig, die Schaufelflächen selbst so zu gestalten, daß ihre Cylinderschnitte in den verschiedenen Arenabständen mit den so gezeichneten Profilen übereinstimmen. In der Figur sind in dieser Weise fünf Profile angedeutet, welche den beiden Radkränzen und denjenigen drei Cylinderschnitten angehören, durch welche der Abstand  $r_a - r_i$  zwischen den Radkränzen in vier gleiche Theile getheilt wird. Diesen Profilen gemäß ist eine Leiterschaufel  $L$  und eine Nadschaufel  $R$  gezeichnet.

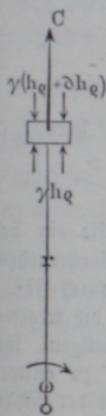
Aus der Construction ergibt sich zunächst, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad in allen Abständen von der Axe den nämlichen Werth  $c_a = DA$  hat, eine Eigenschaft, welche den schraubenförmigen Schaufeln nicht zukommt. Für diese letzteren kann daher die gewissen Theorien der Axialturbinen zu Grunde gelegte Voraussetzung, daß das Wasser in parallelen Schichten durch das Rad passire, nicht zugelassen werden. Wegen der constanten Axialgeschwindigkeit kann man bei der hier angegebenen Schaufelform behufs Feststellung der Dimensionen (s. weiter unten) das pro Secunde zur Wirkung kommende Wasser ohne Fehler zu  $Q = c_a \pi (r_a^2 - r_i^2)$  annehmen, welche Gleichung dagegen für die übliche Schaufelform nur annähernde Richtigkeit hat.

Wie die Figur 330 ferner zeigt, ist die absolute Eintrittsgeschwindigkeit je nach dem Arenabstande verschieden, und zwar von außen nach innen zunehmend. Nach der Figur vermindert sich diese Geschwindigkeit von dem Betrage  $BA_i$  im Innern bis zu demjenigen  $BA_a$  außen, und dem entsprechend nehmen natürlich die Pressungshöhen von innen nach außen stetig zu. Die Figur zeigt, daß die Reaktionsgeschwindigkeit innen den Werth  $D_iH_i$  und außen denjenigen  $D_aH_a$  hat, so daß also das Reaktionsgefälle in dem Verhältnisse  $D_iH_i^2 : D_aH_a^2$  veränderlich ist. Man ersieht hieraus, daß man bei einer solchen Axialturbine eigentlich nur von einem mittleren Reaktionsverhältnisse und von einem mittleren Spaltenüberdrucke sprechen kann, da diese Größen mit dem Arenabstande veränderlich sind. Eine Veränderlichkeit der hydraulischen Pressung von innen nach außen, wenn auch nach einem anderen Gesetze, findet auch bei den gewöhn-

lichen schraubenförmigen Schaufeln statt. Man könnte, wenn dies Interesse hätte, auch leicht die Neigungswinkel  $\alpha$  und  $\beta$  so bestimmen, daß für alle Abstände die Pressungshöhe dieselbe wäre, dann hätte man in der Figur eine constante Reaktionsgeschwindigkeit  $DH$  festzuhalten, womit natürlich auch die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  wegen der Beziehung  $c_e^2 + c_p^2 = c_w^2$  einen constanten Werth annehmen müßte; dann würde aber die axiale Durchgangsgeschwindigkeit  $c_a$  veränderlich ausfallen. Es entstände auf diese Weise eine Schaufelfläche für constante Reaction, während man die vorstehend erörterte v. Reiche'sche Fläche die Schaufelform für constante Axialgeschwindigkeit nennen kann.

Die Schaufelfläche für constante Axialgeschwindigkeit hat noch einen besonderen Vorzug, auf welchen auch schon v. Reiche hingewiesen hat, denjenigen nämlich, daß bei ihrer Anwendung die einzelnen Wassertheilchen

Fig. 331.



keine Tendenz haben, in Folge der Centrifugalkraft sich von der Axe zu entfernen. Es läßt sich nämlich leicht nachweisen, daß der durch die Centrifugalbeschleunigung auf jedes Wassertheilchen ausgeübte Druck nach außen gerade im Gleichgewichte gehalten wird durch den Ueberschuß, um welchen nach dem oben Gesagten die auf die äußere Fläche dieses Wassers wirkende Pressung diejenige überwiegt, welcher das Wassertheilchen von innen ausgesetzt ist. Hiervon kann man sich durch folgende Rechnung überzeugen.

Man betrachte ein prismatisches Wassertheilchen im Abstände  $r$  von der Axe, von der Grundfläche Eins und der Höhe  $\partial r$ , Fig. 331, also von dem Gewichte  $\gamma \partial r$ , wenn unter  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers verstanden wird. Ferner sei für dieses Wassertheilchen die Eintrittsgeschwindigkeit gleich  $c_e$ , daher die horizontale Componente  $c_e \cos \alpha$ .

Da nun das Wassertheilchen diesen Weg  $c_e \cos \alpha$  pro Secunde nicht geradlinig, sondern in einem Cylindermantel vom Krümmungshalbmesser  $r$  zurückzulegen gezwungen ist, so entsteht eine Centrifugalkraft, welche bekanntlich durch

$$C = \frac{\gamma \partial r}{g} \frac{(c_e \cos \alpha)^2}{r}$$

ausgedrückt ist. Nun hat man der Gleichung (35) zufolge:

$$c_n^2 = 2 v \cdot c_e \cos \alpha,$$

daher

$$c_e \cos \alpha = \frac{c_n^2}{2 v} = \frac{c_n^2}{2 r \omega'}$$

unter  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit des Rades verstanden; folglich wird hiermit die Centrifugalkraft

$$C = \frac{\gamma}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2} \partial r.$$

Bezeichnet nun  $h_p$  die Pressungshöhe im Abstände  $r$ , für welche man bekanntlich

$$h_p = \frac{c_p^2}{2g} = \frac{c_n^2 - c_e^2 \cos^2 \alpha}{2g} = \frac{1}{2g} \left( c_n^2 - \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2} \right)$$

hat, so erhält man den Zuwachs dieser Druckhöhe für den Abstand  $r + \partial r$  durch Differentiation nach  $r$ , wodurch, mit Rücksicht darauf, daß  $c_n$  constant ist,

$$\partial h_p = \frac{1}{2g} \frac{2 c_n^4}{4 r^3 \omega^2} \partial r = \frac{1}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2}$$

erhalten wird. Diese Höhe bringt einen überschüssigen Druck

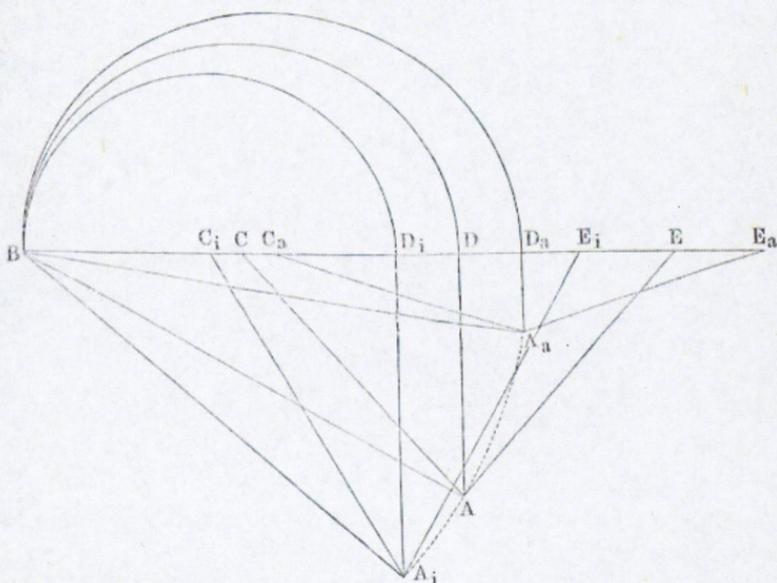
$$\gamma \partial h_p = \frac{\gamma}{g} \frac{c_n^4}{4 r^3 \omega^2}$$

von gleicher Größe mit der oben berechneten Centrifugalkraft  $C$  hervor, wie oben behauptet wurde.

Anmerkung. Die Schaufelfläche für constante Reaction dürfte ein besonderes Interesse für die reinen Druckturbinen haben, denn aus dem Vorhergehenden ist ersichtlich, daß weder die gewöhnliche Schraubenform, noch die durch Fig. 330 dargestellte Fläche der Bedingung entspricht, für alle Axenabstände die Reaktionsdruckhöhe zu Null werden zu lassen. Um dieser Bedingung zu genügen, würde man die Schaufelflächen in der in Fig. 332 angegebenen Weise zu entwerfen haben. Wenn hier durch  $BA$ ,  $CA$  und  $EA$  wieder die Richtungen der Schaufelenden in dem mittleren Cylinderabschnitte einer Axialturbine dargestellt sind, welche als reine Druckturbine ohne Reaction arbeitet, da  $BC = \frac{1}{2} BD$  angenommen wurde, so ist hier die Eintrittsgeschwindigkeit durch  $c_e = c_w = BA$  ausgedrückt. Dieselbe Eintrittsgeschwindigkeit muß auch für alle übrigen Axenabstände gelten, wenn überall die Reaktionsdruckhöhe gleich Null sein soll. Man erhält demzufolge die Neigungen der Schaufeln für den inneren Cylinder, wenn man mit dessen Umfangsgeschwindigkeit  $v_i = BC_i$  einen Halbkreis um  $C_i$  zeichnet, und durch  $D_i$  eine Verticallinie bis zu dem um  $B$  mit dem Halbmesser  $c_e = BA$  beschriebenen Kreise zieht, und dann  $D_i E_i = BC_i = v_i$  macht. In derselben Weise liefert der mit  $v_a = BC_a$  beschriebene Kreis im äußeren Cylindermantel. Die Zeichnung läßt erkennen, daß die axiale Durchgangsgeschwindigkeit hierbei sehr veränderlich ist, indem dieselbe von dem kleinen Werthe  $D_a A_a$  außen bis auf den viel größeren Betrag  $D_i A_i$  innen zunimmt, und daß mit so großen Durchgangsgeschwindigkeiten, wie sie hierbei auftreten, große Arbeitsverluste verknüpft sein müssen. Eine Schaufelform von der hier angegebenen Art wird daher für Axialturbinen mit cylindrischen Kränzen nicht vortheilhaft sein, dagegen kann durch

eine conische Form der Radfränze der Austrittsquerschnitt des Rades derart vergrößert werden, daß hierdurch die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem

Fig. 332.



Rade genügend klein wird. Diese Anordnung conischer Radfränze ist insbesondere bei den Girard'schen Turbinen gebräuchlich, worüber das Nähere weiter unten angegeben werden soll.

**Wahl der Constructionsverhältnisse.** Beim Entwurfe einer §. 1 Turbine wird immer das totale Gefälle  $h$  und das in der Zeiteinheit zur Wirkung kommende Wasserquantum  $Q$  bekannt sein, sei es, daß letzteres direct gegeben oder zur Erzielung einer erforderlichen Leistung von  $N$  Pferdekraften durch die Formel

$$\eta Q = \frac{75 N}{1000 h} \dots \dots \dots (121)$$

berechnet wird, worin  $\eta$  den vorläufig erfahrungsmäßig anzunehmenden effectiven Wirkungsgrad der ganzen Turbinenanlage bedeutet.

Die Aufgabe, für  $Q$  Cubikmeter Wasser pro Secunde bei einem Gefälle von  $h$  Metern eine Turbine zu construiren, kann nun, auch wenn man hinsichtlich der Bauart, d. h. ob Axial- oder Radialturbine, Entscheidung getroffen hat, noch in sehr mannichfaltiger Art gelöst werden.

Wie aus den vorstehenden Ermittlungen sich ergeben hat, sind namentlich die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$ , unter welchen die Enden der Leit- und die Anfänge

der Nadschaufeln gegen den Umfang geneigt sind, die für die Wirkungsweise der Turbine bestimmenden Elemente, und durch Annahme dieser beiden Winkel ist eine Turbine in ihren wesentlichen Verhältnissen vollkommen bestimmt, wenn man von den nebensächlichen Größen, wie Schaufeldicken und Schaufelzahlen zc. absieht. Es werden denn auch vielfach in den Turbinentheorien in Betreff der Auswahl dieser Winkel gewisse Regeln empfohlen, wonach man passend die Größe von  $\alpha$  und  $\beta$  bemessen möge. Ein solches Verfahren erscheint nicht gerade sehr zweckmäßig, weil nämlich die Kenntniß dieser Winkel von vornherein noch kein klares Urtheil über die ganze Wirkungsweise der Turbine, namentlich also über die Geschwindigkeit, Größe und den Wirkungsgrad des Rades gewährt. Ein solches Urtheil kann vielmehr erst durch eine ausgeführte Rechnung oder Construction erreicht werden, welche dann möglicher Weise zu der Wahrnehmung führt, daß die angenommenen Winkel nicht günstig gewählt waren, und eine Wiederholung dieses probirenden Verfahrens vorgenommen werden muß.

Es erscheint daher angemessen, von vornherein anstatt der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  solche Größen durch passende Annahmen festzustellen, welche für die ganze Anlage von besonderer praktischer Bedeutung sind.

Eine solche Größe ist zunächst die normale Ausflußgeschwindigkeit  $c_a$  des Wassers aus dem Rade, denn es ist mit dieser Größe auch sogleich die Austrittsfläche des Rades

$$F_a = \frac{Q}{c_a} \dots \dots \dots (8)$$

gegeben, wodurch die Größenverhältnisse des Rades bestimmt sind. Die Wahl von  $c_a$  nun wird niemals Schwierigkeiten unterworfen sein, denn da die zu dieser Geschwindigkeit gehörige Gefällhöhe  $\frac{c_a^2}{2g}$  verloren geht, so ist es geboten,  $c_a$  möglichst klein zu wählen. Da nun aber andererseits eine Verkleinerung von  $c_a$  eine Vergrößerung der Radabmessungen, also auch der Zapfenreibungen, Luft- und Wasserwiderstände, des Gewichtes und der Anlagekosten im Gefolge hat, so wird man, wie schon früher angegeben,  $c_a$  nicht unter eine gewisse praktisch vortheilhafteste Größe verringern. Eine sehr häufige Annahme in dieser Beziehung ist diejenige

$$c_a = \frac{1}{4} c = \frac{1}{4} \sqrt{2gh},$$

d. h. gleich  $\frac{1}{4}$  von der zu dem ganzen Gefälle  $h$  gehörigen Endgeschwindigkeit anzunehmen, in welchem Falle der mit  $c_a$  verbundene Verlust

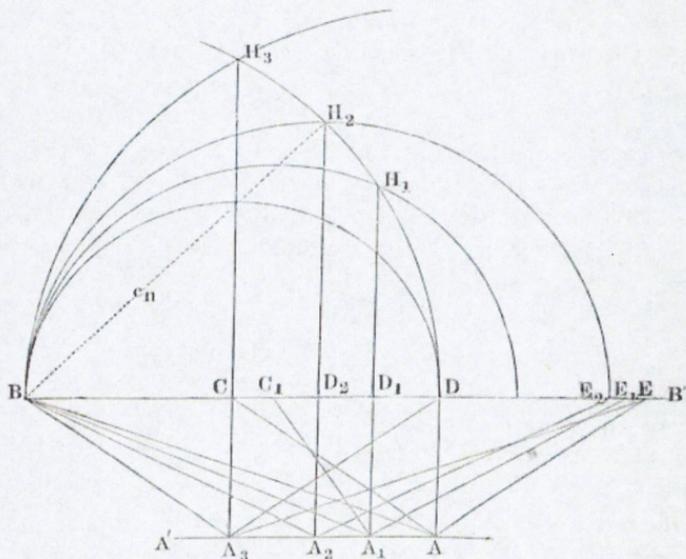
$$\frac{1}{16} h = 0,625 h = 0,0625 h$$

ist, also  $\frac{1}{4}$  Proc. des ganzen Gefälles beträgt. Von diesem Werthe wird man auch bei den verschiedensten Gefällen und Wassermengen nur wenig



wie dies an dem Diagramm einer Axialturbine, Fig. 333, gezeigt werden soll. Zieht man hier im Abstände  $DA = c_a$  von einander die beiden Horizontalen  $BB'$  und  $AA'$ , und beschreibt um den beliebigen Punkt  $B$  der ersteren einen Kreis  $DH_1H_2$  mit einem Halbmesser gleich der nutzbaren Geschwindigkeit  $BD = c_n$ , so ist zunächst ersichtlich, daß die kleinst-

Fig. 333.



mögliche Geschwindigkeit, mit welcher bei diesem Nutzgefälle eine Turbine umlaufen kann, durch

$$BC = \frac{1}{2} BD = \frac{1}{2} c_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (123)$$

gegeben ist. Diese Turbine arbeitet dann ganz ohne Reaction und die Geschwindigkeiten und Winkel sind durch

$$BA = c_e; \quad CA = w_e \quad \text{und} \quad EA = w_a = w_e$$

gegeben.

Nimmt man die Radgeschwindigkeit größer an, setzt z. B.  $v_1 = BC_1$ , so liefert der Kreis um  $C_1$  und durch  $B$  in  $H_1D_1$  die Größe der Reactionsgeschwindigkeit, und man hat nunmehr die Geschwindigkeiten und Winkel durch  $BA_1$ ,  $C_1A_1$  und  $E_1A_1$  gefunden, wenn  $D_1E_1 = BC_1$  gemacht wird. Zieht man  $BH_2$  unter  $45^\circ$  gegen  $BB'$ , so erhält man in gleicher Weise in  $BA_2$ ,  $D_2A_2$  und  $E_2A_2$  die Geschwindigkeiten für eine Turbine, deren Winkel  $\beta = 90^\circ$  ist, d. h. deren Radchaufeln senkrecht zum Umfange beginnen. Das Reactionsverhältniß dieser Turbine ist

$$\varepsilon = \frac{h_p}{h_n} = \frac{H_2 D_2^2}{B H_2^2} = \frac{1}{2}.$$

Wollte man die Radgeschwindigkeit gleich  $c_n = BD$  annehmen, so würde der um  $D$  beschriebene Halbkreis  $BH_3E_3$  die Schaufelrichtungen und Geschwindigkeiten in  $BA_3$ ,  $DA_3$  und  $EA_3$  liefern u. s. w.

Diese Betrachtung lehrt, daß für ein bestimmtes Nutzgefälle die reinen Actionsturbinen die kleinste Umfangsgeschwindigkeit und die größte Wassereintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  haben, und daß mit zunehmender Reactionswirkung die Umfangsgeschwindigkeit wächst und die Eintrittsgeschwindigkeit abnimmt.

Da die Reibungshindernisse des Wassers mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen, so geht hieraus auch hervor, daß diese Widerstände bei der Actionsturbine nicht den kleinsten Werth annehmen werden, daß dies vielmehr bei einer gewissen Größe der Reactionswirkung erst eintreten wird, und daß darüber hinaus wieder eine Zunahme dieser Widerstände wegen der vergrößerten relativen Geschwindigkeit  $w_a$  sich einstellt. Wollte man die Reibungswiderstände im Leitrade zu  $\xi \frac{c_e^2}{2g}$  und im Laufrade zu  $\xi \frac{w_a^2}{2g}$  annehmen, so ließe sich leicht beweisen, daß der Turbine  $A_2BD_2E_2$  mit rechtwinkelig beginnenden Radschaufeln die geringste Reibung zukommt, weil unter allen Turbinen für diese der Werth

$$c_e^2 + w_a^2 = BA_2^2 + E_2A_2^2$$

ein Kleinstes wird. Aus diesem Grunde wird häufig empfohlen, den Winkel  $\beta$  für Turbinen genau oder annähernd gleich  $90^\circ$  zu setzen, während andererseits, z. B. von Redtenbacher, für  $\beta$  ein kleinerer Werth von etwa  $60^\circ$  empfohlen wird.

Es mögen noch zum Schlusse dieser Betrachtung die unter den gemachten Voraussetzungen  $c_a = 0,25 \sqrt{2gh}$  und  $z = 0,12 h$ , also

$$c_n = \sqrt{2g(h - 0,25^2 h - 0,12 h)} = \sqrt{2g \cdot 0,8175 h} = 0,904 c$$

aus Fig. 333 sich ergebenden Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  bestimmt werden. Man findet z. B. für die Actionsturbine  $ABCE$  diese Größen durch:

$$\tan \alpha = \frac{0,25}{0,904}; \quad \alpha = 15^\circ 27'$$

$$\tan \beta = \tan \delta = \frac{0,25}{0,5 \cdot 0,904}; \quad \beta = \delta = 28^\circ 57'.$$

In gleicher Weise erhält man für die Turbine  $A_2BD_2E_2$  mit einem Reactionsverhältnisse gleich  $\frac{1}{2}$ :

$$\operatorname{tang} \alpha = \operatorname{tang} \delta = \frac{0,25}{0,707 \cdot 0,904}; \quad \alpha = \delta = 21^{\circ} 22' \text{ und } \beta = 90^{\circ}$$

und ebenso für  $A_3 B D E_3$  mit  $v = c_e$ :

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{0,25}{0,5 \cdot 0,904}; \quad \alpha = 28^{\circ} 57', \quad \beta = 151^{\circ} 3' \text{ und } \delta = 15^{\circ} 27'.$$

In ähnlicher Weise, wie hier für Axialturbinen geschehen, kann man auch an das Diagramm für Radialturbinen entsprechende Betrachtungen knüpfen, doch soll hier davon Abstand genommen werden. Es mögen vielmehr nur noch einige empirische Regeln angeführt werden, nach welchen erfahrungsmäßig das Verhältniß der einzelnen Abmessungen der Turbinen zu einander passend bestimmt werden kann.

Für das Verhältniß des inneren Halbmessers  $r_i$  zum äußeren  $r_a$  bei Axialturbinen giebt Redtenbacher als passend den Werth  $\frac{r_i}{r_a} = \frac{2}{3}$  an, wonach der mittlere Halbmesser sich zu

$$r = \frac{r_i + r_a}{2} = \frac{5}{4} r_i = \frac{5}{6} r_a$$

und die radiale Zwischenweite der Kränze zu

$$b = r_a - r_i = \frac{1}{2} r_i = \frac{1}{3} r_a = \frac{2}{5} r$$

berechnet. Dieses Verhältniß pflegt man indessen nur zu wählen, wenn man bei großen Wassermengen den äußeren Halbmesser möglichst klein halten will, während man für kleinere Wassermengen die radiale Breite geringer, die Halbmesser also weniger verschieden macht, und wohl das Verhältniß

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{3}{4}; \quad r = \frac{7}{6} r_i = \frac{7}{8} r_a; \quad b = \frac{2}{7} r$$

und selbst

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{4}{5}; \quad r = \frac{9}{8} r_i = \frac{9}{10} r_a; \quad b = \frac{2}{9} r$$

anwendet.

Die axial gemessene Höhe des Leitrades, sowie des Laufrades pflegt man meist zwischen  $0,5 r$  bis  $0,6 r$  anzunehmen, obwohl man auch hiervon den Verhältnissen entsprechend abweicht und für größere Räder verhältnißmäßig geringere Höhen und umgekehrt wählt. Man hat hierbei natürlich darauf zu achten, daß zwar die Leitung des Wassers in den Canälen eine sichere sei, daß aber auch sowohl starke Krümmungen als auch große Längen der Canäle möglichst vermieden werden. Das Leitrad wird des besseren Wassereintritts wegen sehr häufig entweder nur im äußeren oder auch im inneren Kranze conisch gebildet, so daß dadurch der Eintrittsquerschnitt vergrößert wird. In welcher Weise

man bei gewissen Turbinen (Girard) auch eine Erweiterung der Austrittsöffnung durch conische Radkränze erzielt, wird weiter unten besprochen werden. In Betreff der Schaufelzahlen wurden bereits in §. 123 nähere Angaben gemacht und sei nur noch bemerkt, daß man bei der Bestimmung dieser Zahlen, welche etwa zwischen 12 und 36 schwanken, insbesondere darauf zu achten hat, die lichte normale Weite der Canäle an den engsten Stellen nicht unter eine gewisse Größe von etwa 25 mm abnehmen zu lassen, weil sonst gar leicht eine Verletzung dieser Canäle durch Laub, Holzstückchen etc. eintreten kann. Die Stärke der Schaufeln wurde ebenfalls in §. 123 zu etwa  $0,015 r$  bis  $0,020 r$  angegeben. Den Zwischenraum zwischen Leitrad und Laufrad wird man, besonders bei Reactionsturbinen, so klein wie möglich zu machen suchen, und dabei wesentlich von der Größe des Rades, der Genauigkeit der Ausführung und der Sicherheit der Fundirung abhängig sein. Man wird diesen Zwischenraum mit Rücksicht auf den eintretenden Verschleiß des Spurlagers wohl kaum geringer als 3 mm annehmen können, nach Redtenbacher soll derselbe sogar gleich  $0,02 r$  gemacht werden.

Auch bei den Fourneyron'schen und Francis'schen Turbinen pflegt man das Verhältniß der Halbmesser  $\frac{r_i}{r_a}$  zwischen  $\frac{2}{3}$  und  $\frac{4}{5}$  anzunehmen; die von Fourneyron selbst construirten Turbinen zeigen gewöhnlich das Verhältniß 0,66 bis 0,7 und 24 bis 30 Leitschaufeln bei 30 bis 36 Radschaufeln. Die Höhe dieser Räder richtet sich nach der Wassermenge und zwar pflegt man dieselbe je nach den Umständen 2 bis 5 mal so groß zu wählen, als die normale lichte Weite der Leitcanäle an deren Mündung ist.

Bei den Cadiaf'schen Rädern ist in der Regel das Verhältniß der Halbmesser  $\frac{r_a}{r_i} = 1,15$  bis 1,30, während man bei schottischen Turbinen den Austrittshalbmesser drei- bis viermal so groß zu machen pflegt, wie denjenigen der Eintrittsöffnung. Im Uebrigen muß hinsichtlich der constructiven Details auf die Veröffentlichungen praktischer Turbinen, sowie auf die Handbücher der Maschinenconstructionslehre verwiesen werden. Es mögen nunmehr zur Erläuterung des bisher Angeführten einige Beispiele berechnet werden.

**Beispiele.** 1. Azialturbine. Eine Henschelturbine für 3 m Gefälle §. 130. und 0,3 cbm Aufschlagwasser pro Secunde soll so gebaut werden, daß die Umfangsgeschwindigkeit des äußeren Umfangs 5 m und die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers 1,8 m beträgt.

Nimmt man vorläufig einen Gefällverlust in Folge der hydraulischen Nebenhindernisse von  $s = 0,4$  m an, so hat man das nutzbare Gefälle

$$h_n = h - z - \frac{c_a^2}{2g} = 3 - 0,4 - \frac{1,8^2}{2 \cdot 9,81} = 2,435 \text{ m,}$$

wozu eine Geschwindigkeit gehört von

$$c_n = \sqrt{2gh_n} = 4,429 \sqrt{2,435} = 6,910 \text{ m.}$$

Man hat daher zunächst nach (35) für den äußeren Umfang

$$c_e \cos \alpha = \frac{2gh_n}{2v} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,435}{2 \cdot 5} = 4,777 \text{ m.}$$

Da nun  $c_e \cos \alpha = c_a \cotg \alpha$  ist, so folgt

$$\cotg \alpha = \frac{4,777}{1,8} = 2,654, \quad \alpha = 20^\circ 39',$$

und folglich ist auch wegen  $v = c_a (\cotg \alpha - \cotg \beta)$  vergl. (38):

$$\cotg \beta = \frac{4,777 - 5}{1,8} = -0,1239; \quad \beta = 97^\circ 4'.$$

Für den Winkel  $\delta$  hat man

$$\cotg \delta = \frac{v}{c_a} = \frac{5}{1,8} = 2,778; \quad \delta = 19^\circ 48'.$$

Die Geschwindigkeiten des Wassers erhält man demgemäß zu

$$c_e = \frac{c_a}{\sin \alpha} = \frac{1,8}{0,3527} = 5,104 \text{ m}$$

$$w_e = \frac{c_a}{\sin \beta} = \frac{1,8}{0,9924} = 1,814 \text{ m}$$

$$w_a = \frac{c_a}{\sin \delta} = \frac{1,8}{0,3387} = 5,314 \text{ m.}$$

Die Größe der Reaktionsgeschwindigkeit  $c_p$  ergibt sich zu

$$c_p = \sqrt{c_n^2 - (c_e \cos \alpha)^2} = \sqrt{6,910^2 - 4,777^2} = 4,993 \text{ m}$$

entsprechend einem Reaktionsgefälle von

$$h_p = \frac{4,993^2}{2 \cdot 9,81} = 1,271 \text{ m,}$$

so daß man das Reaktionsverhältniß zu

$$\varepsilon = \frac{1,271}{2,435} = 0,522$$

setzen kann. Diese Größen gelten für den äußeren Umfang vom Halbmesser  $r_a$ ; setzt man den inneren Halbmesser  $r_i = \frac{4}{5} r_a$  voraus, so ist daselbst die Umfangsgeschwindigkeit  $v_i = \frac{4}{5} v = 4 \text{ m}$ , während die Ge-

schwindigkeit im mittleren Abstände  $r = \frac{r_i + r_a}{2} = 0,9 r_a$  zu 4,5 m anzunehmen ist. Mit diesen Werthen  $v_i = 4$  m und  $v_m = 4,5$  m erhält man in derselben Weise wie für den äußeren Umfang die Werthe für den inneren Umfang

$$c_e \cos \alpha = 5,971 \text{ m}$$

$$\alpha = 16^\circ 47', \beta = 42^\circ 24', \delta = 24^\circ 14'$$

$$c_e = 6,234 \text{ m}, w_e = 2,670 \text{ m}, w_a = 4,385 \text{ m}$$

$$c_p = 3,478 \text{ m}, h_p = 0,616 \text{ m}, \varepsilon = 0,253$$

und für den mittleren Halbmesser:

$$c_e \cos \alpha = 5,308 \text{ m}$$

$$\alpha = 18^\circ 44', \beta = 65^\circ 49', \delta = 21^\circ 48'$$

$$c_e = 5,605 \text{ m}, w_e = 1,973 \text{ m}, w_a = 4,847 \text{ m}$$

$$c_p = 4,424 \text{ m}, h_p = 0,998 \text{ m}, \varepsilon = 0,410.$$

Zur Bestimmung der Halbmesser hat man

$$Q = \pi (r_a^2 - r_i^2) c_a,$$

denn da  $c_a$  die normale Aus- oder Eintrittsgeschwindigkeit an den durch Schaufeln nicht verengten Stellen (Spalt) bedeutet, so hat man auf die Schaufeldicken hierbei nicht zu rücksichtigen. Man erhält daher mit  $r_i = 0,8 r_a$  aus

$$0,3 = 3,1415 r_a^2 (1 - 0,8^2) 1,8 = 2,036 r_a^2$$

den äußeren Radius

$$r_a = \sqrt{\frac{0,3}{2,036}} = 0,384 \text{ m},$$

und daher den inneren Halbmesser

$$r_i = 0,8 r_a = 0,307 \text{ m}.$$

Das Rad vollführt sonach pro Minute  $\frac{60 \cdot 5}{2 \cdot 3,1415 \cdot 0,384} = 124,3$  Umdrehungen.

Die Höhe jedes Rades wird man passend zu 0,180 m annehmen können. Giebt man dem Laufrade 24 Schaufeln, so beträgt die Theilung in dem mittleren Schnitte

$$s = \frac{2 \cdot 3,1415}{24} \cdot \frac{0,384 + 0,307}{2} = 0,091 \text{ m},$$

daher die sichte Weite eines Canals an der Ausmündung, welche in der

Mitte unter dem Winkel  $\delta = 21^\circ 48'$  gegen den Umfang geneigt ist, bei einer Schaufeldicke von  $d = 7$  mm

$$e = t \cdot \sin 21^\circ 48' - d = 91,0372 - 7 = 26,9 \text{ mm.}$$

Für das Leitrad kann man etwa 16 Schaufeln annehmen. Die oben ermittelten Geschwindigkeiten  $c_e$ ,  $w_e$  und  $w_a$  können dazu dienen, mit Hilfe der Formeln der §§. 123 bis 125 die einzelnen Widerstände genauer zu berechnen; diese Rechnung soll hier nicht vorgenommen werden. Es wurden indeß diese Widerstände in der oben angegebenen Art aus einem im Maßstabe  $\frac{1}{20}$  gezeichneten Diagramme entnommen, und zwar wurde hierbei ein Reibungscoefficient  $\varphi = 0,08$ , also  $\sqrt{\varphi} = 0,28$  vorausgesetzt, und für die Schaufeln des Leitrades das Verhältniß  $\frac{d}{t} = \frac{1}{20}$ , für die des Laufrades

$\frac{d}{t} = \frac{1}{12}$  zu Grunde gelegt. Die Summirung aller einzelnen Verlustgeschwindigkeiten ergab hierbei im Diagramm für den inneren Halbmesser für die Verlustgeschwindigkeit  $c_z$  eine Strecke von 132 mm gleich einer Geschwindigkeit von 2,64 m, welche einer Gefällhöhe von 0,355 m entspricht. Dieser Werth liegt dem von vornherein angenommenen  $z = 0,40$  m nahe genug, um eine Wiederholung der Rechnung unnöthig zu machen, und man kann folglich den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{2,435}{3} = 0,812$$

und daher die zu erwartende Leistung zu

$$\eta_h Q \gamma h = 0,812 \cdot 0,3 \cdot 1000 \cdot 3 = 730,8 \text{ Meterkilogr.} = 9,75 \text{ Pferdekraft}$$

veranschlagen. Hiervon wird noch ein gewisser Betrag durch die Zapfenreibung aufgezehrt, dessen Bestimmung weiter unten gezeigt werden soll.

2. Fourneyronturbine. Für ein Gefälle  $h = 2,5$  m und ein Aufschlagquantum  $Q = 1$  cbm pro Secunde soll eine Fourneyron'sche Turbine mit parallelen Kränzen entworfen werden, für welche das Verhältniß

$v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{3}{4}$  zu Grunde gelegt und die Winkel  $\alpha = 24^\circ$  und  $\beta = 80^\circ$  angenommen werden sollen.

Nimmt man zunächst zur Festsetzung der Verhältnisse eine normale Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{ne} = 1$  m an, so erhält man durch die Formeln (57) bis (66):

$$c_{na} = 0,75 \text{ m}, c_e = \frac{1}{\sin 24^\circ} = 2,459 \text{ m}$$

$$w_e = \frac{1}{\sin 80^\circ} = 1,015 \text{ m}$$

$$v_e = \cotg 24^\circ - \cotg 80^\circ = 2,070 \text{ m}$$

$$v_a = \frac{4}{3} v_e = 2,760 \text{ m}$$

$$h_p = \frac{c_p}{2g} = \frac{1}{2g} (0,75^2 + v_e^2 - w_e^2) = 0,195$$

$$h_n = \frac{c_n^2}{2g} = \frac{1}{2g} 2 \cotg 24^\circ v_e = 0,474$$

$$h_w = \frac{c_w^2}{2g} = \frac{1}{2g} (0,75^2 + 2 \cotg 24^\circ v_e) = 0,503$$

$$w_a = \sqrt{0,75^2 + v_a^2} = 2,860.$$

$$\cotg \delta = \frac{v_e}{0,75^2} = 3,680; \delta = 15^\circ 12'.$$

Setzt man nun voraus, daß durch die Reibungswiderstände ein Gefällverlust von  $z = 0,14 h = 0,35 \text{ m}$  entstehe, das wirksame Gefälle daher zu  $h_w = 2,5 - 0,35 = 2,15 \text{ m}$  sich stellt, so hat man die vorstehend berechneten Gefälle mit  $\frac{2,15}{0,503} = 4,274$  und die Geschwindigkeiten mit

$\sqrt{4,274} = 2,067$  zu multipliciren. Man erhält dann

$$c_{ne} = 2,067 \text{ m}, c_{na} = 1,550 \text{ m},$$

ferner die Eintrittsgeschwindigkeiten des Wassers

$$c_e = 5,083 \text{ m}$$

und die Radgeschwindigkeiten

$$v_e = 4,279 \text{ m und } v_a = 5,705 \text{ m.}$$

Ebenso erhält man das Nutzgefälle

$$h_n = 4,274 \cdot 0,474 = 2,026 \text{ m},$$

so daß der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_h = \frac{2,026}{2,5} = 0,810$  folgt. Das Reactionsgefälle berechnet sich zu

$$h_p = 4,274 \cdot 0,195 = 0,833 \text{ m},$$

so daß von der ausgeübten Nutzwirkung  $\frac{0,833}{2,026} = 0,411$  oder ca. 41 Procent durch Reaction nutzbar gemacht werden.

Um die Dimensionen des Rades zu bestimmen, sei die axial gerichtete Höhe desselben zwischen den beiden Kränzen etwa

$$b = 0,3 r_a = 0,4 r_i$$

gesetzt. Alsdann findet man den äußeren Halbmesser  $r_a$  aus

$$Q = 2 \pi r_a b c_{na} = 2 \cdot 3,1415 \cdot 0,3 r_a^2 \cdot 1,55 = 1 \text{ cbm,}$$

woraus

$$r_a = \sqrt{\frac{1}{2,9216}} = 0,585 \text{ m}$$

folgt; der innere Halbmesser ist dabei  $r_i = 0,439 \text{ m}$  und die lichte Höhe zwischen den Kränzen  $0,175 \text{ m}$ .

Die Umdrehungszahl des Rades erhält man zu  $\frac{60 \cdot 5,705}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,585} = 93,1$  pr. Minute und die zu erwartende Leistung ergibt sich, abgesehen von der Zapfenreibung und dem Wasserverluste durch den Spalt zu

$$N = \eta_h \frac{Q h \gamma}{75} = \frac{0,810 \cdot 1 \cdot 2,5 \cdot 1000}{75} = 27 \text{ Pferdekraft.}$$

Nimmt man für das Leitrad 20 und für das Laufrad 24 Schaufeln von 7 mm Dicke an, so ergibt sich die lichte normale Weite der Leitradausmündungen zu

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot 439}{20} \sin 24 - 7 = 56 - 7 = 49 \text{ mm,}$$

gleich  $\frac{49}{175} = 0,28$  der lichten Radhöhe. Desgleichen berechnet sich die lichte normale Weite der Radcanäle am äußeren Umfange zu

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot 585}{24} \sin 15^\circ 12' - 7 = 40 - 7 = 33 \text{ mm.}$$

Wenn man diesen Schaufelzahlen und Stärken entsprechend durch das bekannte Diagramm die Stoßgeschwindigkeiten und mit einem Reibungscoefficienten von 0,05 die Reibungsverluste ermittelt, so erhält man folgende Gefällhöhen für die Reibung:

$$z_{s1} = 0,091 \text{ m; } z_{s2} = 0,089 \text{ m,}$$

und für die Stoßverluste wegen der Schaufeldicken:

$$z_{s1} = 0,012 \text{ m, } z_{s2} = 0,057 \text{ m im Leitrade,}$$

$$z_{s3} = 0,017 \text{ m, } z_{s4} = 0,162 \text{ m im Laufrade.}$$

Die Summe aller dieser Gefällverluste beträgt  $0,428 \text{ m}$ , also mehr als von vornherein für  $z$  ( $0,35 \text{ m}$ ) angenommen wurde. Man erkennt aus den vorstehenden Zahlen, daß hauptsächlich der Verlust an Geschwindigkeit beim Austritte des Wassers aus dem Rade ( $z_{s4} = 0,162 \text{ m}$ ) diesen großen Verlust bedingt, was durch den kleinen Werth von  $\delta$  ( $15^\circ 12'$ ) sich erklärt.

Man kann durch Zuschärfung beziehungsweise Verdünnung der Schaufelbleche diesen Verlust herabziehen, und erhält z. B., wenn die Schaufelbleche an den Ausmündungen des Rades bis auf 5 mm verjüngt werden, den Verlust  $z_{s4} = 0,086$  m, so daß unter dieser Voraussetzung die ganze Verlusthöhe sich zu  $z = 0,352$  m herausstellt, welcher Werth mit dem oben angenommenen hinreichend übereinstimmt.

Man erkennt übrigens aus dem oben gefundenen geringen Werthe von  $z_{s3} = 0,017$  m, welcher dem Eintritte in das Laufrad entspricht, daß die gewöhnlich beliebte Zuschärfung der Anfänge der Radschaufeln nur wenig Vortheil gewähren kann, und vielmehr eine Verdünnung der Schaufelbleche nach den Ausmündungen hin angezeigt erscheint.

3. Francis'sche Turbine. Es möge die Aufgabe vorliegen, für ein Gefälle von  $h = 4$  m und ein Wasserquantum  $Q = 0,5$  cbm pr. Secunde eine äußere Radialturbine zu construiren, welche das Wasser mit einer normalen Austrittsgeschwindigkeit von  $c_{na} = 2,2$  m entläßt und zur möglichsten Verminderung des Wasserverlustes durch den Spalt mit einem Reactionsverhältnisse arbeitet, welches den Werth 0,10 nicht übersteigt. Das Verhältniß der Halbmesser sei zu  $\frac{r_e}{r_a} = r = \frac{4}{3}$  vorausgesetzt.

Nimmt man hier die Widerstandshöhe  $z = 0,5$  m, also das wirksame Gefälle zu  $h_w = h - z = 3,5$  m an, so hat man der Voraussetzung gemäß das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_{na}^2}{2g} = 3,5 - 0,051 \cdot 2,2^2 = 3,253 \text{ m.}$$

Der gestellten Bedingung gemäß ist

$$h_p = 0,1 h_n = 0,325 \text{ m,}$$

und da nach (51)

$$h_w = h_c + h_p$$

ist, so hat man die zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  verwendete Geschwindigkeitshöhe

$$h_c = h_w - h_p = 3,5 - 0,325 = 3,175 \text{ m,}$$

woraus die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers

$$c_e = \sqrt{2gh_c} = 4,429 \sqrt{3,175} = 7,892 \text{ m}$$

folgt. Da nun die radiale Componente der Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_{ne} = \frac{c_{na}}{v} = \frac{3}{4} 2,2 = 1,65 \text{ m}$$

ist, so hat man deren horizontale Componente

$$c_e \cos \alpha = \sqrt{c_e^2 - c_{ne}^2} = \sqrt{7,892^2 - 1,65^2} = 7,718 \text{ m,}$$

und daher aus (35) die Geschwindigkeit  $v_e$  des Eintrittsumfanges

$$v_e = g \frac{h_n}{c_e \cos \alpha} = 9,81 \frac{3,253}{7,718} = 4,135 \text{ m}$$

und diejenige des inneren Umfanges

$$v_a = 0,75 \cdot 4,135 = 3,101 \text{ m.}$$

Man hat nunmehr für den Winkel  $\alpha$  der Leitschaukeln

$$\sin \alpha = \frac{c_{ne}}{c_e} = \frac{1,65}{7,892} = 0,2091; \alpha = 12^\circ 4'$$

und für den Anfang der Radschaukeln

$$\cotg \beta = \frac{c_e \cos \alpha - v_e}{c_{ne}} = \frac{7,718 - 4,135}{1,65} = 2,172; \beta = 24^\circ 44'.$$

Ebenso folgt die Neigung  $\delta$  des letzten Schaufelelements gegen den inneren Radumfang aus

$$\cotg \delta = \frac{v_a}{c_{na}} = \frac{3,101}{2,2} = 1,409 \text{ zu } \delta = 35^\circ 21'.$$

Will man behufs der Berechnung der Reibungswiderstände die relativen Geschwindigkeiten kennen, so hat man

$$w_e = \frac{c_{ne}}{\sin \beta} = \frac{1,65}{0,4183} = 3,944 \text{ m}$$

und

$$w_a = \frac{c_{na}}{\sin \delta} = \frac{2,2}{0,5786} = 3,802 \text{ m.} \quad c_{na} = 2,2$$

Die relative Austrittsgeschwindigkeit wird hier also trotz der Reactionswirkung kleiner, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit, was dem Einflusse der Centrifugalkraft zuzuschreiben ist.

Nimmt man die lichte Höhe zwischen den Kränzen hier zu  $b = 0,25 r_e$  an, so erhält man den Eintrittshalbmesser aus

$$Q = 0,5 \text{ cbm} = 2\pi \cdot r_e^2 \cdot 0,25 c_{ne} = 6,283 \cdot 0,25 \cdot 1,65 \cdot r_e^2 = 2,5917 r_e^2$$

zu

$$r_e = \sqrt{0,1929} = 0,439 \text{ m,}$$

daher den inneren Halbmesser

$$r_a = \frac{3}{4} r_e = 0,329 \text{ m.}$$

und die lichte Radhöhe  $b = 0,110 \text{ m.}$

Das Rad macht pr. Minute  $\frac{60 \cdot 4,135}{2 \cdot \pi \cdot 0,439} = 90$  Umdrehungen. Der hydraulische Wirkungsgrad bestimmt sich zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{3,253}{4} = 0,813$$

und die zu erwartende Leistung, abgesehen von dem Wasserverluste durch den Spalt und die Zapfenreibung berechnet sich zu

$$N = \frac{0,813 \cdot 0,5 \cdot 1000 \cdot 4}{75} = 21,7 \text{ Pferdekraft.}$$

Bestimmt man durch das Diagramm in bekannter Weise die Widerstände des Wassers, so findet sich, daß hier der Stoßverlust, welcher dem Austritte des Wassers aus dem Leitrade entspricht, wegen des kleinen Winkels  $\alpha$  sehr bedeutend ausfällt, weswegen es bei den äußeren Radialturbinen angezeigt erscheint, die Enden der Leitschaufeln möglichst zuzuschärfen.

Es möge für die vorliegende Turbine auch der Wasserverlust durch den Spalt bestimmt werden. Derselbe ist außer von dem Querschnitte der dem Wasser dargebotenen Oeffnungen wesentlich abhängig von der Größe des Ueberdruckes, um welchen die Pressung im Innern des Spalts größer ist, als außerhalb. Es ist leicht zu ersehen, daß dieser Ueberdruck im Spalte um die Widerstandshöhe  $z_r$ , welche den Nebenhindernissen beim Durchgange durch das Rad entspricht, größer sein muß, als die Reaktionsdruckhöhe  $h_p$ , indem dieser Ueberdruck genügen muß, um neben der Reactionswirkung auch noch die schädlichen Widerstände beim Durchgange durch das Rad zu überwinden.

Diese Widerstände entstehen aus den Geschwindigkeitsverlusten  $c_{s3}$  und  $c_{s4}$  beim Eintritte in das Rad und beim Austritte aus demselben, und aus der Reibung in den Radcanälen. Die Gefällverluste, welche diesen drei Widerständen entsprechen, und welche nach den Formeln der §§. 123 bis 125 leicht berechnet werden können, wurden graphisch aus dem Diagramm bestimmt. Hierbei ergaben sich bei Annahme einer Schaufeldicke  $d = 7$  mm und bei 24 Radschaufeln, sowie bei einem Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,062$ , die Werthe  $z_{s3} = 0,026$  m,  $z_{s4} = 0,021$  m,  $z_{\zeta r} = 0,066$  m, also zusammen  $z_r = 0,113$  m. Daher entspricht der Spaltenüberdruck einer Wassersäule von

$$h_{sp} = h_p + z_r = 0,325 + 0,113 = 0,438 \text{ m.}$$

Als Oeffnung hat man nun hier den ringförmigen Schlitz zwischen den unteren Radfränzen vom Halbmesser  $r_e = 0,439$  m und einer Breite anzusehen, welche jedenfalls nicht unter 3 mm wird betragen können. Unter Annahme dieser geringsten Weite ergibt sich daher die Durchgangsöffnung

$$2\pi \cdot 0,439 \cdot 0,003 = 0,0083 \text{ qm.}$$

Setzt man nun einen Ausflußcoefficienten für Oeffnungen in dünner Wand

von etwa 0,6 voraus, so bestimmt sich das pr. Secunde ungenützt durch den Spalt fließende Wasser zu

$$AQ = 0,6 \cdot 0,0083 \sqrt{2g} \cdot 0,438 = 0,00498 \cdot 2,931 = 0,0146 \text{ cbm.}$$

Dies repräsentirt also im Vergleich mit dem vorhandenen Aufschlagquantum von 0,5 cbm einen procentischen Verlust von  $\frac{0,0146}{0,5} = 0,029$  gleich circa

3 Proc., und man hätte daher den oben gefundenen Werth des hydraulischen Wirkungsgrades von 0,813 in dem Verhältniß  $\frac{0,4854}{0,5} = 0,97$  zu redu-

ciren, so daß dann  $\eta_h = 0,97 \cdot 0,813 = 0,789$  folgt. Man erkennt hieraus, wie die Größe dieses Wasserverlustes unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich mit der Reactionswirkung steigt. Würde die vorstehende Turbine z. B. mit einem Reactionsverhältnisse  $\varepsilon = \frac{1}{2}$  arbeiten, so wäre  $h_p = \frac{1}{2} h_n = 1,627 \text{ m}$  und der Spaltenüberdruck  $h_{sp} = 1,627 + 0,113 = 1,740 \text{ m}$ , wodurch der Wasserverlust im Verhältniß  $\sqrt{\frac{1,740}{0,438}} = 2$  mal größer, also etwa gleich 6 Proc. ausfallen würde. Dagegen fällt bei einer reinen Actionsturbine dieser Verlust ganz fort, da hier ein Spaltenüberdruck nicht vorhanden ist.

4. Tangentialrad. Es soll für ein Gefälle von 12 m und ein Wasserquantum  $Q = 0,10 \text{ cbm}$  ein Tangentialrad entworfen werden, welchem das Wasser unter einem Neigungswinkel  $\alpha = 12^\circ$  gegen den äußeren Umfang zugeführt wird.

Da man Tangentialräder aus später zu erkennenden Gründen ohne Reaction arbeiten läßt, so ist  $h_p = 0$  anzunehmen, weshalb hierdurch und durch den Winkel  $\alpha$  die Turbine vollständig bestimmt ist. Legt man für die

Halbmesser hier ein Verhältniß  $v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{5}{4}$  zu Grunde, so erhält man den Winkel  $\beta$  aus Gleichung (53) durch

$$\begin{aligned} \cotg \beta &= \frac{\cos 2\alpha + v^2 \sin^2 \alpha}{\sin 2\alpha} = \frac{0,9136 + 1,25^2 \cdot 0,2079^2}{0,4067} \\ &= 2,412; \quad \beta = 22^\circ 31'. \end{aligned}$$

Um die Geschwindigkeiten zu bestimmen, hat man hier die Austrittsgeschwindigkeit  $c_e = \sqrt{2g(h - z_o - z_l)}$ , wenn  $z_l$  die Widerstandshöhe im Leitapparate und  $z_o$  diejenige im Führungsrohre sind, während, wie schon in §. 126 angeführt wurde, die Widerstände  $z_r$  im Rade hier auf Kosten der relativen Geschwindigkeit  $w_e$  überwunden werden müssen. Nimmt man etwa  $z_o + z_l = 0,09 h$  und  $z_r = 0,06 h$  an, so erhält man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade

$$c_e = 4,429 \sqrt{0,91 \cdot 12} = 14,638 \text{ m}$$

und daher folgt nach (16)

$$v_e = c_e \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = 14,638 \cdot \frac{\sin 10^\circ 31'}{\sin 22^\circ 31'} = 6,976$$

und

$$w_e = c_e \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 14,638 \cdot \frac{\sin 12^\circ}{\sin 22^\circ 31'} = 7,946 \text{ m.}$$

Die Geschwindigkeit am inneren Umfange ist

$$v_a = \frac{4}{5} \cdot 6,976 = 5,581 \text{ m.}$$

Da durch die Reibungswiderstände beim Durchgange durch die Radcanäle etwa eine Geschwindigkeit gleich  $c_{\zeta r} = 0,25 w_e = 2 \text{ m}$  verloren geht, so behält die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  nach (120) den Werth

$$w_a = \sqrt{w_e^2 - c_{\zeta r}^2 + v_a^2 - v_e^2} = \sqrt{7,946^2 - 4 + 5,581^2 - 6,976^2} = 6,452 \text{ m.}$$

Soll das Wasser nun radial austreten, so hat man dem letzten Schaufel-elemente des Rades gegen den inneren Umfang eine Neigung  $\delta$  zu geben, welche durch

$$\cos \delta = \frac{v_a}{w_a} = \frac{5,581}{6,452} = 0,8650,$$

zu  $\delta = 30^\circ 7'$  gegeben ist.

Es muß bemerkt werden, daß bei solchen von außen beaufschlagten Tangentialrädern immer noch zu untersuchen ist, ob der im Innern vorhandene Austrittsquerschnitt des Rades mit Rücksicht auf die Schaufeldicken genügt, um das unter der Voraussetzung reiner Actionswirkung aus dem Einlaß-apparate austretende Wasserquantum auch wirklich hindurch zu lassen. Die radiale Austrittsgeschwindigkeit ist durch  $w_a \sin \delta$ , in dem vorliegenden Falle durch  $6,452 \cdot \sin 30^\circ 7' = 3,237 \text{ m}$  gegeben, während die radiale Eintrittsgeschwindigkeit durch  $c_e \sin \alpha = 14,638 \sin 12^\circ = 3,043 \text{ m}$  ausgedrückt ist. Da nun die Halbmesser und bei parallelen Radkränzen auch die Oeffnungen  $F_a : F_e$  wie 4 zu 5 sich verhalten, so ist leicht zu erkennen, daß, wenn durch die Schaufeldicken eine Versperrung des Einlaufs nicht stattfände, die oben gefundene radiale Austrittsgeschwindigkeit von 3,237 m zu klein sein würde, da die radiale Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{ne} = 3,043 \text{ m}$  eine radiale Austrittsgeschwindigkeit von  $v \cdot c_{ne} = 1,25 \cdot 3,043 = 3,804 \text{ m}$  erfordern würde. Nun wird zwar, wie in §. 124 bemerkt wurde, wegen der Versperrung des Einlaufs durch die Radschaufeln eine vollständige Ausfüllung der Radcanäle beim Eintritte nicht stattfinden, immerhin aber hat man zu untersuchen, ob der Austrittsquerschnitt die genügende Größe hat. Wenn das letztere nicht der Fall ist, so hat man entweder die Weite zwischen

den Kränzen am Austrittsumfange entsprechend zu vergrößern, wie dies bei den Girard'schen Turbinen (s. unten) geschieht, oder man muß, wenn dies nicht geschehen soll, auf den normalen Austritt verzichten, indem man den Winkel  $\delta$  so bestimmt, daß die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  eine radiale Componente hat, wie sie durch die Querschnittsverhältnisse gefordert wird.

Um den Durchmesser des Tangentialrades zu bestimmen, kann man noch eine gewisse willkürliche Annahme, z. B. eine solche über die Umdrehungszahl des Rades, machen. Es möge im vorliegenden Falle etwa die Bedingung gestellt sein, daß das Rad in jeder Minute 120 Umdrehungen machen soll, so bestimmt sich der äußere Halbmesser  $r_e$  durch

$$2\pi r_e \cdot 120 = 60 \cdot v_e = 60 \cdot 6,976 = 418,56 \text{ m}$$

zu  $r_e = 0,555 \text{ m}$  und der innere Halbmesser zu

$$r_a = 0,8 \cdot 0,555 = 0,444 \text{ m,}$$

daher die Kranzbreite zu  $0,111 \text{ m}$ .

Nimmt man nun an, der in zwei diametral gegenüber angeordneten Mundstücken bestehende Einlauf erstreckt sich auf  $\frac{1}{8}$  des äußeren Umfanges, so beträgt die peripherische Länge jedes Mundstückes  $\frac{1}{16} 2\pi r_e = 0,218 \text{ m}$ . Sind in jedem Einlaufe zwei Leitschaufeln von  $6 \text{ mm}$  Dicke angebracht, so wird durch dieselben die lichte Breite des Mundstückes um

$$\frac{2 \cdot 0,006}{\sin 12^\circ} = 0,058 \text{ m}$$

beschränkt, so daß im Umfange gemessen eine Breite von  $0,218 - 0,058 = 0,160 \text{ m}$  verbleibt. Von dieser Oeffnung wird nun noch ein gewisser Theil durch die vorübergehenden Radschaufeln versperrt, und zwar kann man bei 40 Radschaufeln annehmen, daß durchschnittlich  $\frac{40}{16} = 2,5$  vor einem Mundstücke stehen, daher von dessen lichter Oeffnung

$$\frac{2,5 \cdot 0,006}{\sin 22^\circ 31'} = 0,040 \text{ m}$$

versperren. Sonach verbleibt als peripherische lichte Oeffnung jedes Einlaufs  $0,160 - 0,040 = 0,120 \text{ m}$ , durch welche Oeffnung das Wasser mit einer radialen Geschwindigkeit  $c_e \sin \alpha = 14,638 \cdot \sin 12^\circ = 3,043 \text{ m}$  hindurchtritt. Um daher die axiale Breite  $b$  der Einläufe und des Rades zu erhalten, setzt man

$$Q = 0,1 \text{ cbm} = 2 \cdot 0,120 b \cdot 3,043,$$

woraus

$$b = 0,137 \text{ m}$$

folgt. Das Wasser, welches mit  $c_e = 14,638 \text{ m}$  Geschwindigkeit durch den

Spalt tritt, hat unmittelbar vor dem Austritte wegen der Versperrung durch die Radschaufeln eine Geschwindigkeit von nur

$$\frac{0,120}{0,160} 14,638 = 10,978 \text{ m,}$$

so daß in Folge der plötzlichen Geschwindigkeitsänderung eine Gefällhöhe

$$z_{sp} = \frac{(14,638 - 10,978)^2}{2g} = 0,051 \cdot 13,396 = 0,683 \text{ m}$$

verloren geht, welcher Verlust sich indessen durch geeignete Zuschärfung der Anfänge der Radschaufeln entsprechend herabziehen läßt.

Da die im Anfange gemessene freie Deffnung für 2,5 Schaufeln des Rades außen

$$\frac{1}{16} 2\pi \cdot 0,555 - \frac{5}{2} \frac{0,006}{\sin 22^\circ 31'} = 0,218 - 0,040 = 0,178 \text{ m}$$

beträgt, so ergibt sich, daß das in das Rad eintretende Wasser den Querschnitt der Radcanäle nur in dem Verhältnisse

$$\frac{0,120}{0,178} = 0,67 \text{ oder zu nahe } \frac{2}{3}$$

erfüllt.

Ebenso findet man den lichten Austrittsquerschnitt für  $\frac{1}{16}$  des Rades zu

$$\frac{1}{16} 2\pi \cdot 0,444 - \frac{5}{2} \frac{0,006}{\sin 30^\circ 7'} = 0,174 - 0,030 = 0,144 \text{ m.}$$

Demnach würde dieser Austrittsquerschnitt, wenn er gänzlich vom Wasser erfüllt sein sollte, mit einer Radialgeschwindigkeit von nur

$$\frac{0,120}{0,144} 3,043 = 2,536 \text{ m}$$

durchflossen werden müssen. Da nun aber oben gefunden wurde, daß die radiale Ausflußgeschwindigkeit

$$w_a \sin 30^\circ 7' = 3,237 \text{ m}$$

beträgt, so erkennt man hieraus, daß auch die Austrittsöffnung der Canäle trotz des geringeren Halbmessers noch nicht vollständig, sondern nur im Verhältnisse

$$\frac{2,536}{3,237} = 0,79,$$

also noch nicht zu  $\frac{4}{5}$  gefüllt sein wird.

Der Wirkungsgrad des Tangentialrades würde sich nun mit obigen Verlusten, nämlich  $0,09 h = 1,08 \text{ m}$  im Zuführungrohre und Leitapparate  $z_{sp} = 0,683 \text{ m}$  im Spalte, ferner

$$z_r = \frac{c_{\xi} r^2}{2g} = \frac{4}{2g} = 0,204 \text{ m}$$

in den Radcanälen und wegen der Austrittsgeschwindigkeit

$$\frac{3,237^2}{2g} = 0,534 \text{ m}$$

zu

$$\eta_h = \frac{12 - 1,08 - 0,683 - 0,204 - 0,534}{12} = \frac{9,499}{12} = 0,791$$

und die Leistung zu

$$N = \frac{0,791 \cdot 0,1 \cdot 1000 \cdot 12}{75} = 12,66 \text{ Pferdekraft}$$

stellen, wenn nicht ein bedeutendes Wasserquantum durch den Spaltzwischenraum verspritzt. Diesen erfahrungsmäßig beträchtlichen Verlust muß man sich aus den kräftigen Stosswirkungen erklären, welche das mit der großen Geschwindigkeit von 14,638 m ausströmende Wasser gegen die Schaufelenden ausübt, da ein Spaltenüberdruck, welcher das Wasser heraustreiben könnte, hier nicht vorhanden ist.

5. Schottische Turbine. Die im vorhergehenden Beispiele zu Grunde gelegte Wasserkraft von  $Q = 0,1$  cbm und  $h = 12$  m Gefälle soll durch eine schottische Turbine ausgenutzt werden, deren äußere Umfangsgeschwindigkeit 12 m betragen und welcher das Wasser im Innern mit 1,5 m Geschwindigkeit zufließen soll.

Es sei hier ein Halbmesserverhältniß  $v = \frac{r_e}{r_a} = 1/3$  und ein Verhältniß der peripherisch gemessenen Oeffnungen  $\chi = \frac{F_e}{F_a} = 1,5$  vorausgesetzt. Als dann hat man die Radgeschwindigkeit des Eintrittsumfanges

$$v_e = v v_a = 1/3 = 4 \text{ m}$$

und erhält daher zur Vermeidung des Stoßes beim Eintritte den Anfangswinkel  $\beta$  durch

$$\cotg \beta = \frac{v_e}{c_e} = \frac{4}{1,5} = 2,6667; \text{ zu } \beta = 159^\circ 26'.$$

Nimmt man die hydraulischen Nebenhindernisse des Wassers in der Zulieferungsröhre, dem Einführungsapparate und dem Rade zu

$$z = 0,12 h = 1,44 \text{ m}$$

an, so verbleibt als wirksames Gefälle

$$h_w = 12 - 1,44 = 10,56 \text{ m,}$$

und man erhält aus (74) den Winkel  $\delta$ , unter welchem das letzte Element der Radcanäle gegen den Umfang zu neigen ist. Man hat hiernach nämlich:

$$\frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} = \frac{2gh_w}{c_e^2} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10,56}{2,25} + \frac{2,6667^2}{1/9} = 156,0832,$$

woraus

$$\sin \delta = \frac{1,5}{\sqrt{156,083}} = 0,1201; \delta = 6^\circ 54'$$

folgt. Das Reaktionsgefälle hat man gleich

$$h_p = h_w - \frac{c_e^2}{2g} = 10,56 - 0,115 = 10,445 \text{ m},$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (76) zu

$$\begin{aligned} c_a &= c_e \sqrt{\frac{\chi^2}{\sin^2 \delta} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 2 \frac{\chi}{v} \cotg \beta \cotg \delta} \\ &= 1,5 \sqrt{156,083 + 64 - 2 \frac{1,5}{1/3} 2,6667 \cdot 8,2635} \\ &= 1,5 \sqrt{21,758} = 7,0 \text{ m}. \end{aligned}$$

Demgemäß ist das nutzbar gemachte Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = 10,56 - 0,051 \cdot 7^2 = 10,56 - 2,499 = 8,061 \text{ m}$$

und daher der hydraulische Wirkungsgrad, von Wasserverlusten abgesehen, nur

$$\eta_h = \frac{8,061}{12} = 0,672.$$

Um die Durchmesser zu bestimmen, nehme man für das Zuführungsrohr eine Wassergeschwindigkeit von 1 m an, so ist dessen Querschnitt

$$\pi r_o^2 = 0,1 \text{ qm},$$

also der Halbmesser  $r_o = 0,179 \text{ m}$ . Nimmt man daher den inneren Halbmesser des Rades zu  $r_e = 0,2 \text{ m}$  an, so findet man die axiale Höhe  $b$  der Canäle aus

$$Q = 0,1 = 2 \pi r_e b \cdot c_e = 1,885 b$$

zu

$$b = \frac{0,1}{1,885} = 0,053 \text{ m}.$$

Die Länge der Eintrittsöffnung beträgt, da das Wasser auf dem ganzen inneren Umfange eintritt,  $2 \pi r_e = 1,257 \text{ m}$ , daher die peripherische Länge aller Ausflußmündungen zusammen  $2/3 \cdot 1,257 = 0,838 \text{ m}$ . Vertheilt man dieselbe auf drei Canäle, so erhält man für jeden derselben eine im

Umfange gemessene Deffnung von  $\frac{1}{3} \cdot 0,838 = 0,279$  m, und sonach hat man die lichte Normalweite jeder Deffnung gleich:

$$0,279 \cdot \sin 6^{\circ} 54' = 0,034 \text{ m.}$$

Der äußere Radhalbmesser ist

$$r_a = v r_e = 3 \cdot 0,2 = 0,6 \text{ m,}$$

und daher die Umdrehungszahl der Turbine pr. Minute

$$\frac{60 \cdot 12}{2 \pi \cdot 0,6} = 190,7.$$

Die Leistung würde sich mit dem oben berechneten Wirkungsgrade zu

$$N = \frac{0,672 \cdot 0,1 \cdot 1000 \cdot 12}{75} = 10,75 \text{ Pferdekraft}$$

ergeben. Hiervon geht aber ein beträchtlicher Theil noch durch die Reibung an der Dichtungsfläche zwischen dem Einlaufe und dem Rade verloren, denn die bedeutende Größe des Reactionsgefälles ( $h_p = 10,445$  m) erfordert, daß man an dieser Stelle eine sorgfältige Dichtung vorzunehmen hat, wenn sich nicht ein sehr beträchtlicher Wasserverlust durch den Spalt einstellen soll.

Wenn man anstatt einer schottischen Turbine ein Athans'sches Reactionsrad nach Art der Fig. 291 mit radial angelegten Schwungröhren

anwenden will, so sei etwa  $v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{1}{5}$  vorausgesetzt und angenommen,

daß das Wasser die Schwungröhren mit einer absoluten Geschwindigkeit  $c_a$  verlasse, welche gleich der halben Umlaufgeschwindigkeit  $v_a$  am äußeren Umfange ist. Hiernach, und mit  $v_e = \frac{1}{5} v_a$  erhält man dann, wenn wieder  $h_w = h - 0,12 h = 10,56$  m gesetzt wird, nach (85):

$$2 \cdot 9,81 \cdot 10,56 = \frac{1}{4} v_a^2 + 2 \cdot \frac{1}{2} v_a^2 + 2 \cdot \frac{1}{25} v_a^2 = 1,33 v_a^2,$$

woraus die äußere Umfangsgeschwindigkeit

$$v_a = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10,56}{1,33}} = 12,48 \text{ m,}$$

also

$$c_a = 6,24 \text{ m und } v_e = 2,49 \text{ m}$$

folgt. Das Rad würde also bei einem Halbmesser der Schwungröhren

$r_a = 1$  m pr. Minute

$$\frac{60 \cdot 12,48}{2 \cdot 3,1415} = 119 \text{ Umdrehungen}$$

machen.

Das nutzbare Gefälle erhält man dann nach (86) zu

$$h_n = \frac{2 c_a v_a + v_e^2}{2g} = \frac{2 \cdot 6,24 \cdot 12,48 + 2,49^2}{2 \cdot 9,81} = 8,254 \text{ m,}$$

so daß der Wirkungsgrad sich zu

$$\eta_h = \frac{h_n}{h} = \frac{8,254}{12} = 0,688$$

stellt.

6. Cadiat'sche Turbine. Es mögen schließlich noch die Verhältnisse einer Cadiat'schen Turbine bestimmt werden, welche für dasselbe Gefälle  $h = 2,5$  m und dasselbe Wasserquantum  $Q = 1$  cbm construiert ist, wie die im Beispiel 2 berechnete Fourneyron'sche Turbine.

Das Verhältniß der Halbmesser möge zu  $v = \frac{r_e}{r_a} = \frac{4}{5}$  angenommen werden, und es soll die radiale Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers  $c_{ne} = 2,5$  m betragen. Setzt man hier die Reibungswiderstände wegen des Fortfalls der Leitschaufeln zu nur  $0,10 h = 0,25$  m voraus, so hat man  $h_w = 2,25$  m in Rechnung zu stellen.

Nimmt man den Winkel  $\beta = 150^\circ$  an, so ergibt sich die Radgeschwindigkeit innen zu

$$v_e = c_e \cotg \beta = 2,5 \cdot 1,732 = 4,330 \text{ m}$$

und außen zu

$$v_a = \frac{5}{4} \cdot 4,330 = 5,413 \text{ m.}$$

Den Winkel  $\delta$  des letzten Schaufelelements erhält man aus (69)

$$\begin{aligned} \frac{v^2}{\sin^2 \delta} &= \frac{2gh_w}{c_e^2} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,25}{2,5^2} + \frac{1,732^2}{0,8^2} \\ &= 7,0632 + 4,6875 = 11,7507, \end{aligned}$$

wodurch

$$\sin \delta = \sqrt{\frac{0,64}{11,7507}} = 0,2334 \text{ und } \delta = 13^\circ 30'$$

folgt.

Man hat ferner das Reaktionsgefälle

$$h_p = h_w - \frac{c_e^2}{2g} = 2,25 - 0,051 \cdot 2,5^2 = 2,25 - 0,319 = 1,931 \text{ m}$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (71):

$$\begin{aligned} c_a &= c_e \sqrt{\frac{v^2}{\sin^2 \delta} + \frac{\cotg^2 \beta}{v^2} - 2 \cotg \beta \cotg \delta} \\ &= 2,5 \sqrt{11,7507 + 4,6875 - 14,4290} = 3,545 \text{ m.} \end{aligned}$$

Es ist sonach das nutzbare Gefälle

$$h_n = h_w - \frac{c_a^2}{2g} = 2,25 - 0,051 \cdot 3,545^2 = 1,610 \text{ m,}$$

und daher der hydraulische Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{1,610}{2,5} = 0,644.$$

Nimmt man die axiale Höhe des Rades  $b = 0,4 r_e$ , so findet man den inneren Halbmesser  $r_e$  aus

$$Q = 1 \text{ cbm} = 2 \pi r_e \cdot 0,4 r_e \cdot 2,5 = 6,283 r_e^2,$$

also

$$r_e = \sqrt{\frac{1}{6,283}} = 0,399 = 0,400 \text{ m},$$

den äußeren Halbmesser  $r_a = 1,25 r_e = 0,500 \text{ m}$  und die lichte Weite zwischen den Kränzen  $b = 0,4 r_e = 0,160 \text{ m}$ . Die Umdrehungszahl pr. Minute folgt zu

$$n = \frac{60 \cdot 5,413}{2 \pi \cdot 0,500} = 103,4$$

und die Leistung, abgesehen von den Wasserverlusten und der Zapfenreibung:

$$N = 0,644 \frac{1000 \cdot 2,5}{75} = 21,5 \text{ Pferdekraft}$$

gegenüber 27 Pferdekraft der Fourneyron'schen Turbine unter Nr. 2.

§. 131. Regulirung der Turbinen. Jede Turbine ist mit einer Vorrichtung zur Regelung des Zuflusses zu versehen, nicht nur wegen der wechselnden Wassermengen, welche in verschiedenen Jahreszeiten zufließen, sondern auch mit Rücksicht auf die veränderliche Arbeitsleistung der von der Turbine zu betreibenden Arbeitsmaschinen. Zu dieser Regulirung die im Zuleitungs- oder Abflußrohre vorhandene Absperrvorrichtung zu benutzen, welche behufs der Inbetriebsetzung und der gänzlichen Abstellung der Turbine selbstredend angebracht sein muß, erscheint zwar am einfachsten, ist aber durchaus verwerflich, insofern eine derartige Regulirung stets mit ganz erheblicher Kraftvergeudung verbunden ist. Hiervon überzeugt man sich leicht durch folgende Betrachtung. Man nehme an, einer Turbine, welche im normalmäßigen Betriebe  $Q$  cbm Wasser in der Zeiteinheit durchgehen läßt, werde ein geringeres Quantum  $\alpha Q$  dadurch zugeführt, daß eine Schütze oder Drosselklappe im Zuführungsrohre theilweise verschlossen wird, während die Querschnitte des Leit- und Laufrades unverändert bleiben. Diese geringere Wassermenge  $\alpha Q$  wird dann durch die Leitcanäle nur mit einer kleineren Geschwindigkeit  $\alpha c$  fließen, wenn  $c$  die Geschwindigkeit im normalmäßigen Betriebszustande ist, zu welcher Geschwindigkeit ein Gefälle von  $\frac{\alpha^2 c^2}{2g} = \alpha^2 h$  erforderlich ist. Die erwähnte Verringerung der Wassermenge von  $Q$  auf  $\alpha Q$  ist also nur erreichbar gewesen durch eine gleichzeitige Verkleinerung des

wirksamen Gefälles  $h$  auf den Betrag  $x^2 h$ , und es läßt sich daher nunmehr von der Wassermenge  $x Q$  nur ein Effect  $x^3 Q h$  erwarten. Wäre z. B.  $x = 1/2$ , so würde die Leistungsfähigkeit der halben Wassermenge nicht die Hälfte, sondern nur den achten Theil von derjenigen  $Q$  im normalmäßigen Betriebe betragen. Durch den Widerstand, welchen die Klappe der Bewegung des Wassers entgegensetzt, ist ein großer Theil des Gefälles ver-  
 nichtet, so daß man eine derartige Regulirungsvorrichtung nicht unpassend als „Krafttödter“ \*) bezeichnet hat. Die Wirkung ist genau ebenso unvollkommen, wenn man die Regulirung durch Verengung des Abflußquerschnitts, etwa mittelst der bei der Cadiat'schen Turbine, Fig. 285, beschriebenen Ringschütze, bewirkt. Durch theilweises Schließen derselben wird der Widerstand des abfließenden Wassers und damit der Gegendruck auf die Austrittsfläche erhöht, wodurch eben so gut ein entsprechendes Gefälle vernichtet wird, wie durch eine Verengung in der Zuleitung.

Diese Mittel, d. h. also Schützen, Klappen oder sonstige Abschlußmittel in der Zu- oder Ableitung des Wassers können daher nicht als regulirende, sondern nur als Abstellvorrichtungen betrachtet werden, die das Anlassen und Außerbetriebsetzen ermöglichen, und welche während des Betriebes der Turbine stets vollständig geöffnet werden müssen, wie gering auch die Wassermenge sein mag, welche auf die Turbine geschlagen wird.

Zur Regulirung des Wassers werden nur solche Mittel zweckmäßig verwendet werden können, welche auch bei verminderter Wassermenge den Coefficienten des Wirkungsgrades möglichst unverändert erhalten, denn es ist natürlich gerade bei geringem Wasserzufluß eine möglichst ökonomische Verwendung geboten. In dieser Beziehung zeichnen sich die ober- und mittelschlächtigen Räder vor den Turbinen wesentlich aus, indem bekanntlich bei jenen Zellenrädern mit einer tieferen Schützenstellung, also geringeren Beaufschlagung, der Füllungsgrad kleiner und daher der Wirkungsgrad größer wird. Bei den Turbinen dagegen ist das Gegentheil der Fall, mit einer geringeren Beaufschlagung sinkt der procentische Wirkungsgrad, wie die Erfahrung bisher überall bestätigt hat, und wie man auch aus allgemeinen Betrachtungen schließen kann. Die Anordnung eines guten Regulirungsapparats ist daher auch bei den Turbinen viel schwieriger, als bei den verticalen Wasserrädern, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird.

Die gute Wirkung einer vorhandenen Turbine hängt, wie aus den früheren Ermittlungen überall sich ergab, wesentlich von dem richtigen Verhältnisse der Wassergeschwindigkeit  $c_0$  zu der Radgeschwindigkeit  $v$  ab. Da nun die letztere in fast allen Fällen der Technik unveränderlich denselben Werth be-

\*) S. d. Artikel von Hänel, Ztschr. d. V. d. Ing. 1861.

halten muß, so geht daraus hervor, daß man bei jeder Regulirung dafür wird sorgen müssen, auch die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  des Wassers auf demselben für den Betrieb vortheilhaftesten Betrage zu erhalten, gleichviel, ob man eine große oder kleine Wassermenge aufschlägt. Aus dieser Betrachtung folgt daher unmittelbar, daß eine zweckmäßige Regulirung der Turbinen nur durch Aenderung in dem Querschnitte der Zuleitungs canale und unter Innehaltung der normalmäßigen Eintrittsgeschwindigkeit  $c_e$  geschehen kann. Hierauf beruhen denn auch alle die mancherlei Einrichtungen, welche zu dem vorliegenden Zwecke erdacht worden sind.

Eine Veränderung des Querschnitts der Leitcanäle läßt sich nun wesentlich in zweifacher Art bewirken, entweder durch den gänzlichen Abschluß einzelner oder durch die gleichmäßige Verengung aller Canäle. Diese beiden Methoden sind auch in der Praxis vielfach zur Anwendung gekommen, und beide entsprechen innerhalb gewisser Grenzen, wenn auch nicht vollkommen, so doch annähernd dem beabsichtigten Zwecke einer Regulirung ohne wesentliche Verringerung des Wirkungsgrades in dem Falle, wo die Turbine ohne Reaction, also als reine Druckturbine arbeitet. Bei allen Reactionsturbinen dagegen nimmt erfahrungsmäßig der Wirkungsgrad sehr schnell ab, sobald man eine Verkleinerung des Querschnitts der Leitcanäle vornimmt, und den Querschnitt des Laufrades unverändert läßt.

Von diesem verschiedenen Verhalten der Druckturbinen und der Reactionsräder kann man sich folgendermaßen Rechenschaft geben. Gesezt, eine Turbine arbeite gänzlich ohne Reaction, so tritt das Wasser aus den Leitzellen mit einer Geschwindigkeit  $c_e = \sqrt{2gh_w}$ , welche dem ganzen wirksamen Gefälle entspricht, und in jeder Radzelle strömt, wie früher gezeigt worden, das Wasser in einem geschlossenen Strahle an der concaven Schaufelfläche entlang, ohne die Zelle gänzlich auszufüllen. Der Zwischenraum zwischen diesem Wasserstrahle und der convergen Zellenwand ist hierbei mit Luft erfüllt, denn es muß vorausgesezt werden, daß das Rad in freier Luft umgeht, da die Druckturbinen beim Tauchen unter Wasser erfahrungsmäßig immer eine geringe Leistung geben, wovon in einem folgenden Paragraphen die Rede sein soll. Denkt man nun für eine solche Druckturbine sämtliche Leitcanäle durch Schützen in einem gewissen Verhältnisse verengt, so werden zwar durch diese Verengungen neue Bewegungshindernisse veranlaßt, wodurch das wirksame Gefälle verringert wird; wenn man aber von diesen durch zweckmäßige Abrundung thunlichst klein zu machenden Nebenhindernissen absieht, so wird das Wasser auch jetzt noch mit derselben, dem ganzen wirksamen Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit  $c_e$ , also ohne Stoß, in das Rad treten und durch dasselbe ebenso als geschlossener Wasserstrahl an der concaven

Schaufelfläche entlang strömen, wie bei der vollen Beaufschlagung. Alle einzelnen Geschwindigkeiten sind im Wesentlichen dieselben geblieben, und der einzige Unterschied besteht in der verminderten Dike der passirenden Wasserstrahlen. Es erklärt sich sonach die in der Praxis stets beobachtete Erscheinung, daß solche Turbinen bei der gedachten verringerten Beaufschlagung einen Wirkungsgrad geben, welcher meist nur wenige Procente kleiner ist als derjenige des vollen Betriebes.

Un ähnlicher Art erkennt man, daß auch die andere Art der Regulirung durch gänzlichen Abschluß einzelner Leitzellen den Wirkungsgrad der Druckturbinen nur unwesentlich beeinflussen kann. Durch ein solches Verschließen eines Theils der Leitcanäle wird nämlich aus der Vollturbine nunmehr eine Partialturbine, ähnlich dem Tangentialrade. Die einzelnen durch die Leitzellen strömenden Wasserkörper behalten jetzt dieselbe Dike wie bei voller Beaufschlagung, aber sie treten in geringerer Anzahl auf. Die Radzellen erhalten nunmehr nicht ununterbrochen Wasser, sondern es findet für jede Radzelle immer eine Unterbrechung der Wasserzuführung statt, sobald diese Zelle einem geschlossenen Leitcanale gegenüber tritt. Es läßt sich erwarten, daß durch diese regelmäßig wiederkehrende Unterbrechung der einzelnen Strahlen gewisse Nebenhindernisse entstehen, und so erklärt es sich, warum bei dieser Art der Regulirung der Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung zwar etwas geringer und zwar um so geringer ausfällt, je größer die Anzahl der geschlossenen Zellen zu derjenigen der geöffneten ist, aber diese Abnahme ist keineswegs eine derartig erhebliche, wie sie eintreten müßte, wenn die ganze Wirkungsweise des Wassers plötzlich eine unrichtige geworden wäre. Für diese Art der Regulirung ist es nicht gleichgültig, in welcher Aufeinanderfolge die geschlossenen und die offenen Canäle angeordnet werden. Es läßt sich leicht einsehen, daß die Nebenhindernisse um so größer ausfallen müssen, je häufiger die gedachten Unterbrechungen vorkommen, und daß z. B. bei einem Verschluß der Hälfte aller Leitcanäle diejenige Anordnung die unvortheilhafteste sein müßte, der zufolge regelmäßig ein offener mit einem geschlossenen Canale abwechselte. Andererseits würde aber der Abschluß aller Canäle des einen halben Umfanges aus dem Grunde nicht empfehlenswerth sein, weil dann wegen der einseitigen Beaufschlagung die Turbinenaxe einem starken Seitendrucke ausgesetzt sein würde. Man pflegt deshalb die betreffenden unten näher zu besprechenden Apparate meist so einzurichten, daß die Verschließung von Leitzellen stets an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen erfolgt. Hierbei erhält jede Radschaukel während eines Umganges zweimal Aufschlagwasser beim Passiren der geöffneten Zellen des Leitrades.

Ganz anders sind die Verhältnisse bei den Reactionsturbinen. Man hat bei diesen nach dem Früheren die Wirkung des Reactionsgefälles in der Beschleunigung zu erkennen, welche dem in das Rad einge-

tretenen Wasser durch die hinter ihm wirkende Pressung ertheilt wird. Diese Pressung wirkt auf das Wasser in den Radzellen offenbar von der Eintrittsseite her, d. h. von dem Oberwasser aus durch den Leitapparat hindurch, und es kann daher eine solche Wirkung an den Stellen nicht ausgeübt werden, wo durch den Schluß der Leitzellen das Oberwasser abgesperrt ist. Es dürfte hieraus folgen, daß bei den Reactionsturbinen überhaupt eine partielle Beaufschlagung niemals eine zweckentsprechende sein kann, denn die Pressung, welche auf das in die Radzellen getretene Wasser ausgeübt wird, verschwindet, sobald eine solche Zelle gegen einen abgeschlossenen Leitcanal tritt.

Auch eine Regulirung durch Verengung der Leitcanäle kann bei den Reactionsturbinen nicht zweckmäßig genannt werden, wie folgende Betrachtung zeigt. Gesezt, eine Reactionsturbine arbeite bei dem wirksamen Gefälle  $h_w$  im normalmäßigen Zustande mit dem Reaktionsgefälle  $h_p$ , so daß die Eintrittsgeschwindigkeit durch  $c_e = \sqrt{2g(h_w - h_p)}$  dargestellt ist, und es möge dafür  $v$  die Radgeschwindigkeit sein, während mit  $w_e$  und  $w_a$  wieder die relativen Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten gemeint sein sollen. Man hat dann also bei Arialturbinen, welche hier der Einfachheit wegen voraus-

gesezt werden mögen,  $\frac{w_a^2 - w_e^2}{2g} = h_p$ . Geht nun im normalen Betriebe

die Wassermenge  $Q$  in der Zeiteinheit durch die Turbine, und verringert man dieses Durchflußquantum durch Verengung der Leitcanäle auf den Betrag  $\alpha Q$ , so sind die relativen Geschwindigkeiten nunmehr nur  $\alpha w_e$  und  $\alpha w_a$ , und es ist daher nur noch ein Reaktionsgefälle  $h_p' = \alpha^2 h_p$  erforderlich, so daß die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers durch die verengte Oeffnung nunmehr

$$c_e' = \sqrt{2g(h_w - h_p')} = \sqrt{2g(h_w - \alpha^2 h_p)}$$

beträgt. Diese Geschwindigkeit ist größer als  $c_e = \sqrt{2g(h_w - h_p)}$ , und da die Umlaufgeschwindigkeit  $v$  des Rades ihren Werth beibehalten hat, so müssen sich Stöße beim Eintritte des Wassers in das Rad einstellen, welche die ganze Wirkung wesentlich stören. Auch stellt sich bei größerer Verengung der Zuleitungscanäle durch die plötzliche Erweiterung unmittelbar hinter der Schütze ein erheblicher Gefällverlust ein, und es pflegt in der Regel bei einer gewissen Verengung der Leitcanäle die vollständige Ausfüllung der Radzellen aufzuhören, indem das Wasser vermöge der größeren Geschwindigkeit, mit welcher es die verengten Schützöffnungen durchströmt, in Form geschlossener Strahlen an den concaven Flächen der Radschaufeln entlang schießt. Aus der Reactionsturbine ist in diesem Falle ein Actionrad geworden, das zwar, wie aus dem Vorstehenden hervorgeht, sehr unvollkommen arbeiten muß, aber unter Umständen, wie die Versuche mehrfach

gezeigt haben, doch noch einen höheren Wirkungsgrad geben kann, als dasselbe Rad in dem kurz zuvor beobachteten Zustande, wo wegen der weniger tiefen Schützenstellung die Reactionswirkung noch vorhanden war.

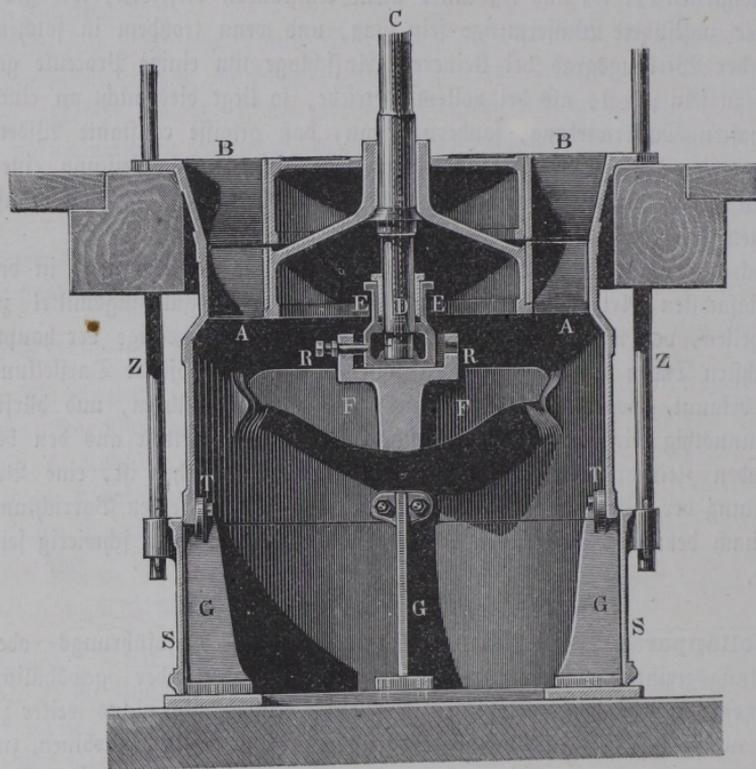
Die vorhergegangenen Betrachtungen sagen ohne Weiteres auch, in welcher Weise eine correcte Regulirung der Reactionsturbinen vorzunehmen ist. Zunächst kann diese Regulirung nur durch Verengung aller, niemals durch partiellen Verschuß einzelner Leitcanäle geschehen, und ferner muß diese Verengung sich nicht nur auf die Leitcanäle, sondern in gleicher Weise auch auf die Radzellen erstrecken. Wird dieser letzteren Bedingung genügt, so bleiben die Geschwindigkeiten  $c_e$ ,  $w_e$  und  $w_a$  unter allen Umständen dieselben, wie groß auch die zugeführte Wassermenge sein mag, und wenn trotzdem in solchem Falle der Wirkungsgrad bei kleinerem Aufschlage um einige Procente geringer zu sein pflegt, als bei vollem Betriebe, so liegt dies nicht an einer fehlerhaften Wasserwirkung, sondern daran, daß gewisse constante Widerstände, wie Zapfenreibung *z.*, natürlich von der kleineren Leistung einen höheren Procentsatz verzehren, als von der größeren Leistung der voll beaufschlagten Turbine.

Nach den vorstehenden Bemerkungen hat man die verschiedenen, in der mannigfachsten Art zur Ausführung gekommenen Regulierungsmittel zu beurtheilen, von welchen im folgenden Paragraphen nur einige der hauptsächlichsten Typen besprochen werden sollen. Eine erschöpfende Darstellung aller bekannt gewordenen Mittel würde hier zu weit führen, und dürfte auch unnöthig sein, da die mechanische Einrichtung derselben aus den betreffenden Zeitschriften und Constructionslehren zu ersehen ist, eine Beurtheilung der Wirkungsweise und des Werthes einer einzelnen Vorrichtung aber nach dem Vorstehenden in jedem besonderen Falle nicht schwierig sein dürfte.

**Stellapparate.** Die zum gänzlichen Abschluß des Zuführungs- oder §. 132.  
Ableitungsgerinnes dienenden Vorrichtungen sind entweder gewöhnliche Schützen oder auch wohl Klappen, über deren Einrichtung nichts weiter zu sagen nöthig ist. Die in einzelnen Fällen, namentlich bei Röhrturbinen, zur Anwendung kommenden Ringschützen, welche zur Absperrung des Austrittscanals dienen, sind ebenfalls bereits erwähnt und gelegentlich der Cadiat'schen Turbine (§. 109) beschrieben. Eine solche Ringschütze, wie sie bei einer Henschel'schen Turbine zum Abschluß der Mündung des Abfallrohres angewandt wird, zeigt Fig. 334 (a. f. S.). Hier wird die ringförmige Oeffnung des auf den vier Füßen  $G$  ruhenden Abflußrohres durch einen cylindrischen Schieber  $S$  verschlossen, welcher mit seiner Innenfläche sich möglichst dicht an den abgedrehten Rand  $T$  des Abflußrohres anlegt und

durch drei oder vier Zugstangen *Z* von oben bewegt werden kann. Diese Stangen sind oberhalb meist durch einen Räder-, Ketten- oder Kurbelmechanismus (s. Thl. III, 1) derart mit einander verbunden, daß durch die Umdrehung einer Handkurbel alle Stangen *Z* in gleicher Weise bewegt werden. Daß solche Schützen zur Regulirung des Aufschlagwassers ungeeignet sind, wurde schon erwähnt, doch sind sie namentlich bei hohen Abflußröhren sehr dienlich, um beim Anhalten der Turbine das Abfließen der unter dem Rade hängenden Saugwassersäule zu verhüten. Auch bieten sie ein bequemes

Fig. 334.



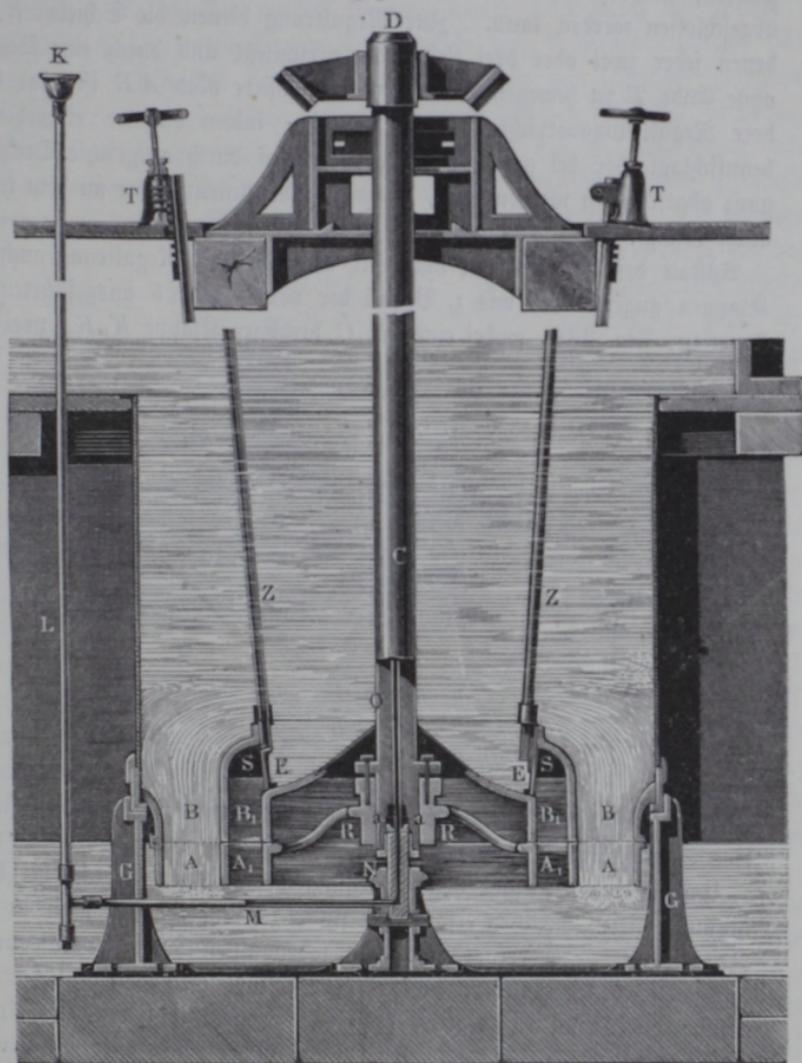
Mittel dar, um erforderlichenfalls ein schnelles Anhalten der Turbine zu bewirken, wenn eine Einrichtung vorgesehen ist, den Schützenring *S* von dem Hebeapparate zu lösen, so daß er frei niederfallen kann.

Die Mittel, welche dazu dienen, die einzelnen Leitcanäle abzuschließen, bestehen ebenfalls meistens aus Schützen, Schiebern oder Klappen. Die Art, wie solche Schützen für die einzelnen Canäle angeordnet werden können, ist aus dem Vorstehenden, z. B. aus den Figuren 282 und 296 ersichtlich, während die Anwendung von Klappen bei der Schwamkrug'schen

Turbine, Fig. 280 und Fig. 281, und von Schiebern bei dem Tangentialrade, Fig. 278, erwähnt wurde.

Die einzelnen Schützen für die verschiedenen Canäle werden entweder, wie bei der Fourneyron'schen Turbine, Fig. 282, mit einander fest vereinigt,

Fig. 335.

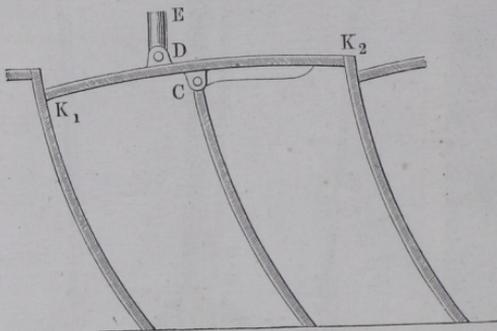


so daß sämtliche Canäle gleichzeitig verengt und geschlossen werden, oder aber man kann jeden einzelnen Schieber, welcher etwa über 1, 2 oder 3 Leitcanäle wegreißt, selbständig bewegen und pflegt dann die Regulirung so vorzunehmen, daß einzelne Canäle vollständig geschlossen werden. Eine

derartige Anordnung ist durch Fig. 335 (a. v. S.) veranschaulicht. Hier ist die Henschel'sche Turbine durch in das Laufrad wie Leitrad eingesetzte Zwischenkränze nach Art der Stagenräder in zwei Abtheilungen  $AB$  u.  $A_1B_1$  getheilt, von denen jede als eine besondere Turbine für sich beaufschlagt und abgeschlossen werden kann. Zur Regulirung dienen die Schieber  $S$ , von denen jeder zwei oder drei Leitcanäle verschließt und durch eine Schraube ohne Ende  $T$  zu bewegen ist. Für das äußere Rad  $AB$  ist eine besondere Regulirungsvorrichtung nicht nöthig, indem dasselbe entweder voll beaufschlagt oder bei geringeren Wassermengen durch aufgesetzte Deckplatten ganz abgeschlossen werden kann, so daß die Regulirung nur an dem inneren Rade erfolgt.

Anstatt der Schieber hat man für diese Art der Regulirung auch wohl Klappen angewendet, wie z. B. bei der von Girard ausgeführten Construction, Fig. 336, wobei eine um  $C$  drehbare Klappe  $K_1K_2$  zwei neben

Fig. 336.

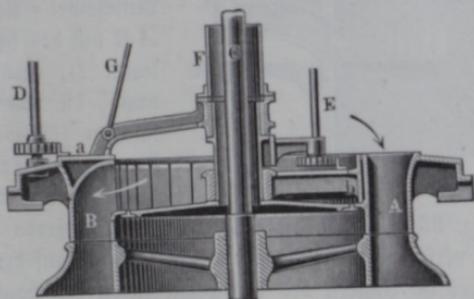


einander befindliche Leitcanäle verschließt oder öffnet, je nachdem sie durch eine Schubstange  $DE$  bewegt wird.

Um die große Anzahl von Bewegungsmechanismen, welche bei der Anordnung vieler Schützen erforderlich sind, zu umgehen, ist man in neuerer Zeit vielfach zu der Anordnung von sogenannten Rundschiebern übergegangen, d. h. Schiebern von ebener, cylindrischer oder conischer Gestalt, welche concentrisch zur Radaxe angebracht, durch ihre Drehung einen Abschluß der Leitradcanäle bewirken. Ein solcher Rundschieber nimmt dabei den halben Umkreis ein, so daß er bei entsprechender Stellung auch die Hälfte aller Leitcanäle verdeckt. Damit er aber für die geöffnete Stellung keinen Leitcanal verschließen, müssen, wie sich leicht ergibt, die Leitcanalmündungen in zwei verschiedenen Umdrehungsflächen ausmünden und zwei verschiedene halbrunde Schieber verwendet werden. Aus dem Beispiele, Fig. 337, wird dies am besten klar werden. Diese Figur stellt einen Rund-

Schieber für eine Axialturbine vor, bei welcher die eine Hälfte *A* der Leitcanäle die übliche verticale Richtung hat, während die andere Hälfte *B* in ähnlicher Weise nach innen gebogen ist, wie die inneren Leitzellen der Fig. 335. Man erkennt hieraus, wie die Canäle *A* durch die ebene, einen Halbring einnehmende Schieberplatte *a* und die Canäle *B* durch den halbcylindrischen Schieber *b* abgeschlossen werden können, sobald man durch die Wellen *D* oder *E* und die entsprechenden Zahngetriebe diese Schieber umdreht. Die Schieber *a* und *b* sind in der Figur unabhängig von einander gezeichnet, doch hindert nichts, dieselben aus einem Stücke bestehen zu lassen, in welchem Falle nur ein Bewegungsapparat erforderlich ist. Bei der Umdrehung dieses Schiebers werden immer diametral gegenüber liegende Canäle geschlossen werden, so daß ein Seitendruck gegen die Ase nicht auftritt. Da die ebene

Fig. 337.



Platte *a* durch den darauf ausgeübten Wasserdruck stark gegen ihre Unterlage gepreßt wird, so würde hierdurch eine starke Reibung und schwierige Bewegung veranlaßt werden, wenn der Schieber *a* nicht durch einige Spannstangen *G* entlastet wäre, welche oberhalb an dem die Turbinenwelle *C*

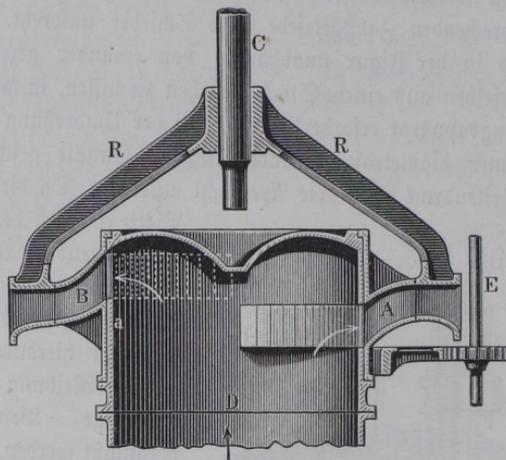
umgebenden Schutzrohre angreifen, das gleichzeitig den Rundschiebern *a* und *b* zur Drehaxe dient. Eine solche Entlastung ist für den cylindrischen Schieber unnöthig, da hierbei der Wasserdruck gegen die Innenfläche dieses Cylinders durch die Nabe auf das besagte Schutzrohr *F* übertragen wird, woselbst die Reibung wegen des geringeren Hebelarms die Bewegung weniger stark erschwert.

Man könnte auch den Schieber *b* zu einem ebenen, außerhalb von demjenigen *a* gestalten, wenn man die Canäle *B* anstatt nach innen, nach außen ziehen und in horizontaler Ebene austreten lassen wollte, ebenso wie man den Schiebern und ihren Sitzflächen auch die Gestalt von Kegelmänteln geben könnte. Solche Anordnungen sind u. a. von Bernhard Lehmann\*) in einem Artikel über Turbinen angegeben. Dieser Arbeit sind außer der Fig. 337 die beiden folgenden Figuren entnommen, welche Rundschieben für Radialturbinen, nach denselben Grundsätzen ausgeführt, darstellen.

\*) Ztschr. d. V. d. Ing. 1871.

In Fig. 338 ist *R* das Rad einer von innen beaufschlagten Radialturbine, welcher das Wasser durch die Leitcanäle *A* und *B* zugeführt wird, von denen *A* nach unten, *B* nach oben gezogen ist. *D* ist ein fest auf

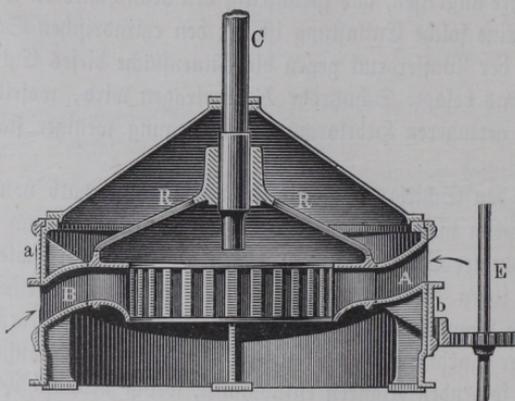
Fig. 338.



das Zuleitungsrohr geschraubter, außen abgedrehter Cylinder mit zwei entsprechenden mit *A* und *B* correspondirenden halbringförmigen Schlitzen. Hierbei erfolgt die Regulirung des Eintrittsquerschnitts durch Umdrehung des Leiterschäufel-Apparates *AB* um den festen Cylinder *D*, eine Anordnung, die von den bekannten Turbinenconstructuren Nagel & Rämp herrührt.

Hiernach ist die Fig. 339, welche die Schätzung einer äußeren Radialturbine vorstellt, leicht verständlich. Auch hier bedeutet *R* das auf der Axe *C* befindliche Rad, welches im Innern des hier feststehenden Leiterschäufelapparates *AB* umläuft. Die

Fig. 339.



Canäle des letzteren, welche zur Hälfte nach oben, zur Hälfte nach unten abgebogen sind, werden durch den cylindrischen, mit zwei halbringförmigen Schlitzen versehenen Schieber *ab* abgeschlossen.

Für geringeren Wasserdruck hat man die Rundschieber, welche leicht durch vom Wasser mitgeführte Unreinigkeiten

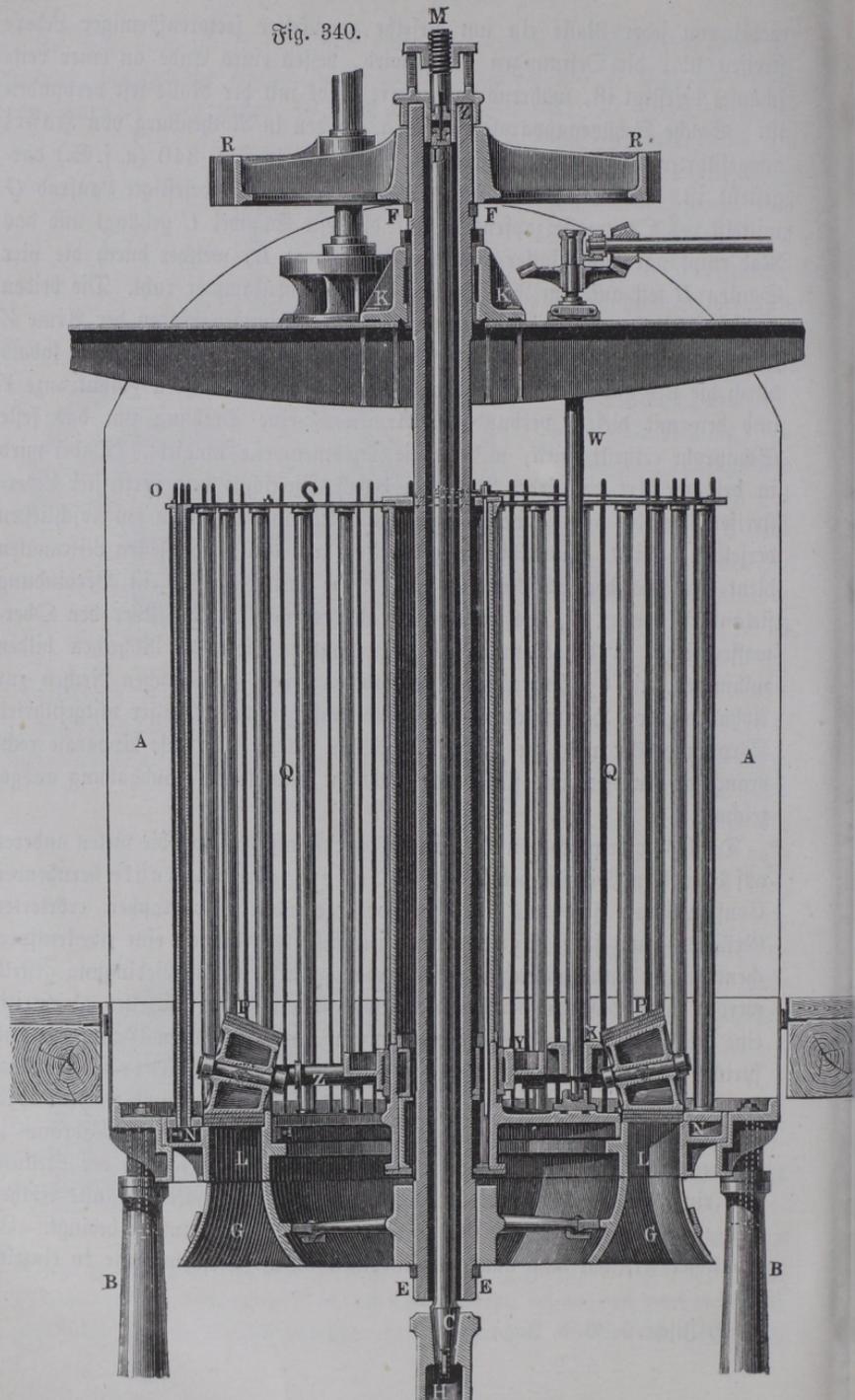
verfetzt werden und bei nicht gehöriger Entlastung großer Reibung ausgesetzt sind, durch die sogenannten Nollschützen ersetzt, bei welchen zwei diametral gegenüber liegende Rollen sich über den Oeffnungen des Leitrades bewegen,

wobei von jeder Rolle ein um dieselbe gewickelter sectorenförmiger Lederstreifen über die Oeffnungen gelegt wird, dessen eines Ende an einer Leitschaukel befestigt ist, während das andere Ende mit der Rolle fest verbunden ist. Solche Schützenapparate sind u. a. an den in Rothenburg von Hänel ausgeführten Turbinen\*) angebracht, deren eine in Fig. 340 (a. f. S.) dargestellt ist. Hier ist das auf der hohlen Welle *EF* befestigte Laufrad *G* mittelst des Oberwasserzapfens *D* auf die feste Spindel *C* gehängt und das Rad empfängt das Wasser aus dem Leitapparat *L*, welcher durch die vier Säulen *B* fest auf dem Fundamente der Turbinenkammer ruht. Die beiden conischen Rollen *P*, deren Zapfen in den gabelsförmigen Enden der Arme *Z* angebracht sind, wälzen sich auf der Ebene der Leitcanalmündungen ab, sobald durch die stehende Welle *W* und das Zahnrاد *X* dem halben Zahnkranze *Y* und den mit diesem verbundenen Armen *Z* eine Drehung um das feste Schutzrohr ertheilt wird, welches die Turbinenwelle umgiebt. Dabei wird in besagter Art von jeder Rolle ein durch Eisenschienen versteifter Lederstreifen über die betreffenden Oeffnungen gelegt und hierdurch ein Abschließen derselben bewirkt. Zur Abführung der Luft aus den geschlossenen Leitcanälen dient für jede der 32 Leitzellen eine kleine mit der Zelle in Verbindung stehende Kammer *N*, von welcher ein Röhrchen *NN<sub>1</sub>* bis über den Oberwasserpiegel in der Kammer *A* emporragt. Diese 32 Röhrchen bilden zusammen mit 64 senkrechten Eisenstäbchen einen cylindrischen Rechen zur Abhaltung von Holzstückchen, Laub und sonstigen vom Wasser mitgeführten Körpern. Für nicht zu große Druckhöhen haben sich diese Apparate recht brauchbar erwiesen und sich durch leicht zu bewirkende Handhabung ausgezeichnet.

Die bisher besprochenen Regulirungsvorrichtungen, sowie die vielen anderen auf demselben Principe des Abschlusses einzelner Canäle beruhenden Constructionen sind aus den im vorhergehenden Paragraphen erörterten Gründen nur für Druckräder geeignet, während an eine zweckentsprechende Regulirungsvorrichtung für Reactionsturbinen die Bedingung gestellt werden muß, daß mit der Querschnittsveränderung der Leitzellen gleichzeitig eine solche der Laufradcanäle vorgenommen werde. Diesem Grundsätze entspricht schon die von Fourneyron bei seinen Etagenrädern, Fig. 282, angewandte Construction, bei welcher zwischen dem oberen und unteren Radkranze noch einzelne Zwischenkränze befindlich sind, wodurch der Radraum in mehrere, in der Figur drei, Abtheilungen getheilt wird. Je nach der Stellung der ringförmigen Schütze kann man nun eine oder zwei oder alle Abtheilungen arbeiten lassen, wie es das vorhandene Wasserquantum bedingt. In ähnlicher Art hat man auch Axialturbinen durch Zwischenkränze in einzelne

\*) Zischr. d. B. d. Ing., 1861.

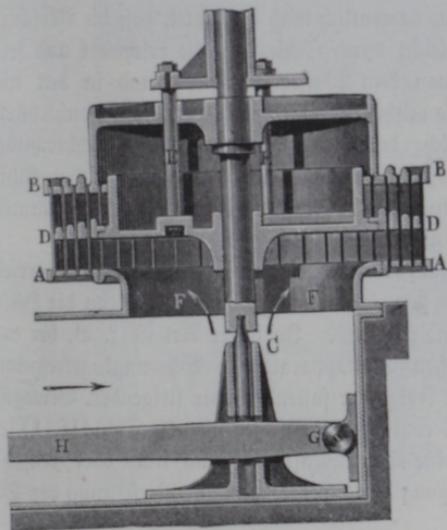
Fig. 340.



Abtheilungen getheilt, wofür ein Beispiel bereits in Fig. 335 angeführt wurde.

Diese Anordnung entspricht aber nur dann den an eine zweckmäßige Regulirung zu stellenden Anforderungen, wenn man durch die Schütze die einzelnen Abtheilungen gänzlich schließt oder öffnet, indem die theilweise Oeffnung einer Abtheilung offenbar für diese letztere die im vorigen Paragraphen angeführten Nachteile im Gefolge haben muß. Wenn man nun etwa die Anordnung so trifft, daß die von den einzelnen Abtheilungen geschluckten Wassermengen ungleich sind, z. B. bei den zwei Abtheilungen der Fig. 335 sich wie 1 zu 2 verhalten, so hat man Gelegenheit, mit  $\frac{1}{3}$ ,  $\frac{2}{3}$  oder  $\frac{3}{3}$  der größten Wassermenge  $Q$  zu arbeiten, nicht aber mit Ausschlagquanten, welche zwischen diesen Grenzen gelegen sind. Um nun in dieser Beziehung eine vollkommeneren, für alle Wassermengen zweckmäßige Schützung zu ermöglichen, hat man mehrfach für Radialturbinen Apparate erfunden,

Fig. 341.



welche durch eine bewegliche Zwischenwand eine beliebige Veränderung der Zellenräume, sowohl für das Laufrad wie für das Leitrad ermöglichen. Für Axialturbinen hat man derartige Constructions nicht ausführen können.

Eine solche Regulirungsvorrichtung für eine Turbine ohne Leitschaufeln ist die von Combes angegebene, in Fig. 341 dargestellte. Hier befindet sich zwischen den beiden Radkränzen A und B ein Teller D, welcher sich an der Drehung der Axe theilnimmt, und durch Stangen E mittelst eines einfachen Mechanismus jederzeit,

auch während des Ganges der Maschine, heben und senken läßt, und welcher immer so gestellt wird, daß das von unten bei F zufließende Wasser bei seinem Ausflusse den Raum AD vollständig ausfüllt. Natürlich ist der Teller D, welcher sich an der Drehung der Axe theilnimmt, mit den entsprechenden Schlitzen zum Durchgange der Schaufeln versehen.

Auch Turbinen mit Leitschaufeln sind in dieser Weise ausgeführt worden.

So ist z. B. bei der Construction von Nagel & Rämp\*) für innere Radialturbinen mit Wasserzuführung von unten, ähnlich wie bei der Combes'schen Construction der obigen Fig. 341, eine zwischen den Radfränzen bewegliche ringförmige Scheibe mit Schlitzern zum Durchgange der Rad-schaufeln angebracht, welche durch einen Hebelmechanismus vertical verstellt werden kann. Gleichzeitig ist der Leit-schaufelapparat in der zu einer cylindrischen Führung gestalteten Zuleitungskammer verschieblich gemacht und mit dem gedachten Hebelapparate verbunden. Auf diese Weise wird immer die Höhe der Leitradzellen mit derjenigen der Radzellen übereinstimmend verändert.

Ebenso ist eine derartige Regulirung für äußere Radialturbinen von Zeidler\*\*) ausgeführt, bei welcher ebenfalls durch eine vertical bewegliche Zwischenkrone die Höhe der Lauf-radzellen verändert werden kann, wobei gleichzeitig eine Ringschütze mit angefügten in die Leitzellen passenden Holzklößen an der Verstellung theilnimmt, so daß die lichte Durchflußhöhe der Leitzellen stets gleich der Höhe der Radcanäle ausfällt.

Alle diese letztgedachten Vorrichtungen leiden an dem Uebelstande einer complicirten Construction, in Folge deren sie leicht zu Störungen des Betriebs Veranlassung geben, namentlich wird behauptet, daß die Verschiebbarkeit der Zwischenkronen gar leicht durch Schlammtheile erschwert und selbst aufgehoben werde, welche von dem Wasser mitgeführt und in den nicht vom Wasser durchströmten Canalthteilen abgelagert werden. Auch dürften die vielen Spalträume, welche durch die schlitzförmigen Durchbrechungen der Zwischenkrone entstehen, zu nicht unerheblichen Wasserverlusten führen, da das Wasser in diesen Turbinen wegen der Reactionswirkung immer unter einer mehr oder weniger großen Pressung steht.

Man hat auch mehrfach versucht, die vorgedachten Stellvorrichtungen selbstthätig wirkend zu machen, indem man auf das Hebezeug die Hülfe eines Centrifugalregulators einwirken ließ. In dieser Art ist z. B. bei dem oben angeführten Zeidler'schen Stellapparate ein Schwunghügelregulator angebracht, dessen Hülfe in Folge der fallenden oder steigenden Bewegung aus ihrer mittleren Lage ein conisches Wechselgetriebe (s. Thl. III, 1) einrückt, durch dessen Bewegung eine Schraubenspindel nach links oder rechts umgedreht wird, die zur Bewegung eines Hebels und zur Verstellung des Schützenapparates dient.

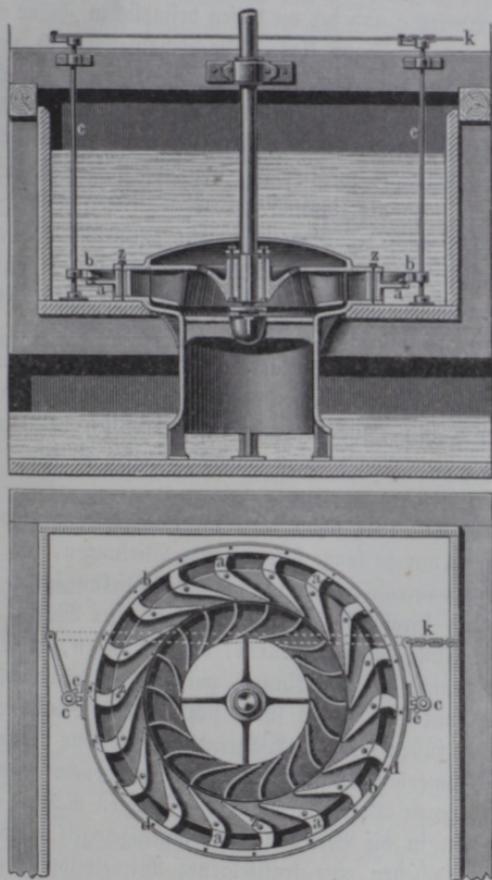
Ein eigenthümlicher und sinnreicher Regulator zur selbstthätigen Bewegung des Stellzeuges ist von Nagel & Rämp für eine innere Radialturbine angegeben. Derselbe besteht im Wesentlichen aus einem das Lauf-rad concentrisch umgebenden Flügelrade mit ebenen und radial gestellten Schaufeln.

\*) Siehe Meißner: Die hydraulischen Motoren auf der Wiener Weltausstellung in Uhländ's praktischem Maschinenconstructeur, 1874 u. a. a. D.

\*\*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1876.

Beim regelrechten Gange der Turbine, wenn das Wasser normal zur Radöffnung, also radial ausströmt, wirkt dasselbe nicht auf die Flügel ein, während bei größerer oder kleinerer Umdrehungsgeschwindigkeit das schräg austretende Wasser das besagte Flügelrad entweder in der einen oder anderen Richtung

Fig. 342.



umdreht, so daß durch diese Drehung des Flügelrades das betreffende Stellzeug bewegt und das Aufschlagquantum beziehungsweise verringert oder vergrößert werden kann.

Zum Schluß möge hier noch einer Regulirungsvorrichtung gedacht werden, welche die Verengung der Leitcanäle durch eine Verkleinerung des Eintrittswinkels  $\alpha$  bewirkt, und welche von Fink für äußere Radialturbinen mehrfach angewendet worden ist. Aus Fig. 342, welche eine solche

Turbine\*) im Grundrisse und Verticalschnitte darstellt, ist ersichtlich, daß die Leitschaufeln um Zapfen  $z$  drehbar gemacht sind, und daß alle Schaufeln gleichzeitig um einen bestimmten Winkelbetrag gedreht werden, sobald der Ring  $b$  in geringem Maße gedreht wird, indem dieser Ring mittelst der Stifte  $d$  gegen die Arme  $a$  der Schaufeln sich lehnt. In welcher Weise die Drehung dieses Ringes durch den Zug an der Kette  $k$  vermittelt der beiden verticalen Wellen  $e$  und der an diesen befindlichen Zähne  $e$  ermöglicht werden kann, ist aus der Figur klar. Die Schaufelform ist mit Rücksicht auf möglichste Verminderung der Contraction gewählt und die Axen  $z$  sind so angeordnet worden, daß der Wasserdruck den Arm  $a$  gegen den Stift  $d$  zu drücken bestrebt ist, während beim Eintritte eines fremden Körpers ein Zurückklappen der Schaufel möglich ist, um Beschädigungen thunlichst zu verhüten. Obwohl diese Vorrichtung der zu stellenden Bedingung gleichzeitiger Veränderung auch der Radzellen nicht entspricht und auch berücksichtigt werden muß, daß bei verändertem Eintrittswinkel  $\alpha$  und constanter Umdrehungsgeschwindigkeit den Bedingungen des regelrechten Betriebes nicht mehr genügt wird, so sind die angegebenen Versuchsergebnisse doch nicht ungünstig zu nennen. Danach verändert sich nämlich der Wirkungsgrad um 8 Proc., wenn das mittlere Wasserquantum um  $\frac{1}{3}$  vergrößert oder vermindert wird. Für nicht zu bedeutende Veränderungen des Ausschlagquantums scheint daher diese Construction empfehlenswerth zu sein.

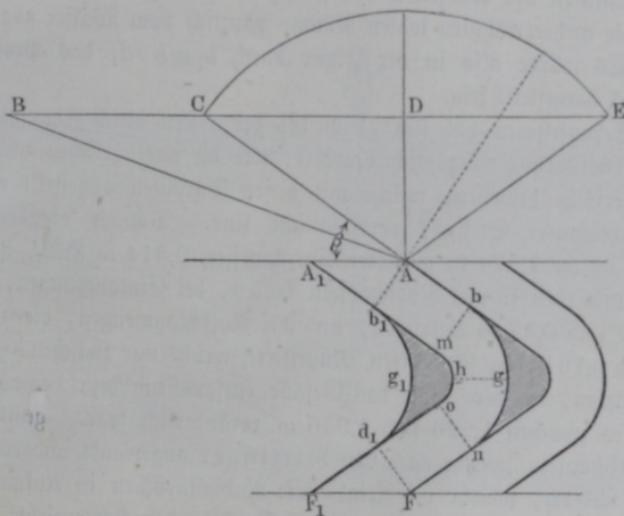
§. 133. **Rückschaufeln.** Wie schon oben mehrfach erwähnt worden, geben reine Druckturbinen nur so lange befriedigende Wirkungen, als sie frei über Wasser ausgießen, während erfahrungsmäßig der Wirkungsgrad einer solchen Turbine beträchtlich herabsinkt, sobald das Rad unter Wasser ht. Man kann sich diese Wirkung dadurch erklären, daß die toden, d. h. vom durchfließenden Wasser nicht erfüllten Räume zwischen den Schaufeln, die beim Ueberwassergange mit Luft erfüllt sind, sich bei der Tauchung des Rades mit todtm Wasser füllen müssen. Während nun die jene Räume erfüllende Luft den vorbeiströmenden Wasserstrahlen keine nennenswerthen Hindernisse darbietet, wird dagegen Wasser, welches jene besagten Räume erfüllt, nicht still stehen, sondern in die Bewegung mit hineingezogen werden, wodurch im Innern der Radzellen eine kraftzehrende Wirbelbildung eintritt, und überhaupt eine Störung in der beabsichtigten Wirkung des Wassers veranlaßt wird.

Von der Gestalt und Größe der gedachten toden Räume kann man sich leicht eine Anschauung verschaffen, wenn man in Fig. 343 zu dem bekannten Geschwindigkeitspolygon  $ABCE$  einer Druckturbinen einige Radschaufel-

\*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1864.

profile, wie  $AgF$  und  $A_1g_1F$  zeichnet. Da für Druckturbinen der Winkel  $\beta$  kleiner als  $90^\circ$  ist, so werden die Schaufeln immer eine sackförmige Gestalt, d. h. sie werden einen sogenannten Busen  $g$  haben, wo die Tangente der Schaufel parallel mit der Richtung der Radaxe ausfällt. Wenn das Wasser bei  $A$  mit einer relativen Geschwindigkeit  $w_e = CA$  eintritt, so behält, wenn von der Reibung in den Radzellen abgesehen wird, diese Geschwindigkeit in allen Punkten der Schaufel dieselbe Größe  $w_e$ . Will man daher für einen Wasserstrahl, der etwa bei  $A$  den ganzen Raum  $AA_1$  zwischen zwei Schaufeln einnimmt, den beanspruchten Raum zeichnen, so hat man nur in beliebig vielen Punkten  $A, b, g, n, F$  einer Schaufel die Größe  $Ab_1 = AA_1 \sin \beta$  als  $Ab_1 = bm = gh = no = Fd_1$  senkrecht zum

Fig. 343.



Schaufelprofile aufzutragen, wodurch man in  $A_1b_1mod_1F_1$  die innere Begrenzung des passirenden Strahls erhält. Hieraus erkennt man, daß die zwischen dem Strahle und der Schaufel  $A_1b_1g_1d_1F_1$  verbleibende, in der Figur schraffierte Fläche den besagten todtten Raum darstellt.

Da man nun häufig genöthigt ist, das Turbinenrad ganz im Wasser umlaufen zu lassen, so namentlich, wenn das Unterwasser zu verschiedenen Zeiten sehr veränderliche Höhe hat, oder in allen den Fällen, wo die Turbine mit einer Unterwassersäule arbeitet, so scheint von vornherein für solche Fälle die Aufstellung von reinen Actionsturbinen als unvortheilhaft ausgeschlossen, und hierfür die alleinige Anwendung von Reactionsturbinen geboten zu sein. Letzteres dürfte wohl auch in den meisten derjenigen Fälle empfehlenswerth sein, in welchen das der Turbine zusießende Aufschlag-

quantum wesentlichen Aenderungen nicht unterworfen ist. Andererseits jedoch bieten nach den vorhergehenden Paragraphen gerade die Druckturbinen so große Bequemlichkeit in der Regulirung des Wasserzutritts gegenüber den Schwierigkeiten der Regulirung von Reactionsrädern, daß es sehr erwünscht sein muß, in solchen Fällen, wo die Wassermenge sehr veränderlich ist, Druckturbinen anzuwenden. Solche Betrachtungen haben denn auch dazu geführt, Mittel aufzusuchen, durch welche die vorgedachten Uebelstände der Druckturbinen beseitigt und dieselben eben so gut zum Arbeiten unter Wasser befähigt werden, wie die Reactionsturbinen. Ein solches Mittel, welches zuerst von Hänel bei den in Fig. 340 dargestellten Rothenburger Turbinen mit großem Vortheile angewendet worden ist, besteht in der Anbringung von sogenannten Rückschaufeln, d. h. von Schaufelblechen, welche im Innern der Radzellen von solcher Form angebracht werden, daß durch sie die mehrerwähnten todten Räume gänzlich vom Wasser abgesperrt werden. Es würde also in der Figur durch  $b_1 m h o d_1$  das Profil der Rückschaufel dargestellt sein.

Diese Schaufelform hat sich gleich bei der ersten durch Fig. 340 dargestellten Ausführung vorzüglich bewährt, wie die ausführlichen und sorgfältigen Versuche beweisen, welche mit diesen Turbinen angestellt und an unten verzeichneter Stelle\*) veröffentlicht sind. Danach ergaben diese Turbinen, welche 1,374 m mittleren Durchmesser, 0,314 m Höhe, 32 Leit- schaufeln und eben so viel Radschaufeln hatten, bei Eintauchungen, welche zwischen 0 und 0,47 m betrug, und bei Aufschlagmengen, die zwischen 0,164 und 0,761 cbm schwankten, Nugeffecte, welche nur zwischen 0,70 und 0,64 varirten, trotzdem auch das Gefälle entsprechend dem veränderlichen Stauwasser zwischen 1,226 und 1,956 m veränderlich war. Seither sind diese Rückschaufeln, welche auch von Rittinger angewandt und empfohlen wurden, vielfach, sowohl bei Axial- wie Radialturbinen in Aufnahme gekommen. Man wird sie, wie aus dem Vorstehenden sich ergibt, nur in solchen Fällen anwenden, wo das Aufschlagwasser sehr veränderlich ist und das Rad im Wasser umgehen muß. Für Reactionsturbinen hat man natürlich gar keine Veranlassung, Rückschaufeln anzuwenden, eben so wenig wie für Tangentialräder, welche man immer frei über Wasser ausgießen läßt.

Aus dem Vorstehenden wird genügend deutlich sein, wie man mit Hilfe des Geschwindigkeitspolygons der Fig. 343 in jedem Falle die Form der Rückschaufeln feststellen kann, wobei nur bemerkt werden möge, daß in Folge der Reibung des Wassers in den Radzellen die relative Austrittsgeschwindigkeit  $w_a$  in Wirklichkeit etwas kleiner sein wird, als die relative Eintritts-

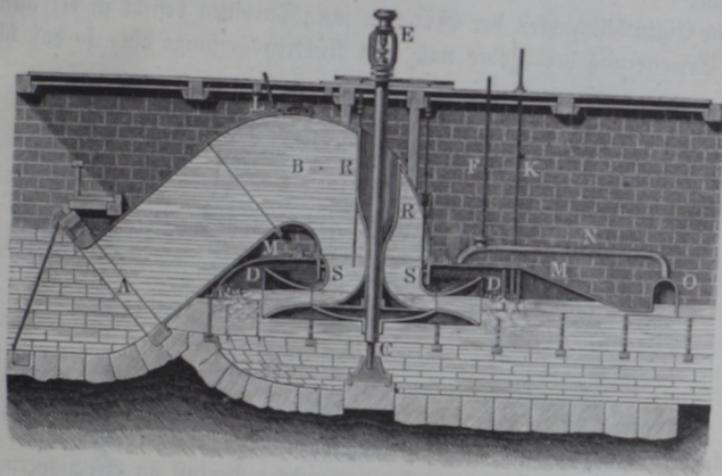
\*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1861.

geschwindigkeit  $w_e$ , so daß der Winkel  $\delta$  noch einer kleinen Correctur bedarf, wie bereits in §. 126 erwähnt wurde.

Die Schaufelflächen hat man, da diese Turbinen ohne Reaction arbeiten, nicht nach der Fig. 330 als Flächen gleicher Axialgeschwindigkeit, sondern nach Fig. 332 als Flächen constanter Reaction (Null) zu entwerfen.

**Girard'sche Turbinen.** Denselben Zweck, welchen Hanel durch §. 134. die Rückschaufeln verfolgt, nämlich die Actionsturbinen zur Arbeit unter Wasser dadurch zu befähigen, daß dem Unterwasser der Eintritt in die mehrerwähnten todten Räume verwehrt wird, hat Girard in einer anderen Weise erreicht. Derselbe hat nämlich die Turbine mit einem luftdichten,

Fig. 344.



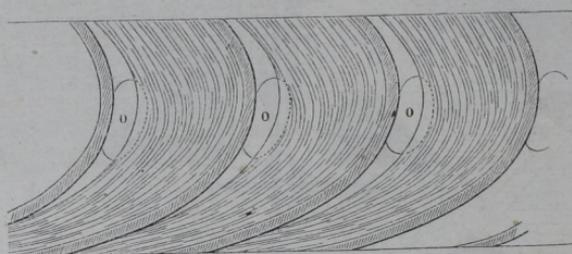
ins Unterwasser tauchenden Mantel umgeben, in welchen durch eine Compressionspumpe Luft von solcher Pressung gedrückt wird, daß hierdurch der Wasserspiegel bis zur Höhe der Ausflußmündungen gesenkt wird, das Rad sonach in Luft umgeht.

Die Einrichtung einer solchen Turbine mit sogenannter „Hydropneumatization“ ist aus Fig. 344 zu ersehen. Bei dem hier abgebildeten Rade ist bei einem Aufschlag von 3 bis 5 cbm pr. Secunde und einem Gefälle zwischen 0,45 und 0,60 m der Durchmesser gleich 3,5 m und die Umdrehungszahl gleich 20 pr. Minute. Diese Turbine ist von Girard für eine Spinnerei zu Eindhoven in Holland construiert. Damit das Wasser ungehindert in das Rad eintreten kann, mußte es dem Ausflußbehälter durch ein krummes Rohr AB nach Art eines Hebbers zugeführt werden. Das mit seiner Welle in E aufgehängene Turbinenrad D ist von

einem Mantel  $M$  umschlossen, in welchen durch die Röhre  $F$  die Luft von einer Compressionspumpe gedrückt wird, welche ihre Bewegung von der Turbine selbst erhält, während durch eine zweite Röhre  $K$  eine Abführung der überflüssig eingepreßten Luft bewirkt wird, so daß der Wasserspiegel in dem Mantel immer einen bestimmten Stand behält. In einer Glocke  $O$  sammelt sich die von dem Wasser mitgeführte Luft, um durch eine Röhre  $N$  wieder in den Radstubenraum  $M$  zurückzutreten. Die Einrichtung, Aufhängung und Bewegung der Schütze  $S$  ist die gewöhnliche. Das Rohr  $R$ , welches die Turbinenwelle umschließt, hat einen länglichen Querschnitt erhalten, um dem Wasser möglichst wenig Widerstände zu bieten. Eine kleine Luftpumpe dient zur Entfernung der sich im Scheitel des Mantels ansammelnden Luft durch die Röhre  $L$ , sowie zum Ansaugen des Wassers beim Anlassen der Turbine.

Eine Eigenthümlichkeit der Girard'schen Turbinen besteht in der allmähigen Erweiterung des Rades nach dem Austrittsumfange hin, so daß hier-

Fig. 345.

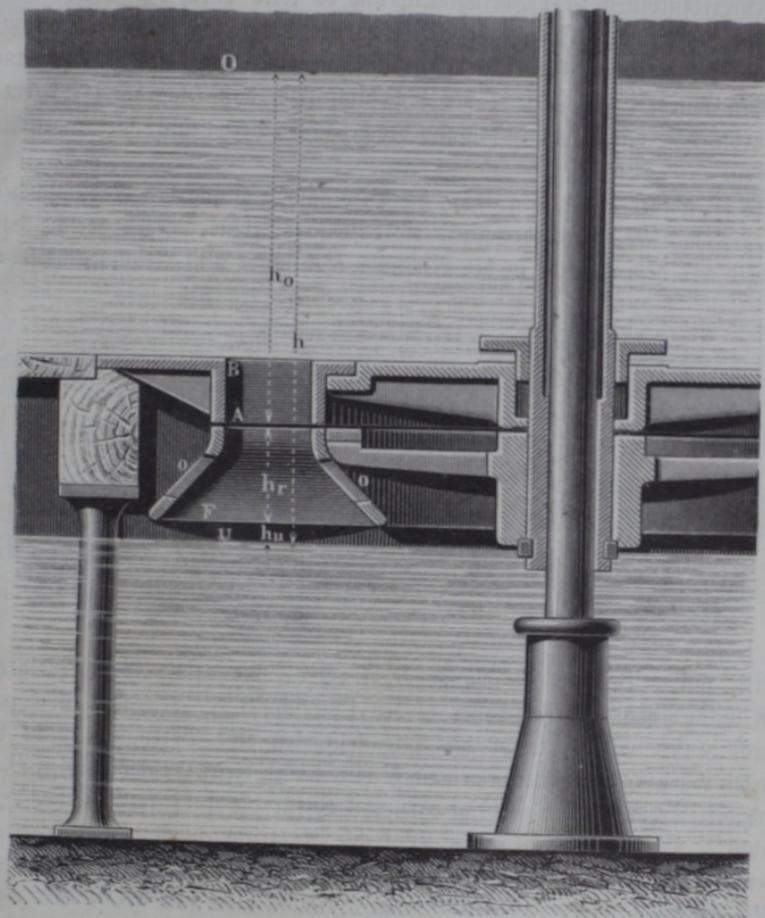


durch die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  des Wassers ermäßigt, und somit der mit dieser Geschwindigkeit verbundene Verlust an Arbeitsvermögen verringert werden kann.

Die Hydropneumatisation hat wegen ihrer complicirten Einrichtung in der Praxis keine weitere Verbreitung erlangen können, dagegen sind die nach dem Girard'schen Princip mit einer Erweiterung des Rades nach dem Auslaufe hin construirten Turbinen vielfach in Anwendung gekommen. Bei diesen nach dem Erfinder benannten Girardturbinen sind ferner die Radkränze nach Fig. 345 mit Oeffnungen  $o$  versehen, welche die äußere Atmosphäre mit den Zellenräumen des Rades in Verbindung setzen, so daß in den letzteren weder eine Verdünnung noch eine Verdichtung der Luft möglich ist. Einen Querschnitt durch das Leitrad  $AB$  und das Laufrad  $F$  einer Girardturbine zeigt Fig. 346, aus welcher auch ersichtlich ist, daß das Rad in freier Luft umgeht, indem sein unterer Rand  $F$  um eine gewisse kleine Größe  $h_u = 0,05$  bis  $0,10$  m über dem Unterwasserspiegel  $U$  ge-

legen ist. Diese Höhe  $h_u$  geht natürlich für die Wirkung des Rades verloren. Man ersieht aus dem Vorstehenden auch, daß die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser bei diesen Turbinen das Leitrad bei  $A$  verläßt, nicht von dem ganzen Gefälle  $h = h_o + h_r + h_u$ , sondern nur von demjeni-

Fig. 346.



gen  $h_o$  abhängig ist, insofern nämlich in dem Spalte  $A$ , ebenso wie im Oberwasserspiegel  $O$  die atmosphärische Pressung vorherrscht. Das Gefälle  $h_r$ , welches der Radhöhe entspricht, kommt dagegen erst im Rade selbst zur Wirkung, indem dasselbe außer zur Ueberwindung der Reibungswiderstände im Rade auch dazu dient, die relative Geschwindigkeit des Wassers zu vergrößern, so daß die Beziehung gilt:



digkeitsänderung von  $B'A$  auf  $BA$  zufolge der Versperrung aufgezehrt wird. Man wird nicht weit fehlgreifen, wenn man  $z_0 = 0,10 h$  bis  $0,12 h$  in Rechnung setzt.

Um nun die Winkel  $\beta$  und  $\delta$  für das erste und letzte Radschaufelelement und die Radgeschwindigkeit zu bestimmen, kann man Folgendes bemerken. Ist  $b_e$  die radiale lichte Weite des Rades am Eintrittsquerschnitte und  $b_a$  dieselbe Größe für die Austrittsfläche, so hat man für diese beiden Flächen, ohne Rücksicht auf die Schaufeldicken,

$$\frac{\pi r^2 b_e}{\pi r^2 b_a} = \frac{b_e}{b_a}.$$

Wenn man daher  $D_a A = \frac{b_e}{b_a} D_e A$  anträgt, so würde in  $D_a A$  die axiale Austrittsgeschwindigkeit unter der Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln erhalten werden, und bei der Richtung  $AE$  des letzten Schaufelelementes wäre  $EA$  die relative Austrittsgeschwindigkeit. Wegen der Schaufelstärken aber erhält man die thatsächliche Austrittsgeschwindigkeit zu  $w_a = EA$  in dem Fahrstrahle an diejenige Hyperbel  $S_{ra}$ , welche dem Austrittsumfange des Laufrades entspricht.

Ist nun ferner  $CA$  die Richtung des ersten Elementes der Radschaufel, so hat man in  $BC = v$  die Radgeschwindigkeit und in  $CA = w_e$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Damit nun die Neigungswinkel  $\beta$  und  $\delta$  die richtigen seien, muß erstens  $C_0 C = BC = v$  sein wegen des normalen Austritts, und zweitens nach dem Vorangeschickten die Gleichung gelten

$$w_a^2 = w_e^2 + 2g(h_r - z_r) \dots \dots \dots (124)$$

Aus dieser Gleichung ergibt sich daher, daß, wenn man die Geschwindigkeit  $\sqrt{2g(h_r - z_r)}$  als  $AK$  aufträgt, dann  $DK_1 = DK$  macht, und endlich die axiale Componente  $CE_1$  gleich  $BB_1$  vertical aufträgt, die beiden Strecken  $CB_1$  und  $CK_1$  gleich groß sein müssen, denn es ist offenbar dann nach der Construction:

$$CB_1^2 = v^2 + c_a^2 = w_a^2 = AC^2$$

$$CK_1^2 = CD^2 + DK_1^2 = CD^2 + DA^2 + AK^2 = w_e^2 + 2g(h_r - z_r).$$

Es handelt sich also nur darum, den Punkt  $B_1$  zu ermitteln, da  $K_1$  sich aus  $h_r$  und  $z_r$ , wie angegeben, leicht construiren läßt und dann auf  $BD$  den Punkt  $C$  so zu bestimmen, daß  $CB_1 = CK_1$  wird, wozu man einfach in der Mitte von  $B_1 K_1$  auf dieser Geraden das Loth  $MC$  zu errichten hat. Der Punkt  $B_1$  aber ist leicht annähernd zu bestimmen, denn die Strecke  $CE_1 = BB_1$  ist nur wenig größer als die bekannte Strecke  $D_a A$ ; man kann daher dem entsprechend  $CE_1$  ziemlich sicher schätzungsweise annehmen und wird kaum jemals einer Wiederholung der Construction bedürfen.

Bei der hier angegebenen Construction füllt der Wasserstrahl beim Austritte aus dem Rade den Querschnitt vollständig aus, wie es zu möglichster Verminderung von  $c_a$  gefordert werden muß. Im Innern des Rades dagegen löst sich der Strahl von der convexen Fläche der Schaufel vollständig ab, und man sieht, daß der Strahl beim Eintritte in das Rad nur eine im Umfange gemessene Breite gleich  $\frac{CA}{CA} t_r$  einnimmt, wenn  $t_r$  die Größe der Schaufeltheilung bedeutet.

Die dem Rade entzogene Geschwindigkeit ist  $C E_1 = c_a$ , und daher geht durch dieselbe und durch das Freihängen des Rades ein Gefälle  $\frac{c_a^2}{2g} + h_u$  verloren.

Will man auch hier die Schaufeln nicht als Schraubenflächen, sondern in correcter Weise bestimmen, so hat man nach §. 128 eine Schaufelfläche mit constanter Reaction ( $h_r - z_r$ ) zu entwerfen. Zu einer solchen Fläche wird man am einfachsten dadurch gelangen, daß man für verschiedene Abstände von der Axe in ähnlicher Art, wie hier für den mittleren Abstand  $r$  geschehen, die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  ermittelt.

§. 135. **Benutzung der Austrittsgeschwindigkeit.** Um den Verlust an mechanischer Arbeit, welcher mit der dem austretenden Wasser nothwendig innewohnenden Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  verbunden ist, thunlichst zu vermindern, sind verschiedene Anordnungen getroffen worden, welche entweder den Zweck haben, diese Austrittsgeschwindigkeit selbst möglichst zu verringern oder denjenigen, die Wirkungsfähigkeit des austretenden Wassers zur Ausübung einer Arbeit in einem besonderen Rade zu verwenden.

In der erstgedachten Hinsicht hat man das Rad nach dem Austrittsumfange hin öfter erweitert, um durch den so erhaltenen größeren Querschnitt die nöthige Austrittsgeschwindigkeit zu verkleinern. Bei dieser Anordnung, welche insbesondere bei den Girard'schen Turbinen allgemein gefunden wird, werden natürlich die Abmessungen des Rades und damit die Nebenhindernisse der Zapfenreibung, sowie des Luft- und Wasserwiderstandes größer, auch darf bei Reactionsturbinen die Erweiterung nur eine sehr allmähige sein, weil sonst die Gefahr nahe liegt, daß der volle Ausfluß verloren geht.

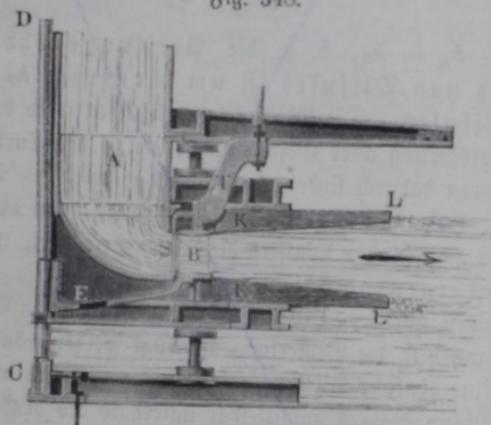
Eine andere, dem gleichen Zwecke einer Vergrößerung des Austrittsquerschnitts für das abgehende Wasser dienende Vorrichtung, welche mit dem genannten Uebelstande nicht behaftet ist, bildet der Boyden'sche Diffuser. Derselbe besteht in einem festliegenden, das Rad einer inneren Radialturbine  $B$ , Fig. 348, von außen umgebenden ringsförmigen Raume  $KL$ , dessen innere Oeffnung mit der Austrittsoeffnung des Rades  $B$  übereinstimmt, während seine Kränze sich nach außen hin allmähig erweitern. Ist  $r$

der innere und  $R$  der äußere Halbmesser des Diffusers, und ist dessen Erweiterung von der Radweite  $b$  auf die äußere  $B = LL$  eine derartig allmähige, daß ein Abreißen des Wassers nicht zu befürchten ist, dasselbe vielmehr den Diffuser gänzlich erfüllt, so wird offenbar das Wasser, welches aus dem Rade mit der Geschwindigkeit  $c_a$  austritt, den Diffuser mit einer Geschwindigkeit

$$\frac{2\pi r \cdot b}{2\pi R \cdot B} c_a = \frac{rb}{RB} c_a = \vartheta c_a$$

verlassen, wenn mit  $\vartheta = \frac{rb}{RB}$  das Verhältniß des Eintritts- und Austritts- querschnitts bezeichnet wird. Die hierdurch verloren gehende Arbeit beträgt

Fig. 348.



also für jedes Kilogramm Wasser  $\vartheta^2 \frac{c_a^2}{2g}$ , während ohne den Diffuser die Arbeit  $\frac{c_a^2}{2g}$  verloren geht, so daß der durch den Apparat erzielte Gewinn zu  $(1 - \vartheta^2) \frac{c_a^2}{2g}$  sich berechnet, wovon allerdings die in dem Diffuser selbst auftretenden Reibungswiderstände einen Theil verzehren.

Wäre z. B.  $R = 2r$  und  $B = \frac{4}{3}b$ , so würde der Gewinn

$$\left[ 1 - \left( \frac{1}{2} \frac{3}{4} \right)^2 \right] \frac{c_a^2}{2g} = \left( 1 - \frac{9}{64} \right) \frac{c_a^2}{2g} = 0,86 \frac{c_a^2}{2g} = h_0$$

betragen. Wenn man daher für die Turbine etwa  $\frac{c_a^2}{2g} = 0,06 h$  angenommen hätte, so würde durch den Diffuser  $h_0 = 0,06 \cdot 0,86 h = 0,052 h$  also über 5 Proc. an Gefälle erspart werden, wovon indessen für die Reibung des Wassers im Diffuser selbst ein Theil abzuziehen wäre.

Man hat sich die Wirkung des Diffusers auf die Turbine so zu denken, daß durch denselben der Gegendruck auf die Ausmündung des Rades um eine der Höhe  $h_0$  entsprechende Größe vermindert, also der wirksame Druck des Oberwassers um ebenso viel vermehrt wird, was unmittelbar aus dem für die Größe des hydraulischen Druckes geltenden mehrfach angezogenen Gesetze (13) folgt. Bezeichnet man nämlich mit  $x$  die Wasserfäulenhöhe, welche der Pressung in der Mitte zwischen Radmündung und Diffuser entspricht, so ist, da die Pressung auf die Mitte der Ausmündung des Diffusers durch eine Wasserfäule  $10,336 \text{ m} + h_u = b + h_u$  gemessen wird, nach jenem Gesetze:

$$b + h_u = x + \frac{c_a^2}{2g} - \frac{\vartheta^2 c_a^2}{2g} = x + h_0,$$

also  $x = b + h_u - h_0$ , d. h. die Pressungshöhe im Spalt zwischen Rad und Diffuser ist um die Größe  $h_0$  kleiner als ohne den Diffuser. Die Wirkung des letzteren wird daher auch rückwärts eine Vergrößerung aller Geschwindigkeiten in der Turbine zur Folge haben, welche man dadurch findet, daß man das wirksame Gefälle  $h_w$  der Turbine um die Höhe  $h_0$  größer in Rechnung stellt, dann aber als die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers diejenige  $c_a$  einführt, mit welcher das Wasser das Turbinenrad verläßt.

Im Allgemeinen hat der Diffuser keine nennenswerthe Verbreitung gefunden, doch kann hier die Bemerkung angefügt werden, daß man bei den Axialturbinen eine ähnliche Wirkung erlangen kann, wenn man den Querschnitt des Abführungsrohres unmittelbar unterhalb des Rades nicht plötzlich erweitert, wie dies meist geschieht, sondern wenn man, etwa durch einen kegelförmigen Einsatz in der Mitte dafür sorgt, daß die Geschwindigkeit  $c_a$  des aus dem Rade abfließenden Wassers möglichst allmählig in die kleinere Geschwindigkeit übergeführt wird, welche das Wasser in dem Abflußrohre annimmt. Es würde sich dadurch in einfacher Art meistens noch eine Ersparniß von 2 bis 3 Proc. der Arbeitsleistung erreichen lassen.

Bei den Turbinen ohne Leiterschaukeln besitzt nach den Erörterungen in den §§. 121 und 122 das abfließende Wasser noch eine beträchtliche Geschwindigkeit, insbesondere, wenn das verwendete Gefälle ein großes ist. Um den hiermit verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit möglichst zu ermäßigen, hat man wohl auch versucht, das aus der Turbine tretende Wasser zum Antriebe eines zweiten Rades zu verwenden. Eine derartige Construction hat der Oberbergrath *Utthaus* in einer Lohmühle\*) zu *Ballendar* bei *Ehrenbreitstein* ausgeführt. Die wesentliche Einrichtung derselben ist aus

\*) Innerösterreichisches Gewerbeblatt, 1843.

Fig. 349 zu ersehen. Darin stellt *EA* die gewöhnliche schottische Turbine für ein Gefälle von circa 38 m vor, während das größere Schaufelrad *B* durch das aus den Schwungröhren *A* ausfließende Wasser bewegt wird. Da

Fig. 349.



beide Räder nach entgegengesetzten Richtungen umlaufen, so sind sie durch ein besonderes Räderwerk mit einander zu verbinden. Da das größere Rad hierbei vermöge seiner Masse nach Art eines Schwungrades wirkt, so wird hierdurch ein gleichförmigerer Gang erzielt.

In welcher Weise die Wirkung des austretenden Wassers zur Bewegung eines Regulators für die Schützvorrichtung von Nagel und Kämp verwendet worden ist, wurde bereits in §. 132 angeführt. Mehrere Axialturbinen unter einander derart anzubringen, daß das abfließende Wasser des oberen Rades dem unteren zufließt, hat v. Reiche in seinem Werke über Turbinen vorgeschlagen, wofür er den Namen „mehrsfaltige Turbinen“ gewählt hat.

Die Turbinenwelle. Die Wellen der Turbinen werden immer aus §. 136. Eisen gefertigt und zwar aus Schmiedeeisen, wenn die Welle massiv ist und aus Gußeisen bei hohler Gestalt, wie solche bei der Aufhängung durch Fontaine'sche Ueberwasserzapfen erforderlich ist. Diese Wellen werden durch die auf sie wirkenden Kräfte wesentlich auf Torsion beansprucht, da bei einer vollen Beaufschlagung des Turbinenrades ein einseitiger Druck auf die Welle nicht entsteht, und da man einen solchen auch bei einer partiellen Beaufschlagung dadurch vermeidet, daß man den Wassereintritt an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen stattfinden läßt. Ein Seitendruck wird allerdings auf die Welle an der Stelle ausgeübt, an welcher die Kraft durch Räder oder Riemen an die Transmissionswelle abgegeben wird, doch kommt dieser Druck bei den meisten Anordnungen unmittelbar neben dem oberen Halslager der Turbinenwelle, also an einem so geringen Hebelarme zur Wirkung, daß die hierdurch erzeugte Anstrengung des Materials auf Biegung meist nicht bedeutend ist. Es genügt daher für die gewöhnlichen Fälle, die Welle lediglich nach den Formeln für die Torsionsfestigkeit zu berechnen, und zwar hat man hierbei, da wegen der verhältnißmäßig geringen Länge der Turbinenwelle deren Verdrehungswinkel nur klein ist, aus Thl. III, 1, die Festigkeitsformel

$$Pa = 716\,200 \frac{N}{n} = t \frac{W}{c} \dots \dots \dots (126)$$

anzuwenden, worin  $Pa$  das verdrehende Moment in Millimeterkilogrammen entsprechend  $N$  Pferdekraften und  $n$  Umdrehungen,  $W$  das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts und  $t$  die höchstens zulässige Schubspannung in den äußersten Fasern bedeutet, deren Abstand von der Ase durch  $e$  ausgedrückt ist. Für den kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser  $d$  hat man bekanntlich

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi d^3}{16}$$

und für den ringsförmigen Querschnitt der hohlen Wellen vom äußeren Durchmesser  $D$  und inneren Durchmesser  $d$

$$\frac{W}{e} = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{16 D} = \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \nu^4)$$

zu setzen, wenn  $\nu = \frac{d}{D}$  das Durchmesserverhältniß bedeutet.

Nimmt man die höchstens zulässige Schubspannung mit Redtenbacher pr. Quadratmillimeter zu

$$t = 2,11 \text{ kg für Schmiedeeisen}$$

und

$$t = 0,89 \text{ kg für Gußeisen}$$

an, so erhält man aus (126):

$$716\,200 \frac{N}{n} = 2,11 \frac{\pi d^3}{16}$$

den Durchmesser für schmiedeeiserne Wellen

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm} \dots \dots \dots (127)$$

und ebenso aus

$$716\,200 \frac{N}{n} = 0,89 \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \nu^4)$$

für gußeiserne hohle Wellen den äußeren Durchmesser:

$$D = 160 \sqrt[3]{\frac{N}{n(1 - \nu^4)}} \text{ mm} \dots \dots \dots (128)$$

Setzt man hierin noch als passendes Verhältniß  $\nu = \frac{d}{D} = \frac{2}{3}$ , so erhält man damit:

$$D = 172 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm} \dots \dots \dots (128^a)$$

Die nach den vorstehenden Formeln berechneten Durchmesser hat man natürlich für die dünnsten Stellen zwischen dem Turbinen- und dem Trans-

missionsrade in Anwendung zu bringen, es muß also auch der unterhalb des letzteren angeordnete Halszapfen diese Stärke bekommen, und es sind für die Nabenfüße entsprechende Verstärkungen anzuordnen. Wenn das Transmissionsrad auf der Turbinenaxe unterhalb des oberen Zapfens, also zwischen diesem und dem Turbinenrade angebracht ist, so hat man den oberen Zapfen als Stirnzapfen mit Rücksicht auf seine Bruchfestigkeit nach Thl. III, 1, zu berechnen.

Der Spurzapfen der Turbinenwelle hat außer dem Eigengewichte der Welle nebst Laufrad und Transmissionsrad auch noch den Wasserdruck aufzunehmen, welchem das Laufrad unterworfen ist. Dieser Druck bestimmt sich für den Zustand des Betriebes aus der Reaktionsdruckhöhe  $h_p$ . Für eine reine Druckturbine, für welche  $h_p = 0$  ist, fällt daher für den Zustand des Betriebes der Wasserdruck ganz fort. Als die gedrückte Grundfläche kann man bei den Axialturbinen den horizontalen Querschnitt  $\pi(r_a^2 - r_i^2)$  annehmen.

Bei den Radialturbinen wird der Wasserdruck meistens durch einen festliegenden Teller aufgenommen, so daß die Axe einem Wasserdrucke nur durch das Gewicht des im Rade befindlichen Wassers ausgesetzt ist. Wenn jedoch ein solcher fester Bodenteller nicht vorhanden wäre, so hätte man bei den Radialturbinen als gedrückte Fläche die durch den Eintrittsumfang umschlossene Kreisfläche  $\pi r_e^2$  anzusehen. Die Bestimmung des auf den Spurzapfen entfallenden Druckes wird hiernach in keinem Falle Schwierigkeiten machen. Daß die im Wasser befindlichen Theile einem Auftriebe gleich dem Gewichte des verdrängten Wassers unterworfen sind, würde bei einer genauen Druckermittlung zu berücksichtigen sein.

Die Stärke des Spurzapfens macht man gewöhnlich gleich  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{3}{4} d$ , und zwar läßt man sich hierbei von der Rücksicht leiten, den Druck pr. Flächeneinheit der Auflagerfläche nicht über ein gewisses Maß steigen zu lassen, damit der Verschleiß der Pfannenlager und des Zapfens möglichst gering ausfällt. Es gelten hierfür die in Thl. III, 1, in Betreff der Spurzapfen gemachten Bemerkungen. Man findet hiernach den Zapfendurchmesser für eine wirksame Belastung  $P$  der Turbinenwelle durch

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} = 1,13 \sqrt{\frac{P}{p}} \text{ mm} \dots \dots \dots (129)$$

wenn  $p$  die pr. Quadratmillimeter Zapfenfläche zulässige Pressung bedeutet.

Nach Reuleaux kann man, unter  $n$  die Umdrehungszahl pr. Minute verstanden,

$$d = 0,17 \sqrt{Pn} \text{ mm} \dots \dots \dots (129^a)$$

setzen, welcher Formel die Annahme

$$p = \frac{44,2}{n} \text{ kg} \dots \dots \dots (129^b)$$

zu Grunde liegt. Demnach ergibt sich die schon in Thl. III, 1, angeführte kleine Tabelle:

$n$	50	100	150	300	600	1000	Umdrehungen pro Minute
$p =$	0,88	0,44	0,29	0,15	0,075	0,044	Kilogramm pro 1 qmm

Beispiel. Wenn eine Turbine bei 90 Umdrehungen pro Minute 40 Pferdekraft nutzbar macht, so ist die Stärke der schmiedeeisernen Welle zu

$$d = 120 \sqrt[3]{\frac{40}{90}} = 91,6 \text{ mm} = \text{rot } 92 \text{ mm}$$

anzunehmen. Dagegen erhält man bei Aufhängung der Turbine auf einen Ueberwasserzapfen den äußeren Durchmesser der hohlen gußeisernen Welle unter Zugrundelegung eines Verhältnisses der Durchmesser  $v = \frac{d}{D} = \frac{2}{3}$ :

$$D = 172 \sqrt[3]{\frac{40}{90}} = 131 \text{ mm,}$$

so daß der innere Durchmesser  $d_2 = \frac{2}{3} 131 = 87 \text{ mm}$  folgt. Die erforderliche Zapfenstärke ergibt sich, wenn die Belastung der Ase zu  $P = 2500 \text{ kg}$  angenommen wird, nach Reuleaux zu

$$d = 0,17 \sqrt{2500 \cdot 90} = 80 \text{ mm,}$$

so daß auf jeden Quadratmillimeter des Zapfenquerschnitts eine Belastung von  $\frac{2500}{\pi \cdot 40^2} = 0,49 \text{ kg}$  entfällt.

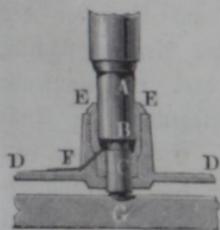
§. 137. Zapfenlager der Turbinen. Eine besondere Sorgfalt erfordert die Anordnung des Zapfenlagers für den Spurzapfen einer Turbine, da bei der meist großen Umdrehungszahl und der bedeutenden Belastung der Ase eine große Reibungsarbeit zu überwinden ist und ein schnelles Abführen des Zapfens eintritt, wenn nicht für dessen gute Delung und sorgfältige Lagerung gesorgt wird. Wenn der Spurzapfen am unteren Ende der Ase angebracht wird, das Spurlager also ganz im Wasser befindlich ist, so wird hierdurch nicht nur die Zugänglichkeit, Beaufsichtigung und Schmierung des Zapfens sehr erschwert, sondern es können auch leicht Beschädigungen der Zapfenoberfläche durch von dem Wasser mitgeführten scharfen Sand veranlaßt werden. Diese Uebelstände haben zu sehr verschiedenen Constructionen der Zapfenlager Anlaß gegeben, und zwar hat man sich entweder bemüht, den Zutritt des Wassers zu dem Unterzapfen zu verhindern, oder man hat den Zapfen oberhalb des Rades angebracht und das Turbinenrad mittelst einer hohlen Welle aufgehängt. Diese letztere Anordnung sogenannter Ueberwasserzapfen, welche zwar mit dem Uebelstande größerer Reibung der hohlen Welle

und größerer Kosten der Ausführung verbunden ist, hat sich wegen ihrer sonstigen Vorzüge in der neueren Zeit mehr und mehr eingeführt.

Den unter Wasser aufgestellten Spurzapfen hat man behufs der guten Erhaltung das zum Schmieren dienende Del in ununterbrochenem Flusse zuzuführen, und nur bei kleinen Drucken und mäßigen Geschwindigkeiten genügt ein einfaches Baden des Zapfens in Del. Wenn, wie dies für kleinere Turbinen wohl zulässig ist, die Lagerpfannen aus Pochholz gemacht werden, so kann die Schmierung des Zapfens mit Wasser geschehen, welches durch ein Röhrchen aus dem Oberwasser, also unter Druck, dem Zapfen zugeführt wird. Die Spurzapfen der Turbinen müssen ferner mit Vorrichtungen zum Heben und Senken der Axe versehen werden, um bei eintretender Abnutzung der Zapfen und der Pfannen das Turbinenrad genau gegen das Leitrad einzustellen, also bei Axialturbinen die Weite des Spaltraums reguliren zu können.

Außer in dem Spurlager muß natürlich die Turbinenwelle noch in einem oder mehreren Halslagern geführt werden, welche Lager man in der Regel mit Centrirvorrichtungen versehen, um die Turbinenaxe genau vertical einzustellen. Diese Halslager unterscheiden sich nicht wesentlich von den in Thl. III, 1,

Fig. 350.



besprochenen, weswegen dieserhalb auf jene Stelle verwiesen werden kann, und es sollen im Folgenden nur die hauptsächlich angewandten Constructions der Spurzapfen und ihrer Lager besprochen werden.

Die einfache, in Fig. 285, S. 352, angegebene Anordnung des Zapfenlagers ist nur bei geringem Drucke anwendbar. Hierbei ruht der Zapfen C in einer Pfanne von Rothguß, die innerhalb eines auf der Radstubsensohle aufgeschraubten Ständers mit

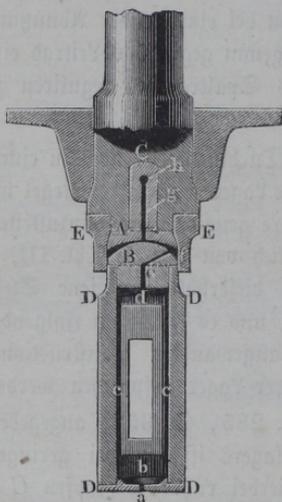
Hülfe der Stellkeile LS gehoben und gesenkt werden kann. Das Del wird dem Zapfen durch ein Rohr R zugeführt, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Spurpfanne geht und dessen freies Ende bis über den Oberwasserspiegel emportritt.

Die Einrichtung eines Zapfens nach Cadiat führt Fig. 350 vor Augen. Der Fuß A der stehenden Welle enthält den gehärteten Stahlzapfen B, der durch eine Schraube oder einen Keil fest mit A verbunden ist. Dieser Zapfen ruht auf dem gleichfalls gehärteten Stifte C, welcher mittelst des Hebels oder Stellkeils G gehoben werden kann. DE ist das auf der Sohle fest aufsitzen- de gußeiserne Lagergehäuse, in welches das messingene Lagerfutter EE eingefügt ist, das der Welle zur seitlichen Führung dient und den Zutritt des Wassers zum Zapfen verhindern soll. Durch das Rohr F wird das Del in den Zwischenraum zwischen B und E geführt.

In wirksamer Weise wird der Zutritt des Wassers durch eine besondere Stopfbüchse verhindert, wie dies bei der in Fig. 334 abgebildeten Turbine (nach Reichenbach in Augsburg) geschieht, bei welcher auch durch die Schrauben *R* eine Centrirung des Lagers ermöglicht ist.

In Fig. 351 ist der von Fourneyron bei der in Fig. 282 gezeichneten Turbine angewendete Zapfen dargestellt. Der mit der Welle *C* fest verbundene Zapfen *A* aus hartem Stahl ist hierbei des sicheren Standes wegen nach einem Kugelsegment ausgehöhlt und ruht auf der nach derselben Form gewölbten Kopffläche der Stahlunterlage *B*, welche in dem cylindrischen

Fig. 351.



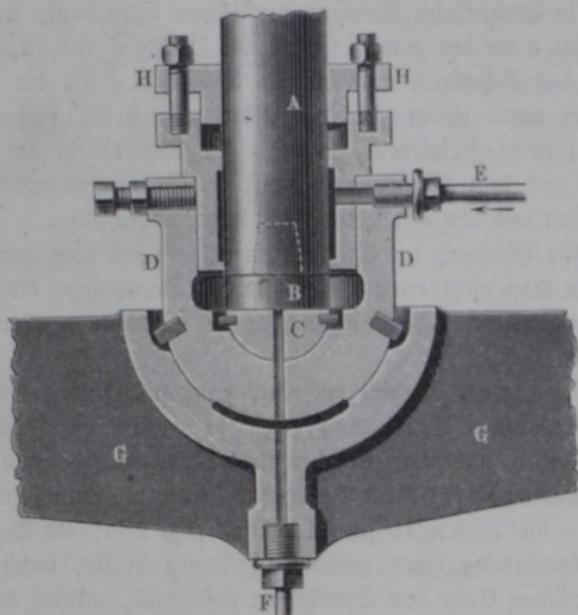
Gehäuse *D* festsetzt. Das letztere ist in einem ausgebohrten gußeisernen Gehäuse *Z*, Fig. 282, mittelst eines Hebels *OR* verschieblich, der bei *R* durch eine Zugstange und Schraube *S* gestellt werden kann und durch einen Schlitz des Gehäuses *D* hindurchgeht. Das durch das Rohr *U* zugeführte Del tritt bei *a* in den hohlen Raum *b* und von da aus durch die Canäle *c* in den Raum *d*. Von hier fließt es durch drei unten senkrecht beginnende, oben schräg ausmündende Canäle *ef* am Umfange des Stahllagers zwischen die Reibungsflächen, woselbst ihm durch drei radially laufende Furchen hinreichend Gelegenheit zur Ausbreitung gegeben wird. Endlich geht von der Mitte dieser Flächen eine Bohrung *gh* in die Welle hinein, durch welche das Del

nach außen abfließen kann, indem es durch den hydrostatischen Druck in dem Zuführungsrohre in Circulation erhalten wird.

Um ein Klemmen des Zapfens bei einer durch Setzen des Fundaments oder Ungenauigkeit der Aufstellung veranlaßten Schrägstellung der Axe möglichst zu vermeiden, construirt man die Spurlager nach Fig. 352, welche dem Redtenbacher'schen Werke über Turbinen entnommen ist, auch in der Weise, daß der Spurnapf *D* unten halbkugelförmig gebildet ist und in dem ebenso ausgedrehten Querstege *G* seine Lagerung findet. Die Turbinenwelle *A* ist hierbei mit dem Spurzapfen *B* versehen, welcher auf der gleichfalls halbkugelig gelagerten Spurplatte *C* aufruhet. Eine Stopfbüchse *H* verhindert den Zutritt des Wassers zu den Zapfenflächen, welchen das Del durch das Röhrchen *E* zugeführt wird, so daß es in den Furchen zwischen *A* und *H* und durch Querrinnen in der Zapfenfläche nach dem Abflußröhrchen *F* gelangt. Dieses Lager ist für kleinere Turbinen und in solchen Fällen sehr zweck-

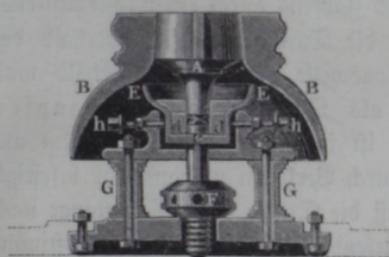
mäßig, in denen auf eine sehr sichere Fundirung nicht gerechnet werden kann, während man bei großen Turbinen den einfacheren festen Spurlagern den

Fig. 352.



Vorzug giebt, und durch besonders exacte Ausführung und solide Unterstützung einer Abweichung der Turbinenwelle von der lothrechten Lage mög-

Fig. 353.



lichst vorbeugt. Die Beweglichkeit des Spurlagers hat man, anstatt durch ein Kugelgelenk, auch dadurch zu erreichen gesucht, daß man, wie in Fig. 335, die Spurplatte um zwei sich rechtwinkelig kreuzende Cylindergerlenke beweglich macht, auch hat man zu dem gleichen Zwecke das Spurlager vermittelst der Hook'schen Klaue aufgehängt, für welche beiden An-

ordnungen in dem Werke von Medtenbacher ebenfalls Beispiele angegeben sind.

Um das Wasser von dem Turbinenzapfen abzuhalten, hat man anstatt der Stopfbüchse auch wohl nach Laurent den Druck der Luft benutzt, wie aus Fig. 353 ersichtlich ist, welche ein Lager mit der sogenannten atmosphärischen Schmierung darstellt. Das Wesentliche dieser Anordnung besteht darin, daß am Fuße der Turbinenwelle A eine Taucher-

glocke *B* angebracht ist, welche den Zapfen umgiebt, so daß die in der Glocke abgefangene Luft den Zutritt des Wassers zu der Spurplatte *c* verhindert. Der durch die Schraubenspindel *F* in verticaler und durch die Centrifschrauben *h* in horizontaler Richtung verstellbare Spurnapf, welcher außer der Spurplatte *c* die den Zapfen umgebende Büchse *d* enthält, endigt nach oben in die das Schmieröl aufnehmende Schale *E*. Da die Luft in der Glocke hierbei unter einem gewissen Ueberdrucke steht, entsprechend dem Stande des Unterwasserspiegels, so wird gar bald die in der Glocke enthaltene Luft aus dem Wasser aus demselben Grunde absorbiert sein, aus welchem die Luft aus den Druckwindkesseln der Pumpen allmählig verschwindet, und die gehoffte Wirkung der Glocke wird daher wohl nicht erreicht werden können, wenn man nicht mittelst einer kleinen Druckpumpe die Luft in der Glocke *B* stetig ersetzt. Hierdurch würde die Einrichtung aber sehr complicirt werden.

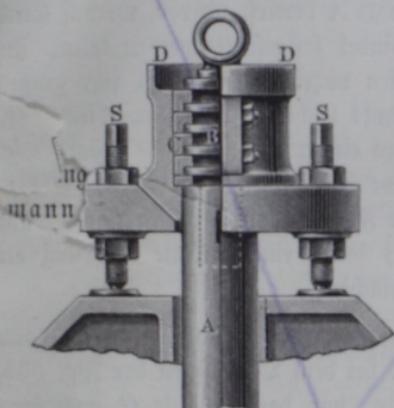
Die Aufhängung der Turbine auf einen ganz außerhalb des Wassers angeordneten sogenannten Ueberwasserzapfen kann hauptsächlich in zweifacher Art geschehen, und zwar entweder durch Anordnung des aus Thl. III, 1, bekannten Kammerzapfens bei Verwendung einer massiven schmiedeeisernen Welle, wofür die Francis'sche Turbine, Fig. 284, ein Beispiel giebt, oder durch Anwendung einer hohlen gußeisernen Welle, welche in ihrem oberen geschlossenen Ende den Spurzapfen aufnimmt, mittelst dessen sie sich auf eine im Innern der Welle centrirt fest aufgestellte Tragstange stützt, welche Anordnung ebenfalls aus den Figuren 296 und 340 ersichtlich ist. In Betreff der beiden letztgedachten Beispiele findet noch der Unterschied statt, daß in Fig. 340 der Spurzapfen das obere Ende der Turbinenwelle bildet, welche ihre Kraft unterhalb dieses Zapfens durch ein Transmissionsrad fortpflanzt, während in Fig. 296 die Turbinenaxe sich oberhalb des Spurzapfens noch zu einer Transmissionswelle verlängert, weshalb man diese beiden Zapfenanordnungen wohl als Ober- und Mittelzapfen unterscheidet. Die mittlere Tragstange ist in beiden Fällen in einem auf dem Fundamente verankerten Ständer durch Verkeilen unwandelbar befestigt, und es bedarf kaum der Bemerkung, daß die Stärke dieser Tragstange nach den Regeln der zusammengesetzt rückwirkenden Elasticität derart bestimmt werden muß, daß sie einer Biegung durch die auf ihren Kopf drückende Belastung des Spurlagers nicht unterworfen ist.

Durch die folgenden Figuren 354 bis 356 sind die Anordnungen eines Francis'schen Kammerzapfens, Fig. 354, eines Fontaine'schen Oberzapfens, Fig. 355, und eines eben solchen Mittelzapfens, Fig. 356, nach den von V. Lehmann\*) angegebenen Zeichnungen dargestellt.

\*) Ztschr. d. V. deut. Ing., 1871.

Aus Fig. 354 ersieht man, wie eine besondere, mit ringförmigen Bunden versehene Kammzapfenspindel B mit der Turbinenaxe A fest verkeilt ist und die in die Büchse D eingeschlossnen Ringfutter C aus Bronze den Druck der Bundringe aufnehmen. Die auf das Gestell G sich stützenden Schrauben S ermöglichen eine entsprechende Verstellung des Spurlagers.

Fig. 354.



Die auf das Gestell G sich stützenden Schrauben S ermöglichen eine entsprechende Verstellung des Spurlagers. Die Anzahl und Breite der Bundringe richtet sich selbstredend nach der Größe der Belastung, und es muß in dieser Hinsicht auf Thl. III, 1, verwiesen werden. Die Zapfenreibung der Kammzapfen verzehrt natürlich wegen des größern Halbmessers der Reibungsfläche einen größern Arbeitsbetrag als die Reibung der gewöhnlichen Spurzapfen.

In Fig. 355 stellt A die hohle gußeiserne Turbinenaxe und T die im Innern derselben fest aufgestellte schmiedeiserne Tragstange vor, deren Kopf eine Bronzebüchse trägt, in welcher die Stahlspur c gelagert ist. Ein

Fig. 355.

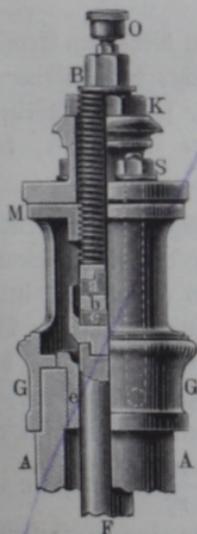
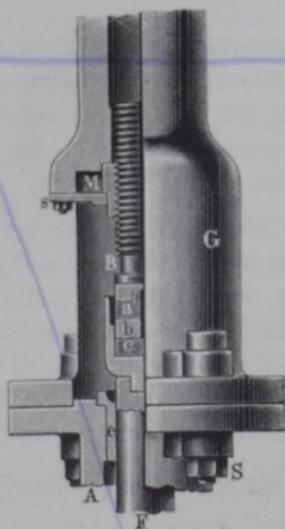


Fig. 356.



auf die Welle A gesteckter und durch mehrere Schrauben S befestigter Aufsatz G enthält die Schraubenspindel B, welche durch die schmiedeiserne

Mutter  $M$  hindurchtritt und am untern Ende die Stahlplatte  $a$  trägt. Zwischen  $a$  und  $c$  ist die Bronzeplatte  $b$  lose eingelegt. Da die in den Aufsatz  $G$  eingelegte Mutter  $M$  an der Drehung verhindert ist, so kann durch ein Umdrehen der Schraubenspindel  $B$  an deren sechskantigem Kopfe eine Hebung oder Senkung der Turbinenaxe  $A$  bewirkt werden, worauf durch Anziehen der Contremutter  $K$  die Spindel festgestellt werden kann, um einem unbeabsichtigten selbstthätigen Lösen vorzubeugen. Bei sehr großen Turbinenanlagen hat man auch wohl behufs leichterer Einstellung die Mutter  $M$  der Schraube drehbar gemacht und zu einem Schneckenrade gestaltet, in dessen Umfang eine Schraube ohne Ende eingreift. Die Messflüchse  $e$  gewährt der Turbinenwelle eine seitliche Führung an der Tragstange, und aus dem Delbehälter  $O$  fließt das Del durch eine centrale Bohrung der Spindel  $B$  zwischen die sich reibenden Flächen.

Der in Fig. 356 dargestellte Mittelzapfen, dessen einzelne Theile durch dieselben Buchstaben bezeichnet sind wie bei dem Oberzapfen der Fig. 355, unterscheidet sich von letzterem nur darin, daß das Gehäuse  $G$  nach oben fortgesetzt ist, um darin eine Verlängerung der Welle festkeilen zu können, und daß hierbei behufs der Einstellung die Mutter  $M$  gedreht wird, während die Schraubenspindel  $B$  mittelst einer eingehobelten Nuth und eines in  $G$  angebrachten Stiftes an der Drehung verhindert wird. Das selbstthätige Lösen der Mutter wird nach geschehener Einstellung durch die Scheibe  $s$  verhindert.

§. 138. **Widerstände der Turbinenaxe.** In den bisherigen Ermittlungen ist der Widerstand unberücksichtigt geblieben, welcher der Turbine durch die Reibung des Spurzapfens auf seiner Spurplatte, sowie der Welle in ihren Halsführungen erwächst. Um diese Widerstände zu schätzen, kann man Folgendes bemerken.

Der Reibungswiderstand des Spurzapfens hängt von der Belastung  $P$  derselben ab und ist gleich  $\varphi P$  zu setzen, wenn  $\varphi$  den Reibungscoefficienten bedeutet, welcher für gut geölte Zapfen zu 0,075 anzunehmen ist. Diesen Widerstand hat man sich nach den in Thl. I hierüber gemachten Bemerkungen an einem Hebelarme gleich  $\frac{2}{3} r$  wirksam zu denken, wenn  $r$  den Halbmesser der kreisförmigen Querschnittsfläche des Zapfens bedeutet, während bei einer ringförmigen Auflagerfläche, wie sie den Kammzapfen entspricht, die Größe des Reibungshalbmessers zu  $\frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}$  anzunehmen ist, wenn  $r_1$  und  $r_2$  beziehungsweise den äußern und den innern Halbmesser der Auflagerfläche vorstellen. Hiernach ist die zur Ueberwindung der Spurzapfenreibung bei  $n$  Umdrehungen pr. Minute erforderliche mechanische Arbeit gleich

$$L_s = \frac{2}{3} \pi d \varphi P \frac{n}{60} \text{ Metertilogramm pr. Secunde . . . (130)}$$

zu setzen, worin  $d$  den Durchmesser der Reibungsfläche in Metern bedeutet.

Außer dieser Reibung an der Stützfläche des Spurzapsens finden noch Widerstände in den Halslagern und etwaigen Stopfbüchsen statt, durch welche die Welle geführt wird. Diese Reibungswiderstände sind nicht wohl durch die Rechnung festzustellen, da sie wesentlich von der Größe der Kraft abhängen, mit welcher diese Führungen gegen die Welle gepreßt werden, und man kann daher diese Widerstände nur auf Grund von praktischen Erfahrungen und Versuchen schätzen. Durch zahlreiche Versuche hat V. Peltmann den Widerstand der gesammten Axenreibung, d. h. derjenigen am Spurzapsen und in den Halslagern ermittelt, und kommt zu dem Schlusse, daß man zur Bestimmung dieser Gesamtreibung einen Coefficienten  $\varphi = 0,1$  zu Grunde legen könne. Mit diesem Reibungscoefficienten sind dann von dem Genannten umfangreiche Tabellen für Turbinen verschiedener Systeme ausgerechnet und an unten angezeigter Stelle\*) veröffentlicht. Danach hat sich die Größe der Reibungen an dem Spurzapsen und an dem Wellenumfange zwischen 0,8 und 3,4 Proc. der absoluten Wasserkraft bei voll beaufschlagten Turbinen ergeben, und zwar liegt dieser Werth bei Axialturbinen zwischen 1,4 und 3,4 Proc. und bei Radialturbinen zwischen 0,8 und 1,7 Proc. der absoluten Wasserkraft, ist also bei den Radialturbinen nur etwa halb so groß wie bei den Axialturbinen. Dies dürfte sich aus dem geringern Wasserdruke, welchem die Radialturbinen ausgesetzt sind, erklären. Für eine nur theilweise Beaufschlagung repräsentirt die Reibung natürlich einen höhern Procentsatz der absoluten Wasserkraft.

Die gedachten Versuche wurden in der Art angestellt, daß um das Abtriebsrad der Turbine eine Schnur gelegt und so weit belastet wurde, bis die Turbine in langsame Umdrehung gerieth. Der auf diese Weise gefundene Widerstand repräsentirt daher die Axenreibungen der Turbine im Zustande des Leerlaufes. Für den Zustand des Betriebes treten zu diesen Widerständen indessen noch erhebliche Hindernisse, welche erstens aus dem Widerstande des schnell umlaufenden Turbinenrades im Wasser oder in der Luft entstehen, und welche zweitens durch die Uebertragung der Kraft von der Turbinenaxe auf die betreffende Transmissionswelle hervorgerufen werden. Diese letztere Uebertragung erzeugt nämlich in den meisten Fällen einen beträchtlichen Seitendruck auf das obere Halslager der Turbine, welcher einen Arbeitsverlust im Gefolge hat, der besonders bei den Fontaine'schen Oberwasserzapsen wegen des größern Halbmessers der hohlen Turbinenwelle ins Gewicht fällt. Nur in den in der Wirklichkeit seltenen Fällen, wo die

\*) Ztschr. d. V. d. Ing., 1879.

Uebertragung der Kraft von der Turbinenaxe aus gleichmäßig auf zwei oder mehrere dazu symmetrisch gestellte Wellen erfolgt, wie dies z. B. in Mahlmühlen zuweilen vorkommt, fällt beim vollen Betriebe der gedachte Seitendruck und mit ihm eine besondere Reibungsarbeit fort. Außerdem stellt sich aber noch bei der Uebertragung durch Zahnräder ein Widerstand ein, welcher ebenfalls von der Leistung des Turbinenrades in Abzug gebracht werden muß, wenn es sich darum handelt, die effective Leistung der Turbine, d. h. diejenige Leistung zu bestimmen, welche von dem Motor an das zu betreibende Werk thatsächlich abgegeben wird.

Es kann bemerkt werden, daß die letztgedachten von dem gewöhnlichen Betriebe der Turbine unzertrennlichen Widerstände nicht auftreten, wenn die Turbinenwelle behufs der Kraftermittlung gebremst wird, und daß also eine derartige Messung einen Arbeitsbetrag liefern muß, welcher um den Betrag jener Widerstände größer ist, als die thatsächlich von der Turbine an das zu betreibende Werk abgegebene Leistung. Man hat daher, wenn man von dem Wirkungsgrade einer Turbine spricht, in jedem Falle klar zu stellen, in welcher Weise man denselben verstehen will.

Was nun diese, durch die Kraftübertragung veranlaßten Arbeitsverluste anbetrifft, so lassen sich dieselben mit einer für die Praxis genügenden Sicherheit ermitteln, indem man die in Thl. III, 1, dafür angegebenen Regeln anwendet. Bezeichnet wie bisher  $N$  die Leistung in Pferdekraften, welche von der Turbine bei  $n$  Umdrehungen pr. Minuten ausgeübt wird, beträgt also die Leistung  $L = 75 N$  mkg, und ist  $R$  der Halbmesser in Metern des auf der Turbinenaxe befindlichen Zahnrades, von welchem der Abtrieb auf die Transmissionswelle erfolgt, so bestimmt sich die am Umfange dieses Rades wirksame Kraft  $K$  aus

$$K \frac{2 \pi R n}{60} = L = 75 N$$

zu

$$K = \frac{60}{2 \pi R} \frac{L}{n} = 716 \frac{N}{n R}.$$

Da nun das Zahnrad wohl in allen Fällen dicht neben dem obern Halslager der Turbinenaxe angebracht ist, so darf man für die Berechnung des Reibungswiderstandes annehmen, daß das gedachte Lager den Druck  $P$  unmittelbar aufnimmt, und man verliert daher durch die Reibung in dem Halslager vom Durchmesser  $d$  in jeder Secunde den Arbeitsbetrag

$$L_i = \varphi_1 K \pi d \frac{n}{60} = \varphi_1 \frac{d}{2 R} L . . . . . (131)$$

es geht also durch die gedachte Zapfenreibung der  $\varphi_1 \frac{d}{2 R}$  fache Betrag der ganzen Leistung verloren. Ein anderer Arbeitsverlust findet in Folge der

Zahnreibung zwischen den Rädern statt. Man kann nach Thl. III, 1, den hierdurch entstehenden Widerstand am Umfange des Rades zu

$$\varphi_2 \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) K^*$$

setzen, wenn  $z_1$  und  $z_2$  die Zahnzahlen der beiden Räder vorstellen und  $\varphi_2$  den zugehörigen Reibungscoefficienten bedeutet. Die hierdurch verloren gehende Arbeit bestimmt sich daher zu

$$L_2 = \varphi_2 \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) K 2 \pi R \frac{n}{60} = \varphi_2 \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) L \quad (132)$$

so daß durch die Kraftübertragung im Ganzen die Arbeit

$$L_1 + L_2 = \left[ \varphi_1 \frac{d}{2R} + \varphi_2 \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] L \dots (133)$$

verloren geht.

Wenn der Abtrieb durch Riemen erfolgt, so fällt die Zahnreibung fort, dagegen tritt ein vergrößerter Lagerdruck auf. Bezeichnet nämlich  $S_1$  die Spannung des ziehenden und  $S_2$  die Spannung des gezogenen Riemens, so hat man nach dem in Thl. III, 1, über den Riemenbetrieb Angeführten:

$$S_1 = \frac{e^{\varphi\gamma}}{e^{\varphi\gamma} - 1} K \quad \text{und} \quad S_2 = \frac{1}{e^{\varphi\gamma} - 1} K,$$

unter  $\gamma$  den umspannten Bogen,  $\varphi$  den Reibungscoefficienten zwischen Riemen und Scheibe, und unter  $e$  die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems verstanden. Der von beiden Riemen auf die Axe ausgeübte Druck berechnet sich daher zu

$$S_1 + S_2 = \frac{e^{\varphi\gamma} + 1}{e^{\varphi\gamma} - 1} K,$$

und somit erwächst durch den Riemenbetrieb ein Arbeitsverlust

$$L_1 = \varphi \frac{e^{\varphi\gamma} + 1}{e^{\varphi\gamma} - 1} K \pi d \frac{n}{60} = \varphi \frac{e^{\varphi\gamma} + 1}{e^{\varphi\gamma} - 1} \frac{d}{2R} L \dots (131^a)$$

Beispiel. Für die im vorigen Paragraphen berechnete Turbinenaxe ergibt sich nach (130) der Verlust durch die Zapfenreibung bei einer Belastung  $P = 2500$  kg, einem Zapfendurchmesser von 0,080 m und einem Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,1$  zu:

$$L_s = \frac{2}{3} 0,080 \pi 0,1 \cdot 2500 \cdot \frac{90}{60} = 62,8 \text{ mkg},$$

oder in Procenten der Gesamtleistung  $L = 40 \cdot 75$  mkg:

$$L_s = \frac{62,8}{40 \cdot 75} = 0,021 L.$$

\*) Für conische Räder und rechtwinkelig gekreuzte Axen hat man zu setzen:

$$\varphi_2 \pi \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}} K.$$

Setzt man für das Zahnrad einen Durchmesser gleich 1 m, also  $R = 0,5$  m voraus, so bestimmt sich die Halslagerreibung bei Anwendung einer schmiedeeisernen Axe von 92 mm Stärke, wenn man hierfür  $\varphi_1 = 0,08$  annimmt, zu

$$L_l = 0,08 \frac{0,092}{2 \cdot 0,5} L = 0,0074 L = 22,2 \text{ mkg,}$$

dagegen für eine hohle Welle von 131 mm Stärke zu .

$$L'_l = 0,08 \frac{0,131}{2 \cdot 0,5} L = 0,0105 L = 31,5 \text{ mkg.}$$

Nimmt man noch gleiche Räder mit je 60 Zähnen an, und setzt passend hierfür  $\varphi_2 \pi = \frac{1}{3}$ , so erhält man den Verlust wegen der Zahnreibung

$$L_z = \frac{1}{3} \left( \frac{1}{60} + \frac{1}{60} \right) L = 0,011 L = 33,5 \text{ mkg.}$$

Soll dagegen der Abtrieb durch einen Riemen von einer 1,5 m großen Scheibe geschehen, und legt man der Rechnung einen umspannten Bogen gleich der halben Peripherie  $\pi$  und einen Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,28$  zu Grunde, so ist nach der Tabelle in Thl. III, 1,  $e^{\varphi\gamma} = 2,41$ , daher

$$\frac{e^{\varphi\gamma} + 1}{e^{\varphi\gamma} - 1} = \frac{3,41}{1,41} = 2,42,$$

folglich erhält man in diesem Falle die Halslagerreibung für die schmiedeeiserne Welle zu

$$L_l = 0,08 \cdot 2,42 \frac{0,092}{1,5} L = 0,012 L = 36 \text{ mkg}$$

und für die gußeiserne Axe

$$L'_l = 0,08 \cdot 2,42 \frac{0,131}{1,5} L = 0,017 L = 51 \text{ mkg.}$$

Demnach würde sich die gesammte Reibungsarbeit  $L_f$  wie folgt berechnen.

Für Zahnradbetrieb bei einer schmiedeeisernen massiven Welle:

$$L_f = (0,021 + 0,007 + 0,011) L = 0,039 L$$

bei einer gußeisernen hohlen Welle:

$$L_f = (0,021 + 0,010 + 0,011) L = 0,042 L$$

und für Riemenbetrieb bei einer schmiedeeisernen massiven Welle:

$$L_f = (0,021 + 0,012) L = 0,033 L,$$

bei einer gußeisernen hohlen Welle:

$$L_f = (0,021 + 0,017) L = 0,038 L.$$

Demgemäß kann man den Widerstand der Axe zu 3 bis 4 Proc. der von dem Turbinenrade ausgeübten Leistung annehmen, wovon etwa 2 Proc. auf die Zapfenreibungen beim Leergange entfallen.

Die von verschiedenen Autoren über die Reibungswiderstände gemachten Angaben schwanken um die hier ermittelten Werthe herum. So folgert Rittinger diese Widerstände aus genauen Versuchen zu 4 bis 5 Proc. des Nuteffectes, während Fink diese Reibungen inclusive des Spaltverlustes zu  $3\frac{3}{4}$  Proc. bei Axialturbinen und die Reibung allein bei Radialturbinen zu 2 Proc. des Nuteffectes veranschlagt.

Was den Verlust durch den Widerstand anbetrifft, welchen die Luft oder das Wasser der Umdrehung des Turbinenrades entgegensetzt, so kann derselbe nur schätzungsweise bestimmt werden, und in dieser Beziehung haben verschiedene Schriftsteller, z. B. Werner und v. Reiche die von G. Schmidt gemachte Annahme adoptirt, wonach dieser Widerstand zusammen mit der Reibung der Axe im Spur- und Halslager etwa 7 Proc. der Nutzleistungen beträgt, und zwar sollen hiervon 4 bis 5 Proc. auf die Axenreibungen und der Rest von 2 bis 3 Proc. auf den besagten Luft- oder Wasserwiderstand gerechnet werden. Legt man diesen Werth von 7 Proc. zu Grunde, so erhält man den effectiven Wirkungsgrad  $\eta$  der Turbinenanlage zu

$$\eta = 0,93 \eta_h . . . . . (134)$$

wenn  $\eta_h$  den in den vorstehenden Paragraphen ermittelten hydraulischen Wirkungsgrad unter Berücksichtigung des Spaltverlustes bedeutet. Die von der Turbine zu erwartende nutzbare Leistung bestimmt sich daher zu

$$L = \eta Q h \gamma$$

oder

$$N = \eta Q h \frac{1000}{75} = 13,33 \eta Q h \text{ Pferdekrafte} . . . . . (135)$$

In welcher Weise man die Widerstände der Axe und Zahnräder auf graphischem Wege durch Verzeichnung eines einfachen Diagramms bestimmen kann, ist in Thl. III, 1, Anhang, näher erläutert.

**Versuche an Turbinen.** Versuche über die Leistung der Turbinen §. 139. sind in ziemlich großer Zahl gemacht worden. Wenn in Folge dieser Versuche zuweilen Wirkungsgrade von 0,85 bis 0,95 gefunden sein sollen, so sind derartige Angaben mit großer Vorsicht aufzunehmen, da sich mit ziemlicher Sicherheit die Unmöglichkeit so hoher Nutzeffecte nachweisen läßt. In den meisten Fällen dürfte der Grund dieser anscheinend günstigen Ergebnisse in der Unsicherheit der Wassermessung zu suchen sein, auf welcher dieselben beruhen, indem selbstredend mit einer Aufschlagmenge, welche thatsächlich größer ist, als die der Rechnung zu Grunde gelegte, der aus der letzteren sich ergebende Wirkungsgrad größer ausfallen muß, als er in Wirklichkeit ist. Diejenigen wenigen Versuche, bei welchen man, wie bei den von Rittinger \*) angestellten, eine directe Messung des Wassers durch Auffangen desselben in geeichten Gefäßen vornehmen konnte, haben niemals so hohe Nutzefficienten ergeben. In den meisten Fällen jedoch muß die Bestimmung der durch die Turbine gegangenen Wassermengen indirect durch Geschwindigkeitsmesser wie Schwimmer, Wolkmann'sche Flügel u., oder durch Ueberfälle, also vermittelt der Rechnung, vorgenommen werden, mit welchen Bestimmungsmethoden immer eine größere oder geringere Unsicherheit verbunden ist. Daß der Wirkungsgrad jene Größe nicht erreichen kann, davon überzeugt man sich durch folgende Betrachtungen. Da dem Ausflusse des

\*) Rittinger, Theorie und Bau der Rohrturbinen.

Wassers durch die vollkommenste Mündung ein Geschwindigkeitscoefficient  $\varphi = 0,975$  (s. Thl. I) zukommt, so findet schon bei der Einführung des Wassers ein Arbeitsverlust von wenigstens

$$\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c_e^2}{2g} = 0,052 \frac{c_e^2}{2g}$$

statt, welcher bei reinen Druckturbinen, für welche näherungsweise  $c_e = \sqrt{2gh}$  ist, einen Verlust von etwa 5 Proc. der ganzen Gefällhöhe, und bei Turbinen mit dem Reactionsverhältnisse  $\frac{1}{2}$  einen solchen von circa 2,5 Proc. darstellt. Nimmt man ferner die Länge der Radcanäle nur gleich der dreifachen Weite derselben und die durchschnittliche relative Geschwindigkeit  $w = \frac{2}{3} c_e$  an, so beträgt der Reibungsverlust im Laufrade nach Thl. I:

$$0,019 \cdot 3 \frac{w^2}{2g} = 0,025 \frac{c_e^2}{2g},$$

also etwa 3 Proc. der ganzen Wirkungsfähigkeit für Druckturbinen und 1,5 Proc. für die angenommenen Reactionsturbinen. Setzt man ferner einen Verlust an Arbeitsvermögen wegen der Austrittsgeschwindigkeit des Wassers von nur 5 Proc. der absoluten Leistung voraus, und nimmt den Krümmungswiderstand zu nur 1 Proc., den Widerstand des Stoßes wegen der Schaufeldicken zu 2 Proc. und die Reibung ebenfalls nur zu 2 Proc. an, so erhält man, wenn der Wasserverlust durch den Spalt für Actionsturbinen ganz vernachlässigt und der für Reactionsturbinen zu 2 Proc. ange schlagen wird, die sämmtlichen Verluste:

für Druckturbinen zu  $5 + 3 + 1 + 2 + 5 + 2 = 18$  Proc.

und

für Reactionsturbinen zu  $2,5 + 1,5 + 1 + 2 + 5 + 2 + 2 = 16$  Proc.

Danach ließe sich von reinen Druckturbinen höchstens ein Wirkungsgrad von 0,82 und von Reactionsturbinen ein solcher von 0,84 erwarten, wenn man von allen sonstigen Widerständen, wie denjenigen im Zuführungsröhre und Leitapparate, von dem Widerstande der Luft und des Wassers u. s. w. absehen wollte. Mit Rücksicht auf vorstehende Zahlen muß man eine Turbine als eine vorzügliche ansehen, wenn deren Wirkungsgrad zwischen 0,75 und 0,80 gelegen ist, wie auch die Versuche von so ausgezeichneten unparteiischen Experimentatoren wie Morin, Brückmann, Zeuner u. höchstens solche Werthe für den Wirkungsgrad ergeben haben.

Morin berichtet über die Ergebnisse seiner Versuche in der Schrift: *Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines*, Metz et Paris, 1838. Zunächst handelt er von den Versuchen, welche er an einer Fourneyron'schen Turbine zu Moussay angestellt hat. Dieses Rad hatte 0,85 m äußern Durchmesser, 0,11 m Höhe, 7,5 m Gefälle und 0,738 cbm Aufschlagwasser pr. Secunde, machte also eine Wasserkraft von

73,8 Pferdekraften zu Gute. Das allgemeine Ergebniß dieser Versuche war: das Rad mochte mehr oder weniger unter Wasser gehen, es gab bei 180 bis 190 Umdrehungen pr. Minute die größte Nutzleistung von 69 Proc. des ganzen Arbeitsvermögens. War die Umdrehungszahl circa 50 Proc. kleiner oder größer, so sank übrigens dieser Wirkungsgrad nur um 7 bis 8 Proc. Hierbei war die Schütze fast vollständig aufgezogen, wurde aber dieselbe bis zur halben Radhöhe niedergelassen, so fiel der Wirkungsgrad um 8 Proc. Bei einem Gange in freier Luft würde dieses Fallen gewiß noch größer gewesen sein.

Nächstem theilt Morin in der genannten Abhandlung die Resultate seiner ausgedehnten Versuche an einer Turbine in Mühlbach mit. Das Rad derselben hatte 2 m äußern Durchmesser und  $\frac{1}{3}$  m Höhe; sein Gefälle betrug  $3\frac{1}{2}$  bis  $3\frac{3}{4}$  m, und sein Aufschlag  $2\frac{1}{2}$  cbm pr. Secunde; es nahm also eine disponible Wasserkraft von 117 bis 125 Pferdekraften auf. Bei 50 bis 60 Umgängen pr. Minute und bei dem stärksten Schützenzuge gab es die größte Nutzleistung von 78, die jedoch, weil Morin bei der Wassermessung einen zu kleinen Ausflußcoefficienten angenommen hat, vielleicht nur 75 Proc. zu setzen ist. Dieser große Wirkungsgrad verminderte sich auch um 2 bis 4 Proc., wenn die Umdrehungszahl 40 Proc. größer oder kleiner war als die angegebene. Es änderte sich der Wirkungsgrad nicht, wenn das Rad wenig oder tief (1 m) unter Wasser ging. Ebenso trat keine ansehnliche Veränderung des Wirkungsgrades ein, wenn sich der Aufschlag im Verhältnisse 3:5 veränderte. Auch verminderte sich der Wirkungsgrad mit der Höhe des Schützenstandes, so daß z. B. bei 0,5 m Schützenzug und bei der vortheilhaftesten Umdrehungszahl (58) der Wirkungsgrad nur 0,373 ausfiel. Uebrigens stellte Morin noch besondere Versuche über das Verhältniß  $\frac{v}{\sqrt{2gh}}$  an und fand, ganz der Theorie entsprechend, daß dieses Verhältniß mit  $v$  (wegen Einflusses der Centrifugalkraft) wächst, dagegen abnimmt, wenn der Schützenstand ein größerer wird.

Kedtenbacher theilt in seiner Schrift „Ueber die Theorie und den Bau der Turbinen und Ventilatoren“ noch die Resultate der an einer Fourneyron'schen Turbine zu Sieben in der Schweiz angestellten Versuche mit. Diese Turbine hatte folgende Dimensionen und Verhältnisse:  $r_c = 0,938$  m,  $r_a = 1,128$  m;  $h = 1$  m; die Radhöhe  $b = 0,254$  m;  $Q = 0,3$  cbm;  $\alpha = 12^\circ$ ,  $\beta = 45^\circ$ ,  $\delta = 10^\circ$  u. s. w. Die Hauptergebnisse der Versuche mit diesem Rade waren folgende: Beim Schützenzuge  $e = 0,1$  m war die vortheilhafteste Umdrehungszahl 17,5 und der entsprechende größte Wirkungsgrad  $\eta = 0,464$ ; war der Schützenzug  $e = 0,2$  m, so trat der größte Wirkungsgrad  $\eta = 0,646$  bei 21,1 Umdrehungen pr.

Minute ein; und betrug der Schützenzug  $e = 0,245$  m, so fiel, bei 20,6 Umdrehungen, der Maximalwirkungsgrad nur 0,640 aus. Diese verhältnißmäßig sehr kleinen Wirkungsgrade mißt Redtenbacher wohl mit Recht der zu großen Krümmung der Radschaufeln bei. Uebrigens ging die Turbine in freier Luft um.

Außer anderen interessanten Folgerungen, welche Redtenbacher aus den Wirkungen und den Verhältnissen der bekannten Fourneyron'schen Turbinen zieht, möge besonders die hervorgehoben werden, daß ein solches Rad bei der Maximalleistung und bei völlig aufgezogener Schütze halb so viel Umdrehungen macht, als wenn es ganz leer, d. i. ohne Arbeit zu verrichten, umläuft.

Die Versuche, welche Combes an seinen Reactionsrädern mit und ohne Leiterschaukelapparat angestellt hat, führen ebenfalls auf kleinere Wirkungsgrade. An einem Modellrade ohne Leiterschaukeln von 0,14 m äußerem Durchmesser und mit 25 Schaufeln betrug im günstigsten Falle, bei 335 Umdrehungen pr. Minute, 0,48 m Gefälle und 285 Liter Aufschlag pr. Minute, der Wirkungsgrad nur 0,511. Bei einem Modellrade von derselben Größe, mit 20 Leiterschaukeln und 30 Radschaufeln und mit den Winkelgrößen  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$  hat sich höchstens, und zwar bei 0,81 m Druckhöhe, 199 Umdrehungen pr. Minute und 372 Liter Aufschlag pr. Minute, der Wirkungsgrad  $\eta = 0,566$  herausgestellt. An einem Rade im Großen, welches zur Bewegung von Pumpen in Paris diente, wurde der Wirkungsgrad ebenfalls nur 0,53 gefunden. Dieses Rad hatte einen äußern Durchmesser von 0,97 m, eine Höhe von 0,16 m, ein Gefälle von 0,91 bis 1,83 m und einen Aufschlag zwischen 400 und 85 Liter pr. Secunde. Die Zahl der Radschaufeln betrug 36, während die Leiterschaukeln ganz fehlten und die Zahl der Umdrehungen pr. Minute war bei der Maximalleistung von 117,75 mkg gleich 75.

Ausführliche Versuche mit zwei Fourneyron'schen Turbinen sind auch noch von Morris in Delaware angestellt worden. S. Journal of the Franklin Institute. Dec. 1843, auch polytechn. Centralblatt 1844, Heft X. Das erste der beiden Versuchsräder hatte  $4\frac{2}{3}$  Fuß (1,465 m) äußern Durchmesser und 8 Zoll (0,209 m) Höhe, sein Gefälle betrug circa 6 Fuß (1,88 m) und sein Aufschlag im Mittel 1700 Cubiffuß (52,5 cbm) pr. Minute. Der größte Wirkungsgrad von 0,7 stellte sich bei dem größten Schützenzuge von 6 Zoll (0,157 m) und bei 52 Umdrehungen oder einer innern Radgeschwindigkeit  $v_1 = 0,46 \sqrt{2gh}$  heraus. Uebrigens aber war für  $v_1 = 0,5 \sqrt{2gh}$  bis  $0,9 \sqrt{2gh}$ ,  $\eta$  nur zwischen den Grenzen 0,64 und 0,70 veränderlich. Das zweite Rad hatte 4 Fuß 5 Zoll (1,303 m) äußern Durchmesser, 6 Zoll (0,157 m) Höhe, circa  $4\frac{1}{2}$  Fuß (1,413 m) Gefälle und

14 Cubikfuß (0,433 cbm) Aufschlag pr. Secunde. Es ging unter Wasser und gab bei  $4\frac{1}{2}$  Zoll (0,118 m) Schützenzug folgende Leistungen. War  $v_1 = 25$  bis 30 Proc. von  $\sqrt{2gh}$ , so ergab sich  $\eta = 0,63$ ; war  $v_1 = 40$  bis 50 Proc. von  $\sqrt{2gh}$ , so stellt sich  $\eta = 0,71$  heraus, bei

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = 0,45 \text{ oder } n = 49,$$

bekam man die Maximalleistung, nämlich  $\eta = 0,75$ , bei

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gh}} = 0,5 \text{ bis } 0,7, \text{ fiel } \eta = 0,60 \text{ aus.}$$

Anmerkung. Andere Versuche mit einer Stagenturbine sind von Marozeau angestellt worden. Dieselben gaben einen mittlern Wirkungsgrad von 0,6. Siehe polytechn. Centralblatt, Jahrg. 1848, oder Bulletin de Mulhouse, 1846, Nr. 101. Auch sind vom Herrn Capitän M. Ordinaire de Lacolange Versuche an einer Fourneyron'schen Turbine angestellt worden. S. „Civilingénieur“, Bd. III. 1857. Herr Lacolange hat diese Versuche in einer besondern Schrift veröffentlicht unter dem Titel: *Théorie de la turbine Fourneyron d'après M. Weisbach etc., suivie d'expériences etc.* Bordeaux 1856.

Ueber die Leistungen der Turbinen von Fontaine und von Fonval hat man sehr zuverlässige Versuche angestellt (s. Comptes rendus de l'Académie des Sciences à Paris, Bd. XXII und XXIII, 1846, oder polytechn. Centralblatt, Bd. VIII, 1846). Versuche mit der Fontaine'schen Turbine sind auch schon früher von den Civilingenieuren Alcan und Grouvelle ausgeführt worden (s. Bulletin de la Société d'encouragement, Bd. XLIV oder polytechn. Centralblatt, Bd. VI). Diese Versuche führen darauf, daß auch bei den Fontaine'schen Turbinen (wie bei den Fourneyron'schen) der größte Wirkungsgrad bei dem höchsten Schützenstande eintritt, und daß die Leistung bei veränderter Druckhöhe weniger abnimmt als bei verändertem Aufschlagquantum. Die Turbine zu Badenev bei Chalons sur Marne, deren Leistung von Alcan und Grouvelle ermittelt wurde, hatte 1,6 m äußern Durchmesser und 0,12 m Höhe, das Gefälle derselben betrug circa 1,7 m, ihr Aufschlagquantum 420 Liter und ihre Nutzleistung circa 8 Pferdekkräfte. Als Hauptresultat dieser Versuche hat sich herausgestellt, daß bei einer Umdrehungszahl  $n$  von 30 bis 50 der mittlere Wirkungsgrad 0,67 war. Eine, allerdings schon mehrere Jahre im Gange befindliche Fourneyron'sche Turbine gab fast unter denselben Verhältnissen  $\eta$  nur = 0,60.

Morin stellte seine Versuche an einer in der Pulvermühle zu Vouhet befindlichen Turbine an. Das Versuchsrad hatte 1,2 m mittlern Durchmesser und 0,25 m Weite, es war mit 24 Leit- und 48 Radschaukeln aus-

gerüstet und hatte circa  $1\frac{1}{2}$  m Gefälle bei 0,25 obm Aufschlag. Es wurden an demselben Versuche bei 2, 3 und 4 cm Schützenzug angestellt und folgende Hauptresultate erlangt. War die Schütze ganz aufgezo- gen und die Zahl der Umdrehungen pr. Minute = 45, so fiel der Wirkungsgrad am größten, und zwar 0,69 bis 0,70 aus, bei niedrigeren Schützenstellungen aber, wo der Aufschlag um  $\frac{1}{4}$  kleiner war, ergab sich  $\eta = 0,57$ . Der Wirkungsgrad veränderte sich mit der Geschwindigkeit des Rades nur wenig; denn bei 35 Umdrehungen war er noch 0,64 und bei 55 noch 0,66. Es hat sich überhaupt und namentlich auch noch bei einigen mit 1 m Gefälle angestellten Versuchen ergeben, daß die Abweichung von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit  $\frac{1}{4}$  derselben betragen kann, ohne daß der Wirkungsgrad über 4 bis 6 Proc. kleiner wird. Ueberdies ergab sich, daß die größte Kraft, bei welcher das Rad anfang, unregelmäßig zu gehen, beinahe  $1\frac{1}{2}$  mal so groß war, als die bei der Maximalleistung ausgeübte Kraft. Bei den Versuchen ging das Rad wenige Centimeter unter Wasser. Aus diesen Resultaten läßt sich entnehmen, daß die Turbine von Fontaine den vorzüglichsten hydraulischen Kraftmaschinen beizuzählen ist.

Die Versuche über die Leistungen der Fonval'schen Turbinen sind nicht minder günstig ausgefallen, als die der Fontaine'schen Turbinen. Die Patentinhaber der Fonval'schen Turbine, Andrée Köchlin u. Comp., haben die Ergebnisse der Versuche an zwei Rädern aus ihrer Werkstatt im Bulletin de la Société industr. de Mulhouse, 1845 (s. Dingler's polytechn. Journal, Bd. 94, 1844) bekannt gemacht; wir theilen hiervon jedoch nur Folgendes mit. Eine Turbine von 0,95 m Durchmesser, 0,20 m Höhe, welche sich 0,80 m unter dem Spiegel des Oberwassers befand, übrigens aber ein Gefälle von 1,7 m und einen Aufschlag von 550 Litern pr. Secunde benutzte, gab bei 73 bis 95 Umdrehungen pr. Minute 0,75 bis 0,90 Wirkungsgrade. Mit Recht hält Morin diese Werthe für zu groß, und glaubt an denselben wegen einer unrichtigen Bestimmung der Aufschlagsmengen Correctionen anbringen zu müssen, welche dieselben auf 0,63 bis 0,71 zurückführen.

Morin selbst machte Versuche an einer Turbine von 0,810 m äußerem Durchmesser, 0,120 m innerer Weite und 18 Schaufeln, welche bei 1,7 m Gefälle mit 200 bis 300 Liter Aufschlag pr. Secunde arbeitete. Im Ganzen gelangte Morin zu folgenden Resultaten: im Normalzustande, bei ungehindertem Ein- und Austritte des Wassers, war die Umdrehungszahl des Rades pr. Minute circa 90 und der Wirkungsgrad 0,72. Wurden Verengungsstücke auf das Rad aufgesetzt, so fiel der Wirkungsgrad nur dann viel kleiner (0,63) aus, wenn dieselben den Querschnitt der Eintrittsmündungen in das Rad bedeutend verengten. Der Wirkungsgrad veränderte sich nicht ansehnlich, wenn die Geschwindigkeit um  $\frac{1}{4}$  größer oder kleiner

war, als bei dem Normalumgange des Rades. Durch das Tieferstellen der Schütze wurde der Wirkungsgrad ansehnlich kleiner, woraus folgt, daß dieselbe ein sehr unvollkommener Regulator des Rades ist. Wurde z. B. durch die Schütze der Querschnitt des abfließenden Wassers auf 0,4 des Werthes beim Normalzustande zurückgeführt, so ergab sich  $\eta$  höchstens = 0,625.

Auch Redtenbacher theilt einige Versuche an einer Fonval'schen Turbine mit und findet den höchsten Wirkungsgrad bei völlig geöffneter Schütze und ohne Bedeckung des Rades durch Blechsectoren zu 0,62. Zugleich hat er, wie bei den Fourneyron'schen Turbinen, gefunden, daß das Rad leer ungefähr zweimal so viel Umdrehungen macht, als im Normalzustande bei Verrichtung der Maximalleistung.

Ausgedehnte Versuche über die Wirkung dreier Köchlin-Fonval'schen Turbinen sind von den Herren Hülffe, Bornemann und Brückmann in Vereinigung mit dem Verfasser in der Fischer'schen Papierfabrik zu Baugen angestellt und von Herrn Brückmann im polytechn. Centralblatt, 1849, Lieferung Nr. 17, beschrieben worden.

Das größere dieser Räder hatte einen äußern Durchmesser von 1,4 m und eine Radweite von  $\frac{1}{6} \cdot 1,4 = 0,233$  m; sein Kranz lag ungefähr 2,3 m unter dem Oberwasserspiegel, während das ganze Gefälle im Mittel 4,28 m betrug. Die Anzahl der Radschaufeln war 18, und die der Leitschaufeln 24. Die Versuche mit einem unmittelbar auf die Turbinenwelle aufgesetzten Bremsdynamometer gaben bei dem Aufschlag von 0,672 cbm pr. Secunde und bei 80 bis 100 Umdrehungen pr. Minute, eine Leistung von circa 2115 mkg, welche dem Wirkungsgrade 0,745 entspricht. Da die Reibung des 850 kg schweren Rades auf der Basis des 8,98 cm starken Zapfens noch 234 mkg Arbeit verzehrte, so ist die Leistung des Wassers im Rade 2349 mkg, während das Arbeitsvermögen des Wassers 672  $\cdot$  4,28 = 2876 mkg betrug, und daher der hydraulische Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta_2 = \frac{2349}{2876} = 0,815.$$

Das mittlere Rad hatte 0,963 m äußern und  $\frac{2}{3} \cdot 0,963 = 0,642$  m innern Durchmesser, und die Schaufelzahl desselben betrug 18, dagegen die des Leitschaufelapparates 20. Die dynamometrischen Versuche an diesem Rade gaben bei einem Gefälle von 4,42 m, einem Aufschlag von 0,370 cbm pr. Secunde und bei einer Umdrehungszahl von 115 bis 145 eine effective Leistung von 1289 mkg, daher hiernach einen Wirkungsgrad von  $\frac{1289}{1635} = 0,8$ , der nach Hinzurechnung der Reibung des 493 kg schweren Rades auf der 7,62 cm breiten Zapfenbasis, einem hydraulischen Wirkungsgrade von 0,82 entspricht.

Das kleine Rad endlich hatte 0,612 m äußern und 0,393 m innern Durchmesser, und seine Schaufelanzahl betrug, wie die des Zuleitungsapparates, nur 12. Es lag dasselbe nur 1,4 m unter dem Oberwasserspiegel, während das ganze Gefälle 4,513 m maß. Bei 0,197 cbm Aufschlag pr. Secunde und einer Umdrehungszahl von 180 bis 220 pr. Minute gab dieses Rad noch den Wirkungsgrad 0,70, welcher durch Hinzurechnen der Reibung des 229 kg schweren Rades an der Basis seines 6,35 cm dicken Zapfens einen hydraulischen Wirkungsgrad von 0,715 liefert.

Nicht minder günstig sind die Ergebnisse der dynamometrischen Versuche ausgefallen, welche Herr Brückmann an einer Köchlin-Fonval'schen Turbine in der Spinnerei des Herrn Mattausch zu Franzensthal in Böhmen angestellt, und welche derselbe ebenfalls im polytechn. Centralblatt, und zwar im Jahrgang 1849, Lieferung 22, veröffentlicht hat. Diese Maschine ist, wie auch die vorigen, aus der Fabrik von Escher, Wyß und Comp. in Zürich hervorgegangen. Das Rad hatte 20 Schaufeln, einen äußern Durchmesser von 4 Fuß  $6\frac{1}{2}$  Zoll engl. (1,385 m) und einen Schaufelkranz von 9 Zoll (0,229 m) Höhe und  $9\frac{1}{4}$  Zoll (0,235 m) Breite. Der sich nach oben etwas erweiternde Leit-schau-felapparat hatte nur 15 Schaufeln und seine Höhe betrug ebenfalls 9 Zoll. Die Kranzfläche des Rades lag 1,4 m unter dem Oberwasserspiegel, das ganze Gefälle betrug 3 bis 3,1 m und der Aufschlag 0,966 bis 1,22 cbm pr. Secunde. Statt einer Regulirungsklappe war eine bei den Versuchen stets offene Perspectivschütze am Fuße der Saugröhre angebracht, außerdem waren auch noch Deckel vorhanden, wodurch mehrere Einmündungen des Leit-schau-felapparates sich schließen ließen. Die Versuche des Herrn Brückmann haben auf Folgendes geführt. Bei völlig geöffnetem Leit-schau-felapparat und 81 bis 91 Umdrehungen des Rades pr. Minute war die Leistung dieser Turbine 38 Pferdekräfte, welchen der Wirkungsgrad 0,78 entspricht; waren aber drei von den 15 Leit-schau-felcanälen bedeckt, so sank der Wirkungsgrad auf 0,75, und waren fünf dieser Canäle bedeckt, so fiel der Wirkungsgrad gar auf 0,65.

Gründliche dynamometrische Versuche an einer Fontaine'schen Turbine mit zwei Abtheilungen, hervorgegangen aus der rühmlichst bekannten Fabrik von Escher, Wyß und Comp. in Zürich, sind 1852 von den Herren Professoren Hülße und Brückmann angestellt worden. Die geprüfte Turbine war eine Umtriebsmaschine in der Papierfabrik des Herrn Grimm & Co. zu Doberstau bei Baugen. Das Gefälle derselben betrug  $16\frac{1}{2}$  Fuß engl. (5,029 m) und das normale Aufschlagquantum  $16\frac{3}{4}$  Cubikfuß (0,474 cbm) pr. Secunde. Das Aufschlagwasser trat aus dem Aufschlaggraben zuerst in einen Einfallkasten von ungefähr 2,15 m Seitenlänge und 2,5 m Tiefe, und von da in ein Einfallrohr aus Eisenblech von 1,42 m Weite; das letztere führte es in den unten anstoßenden, aus zwei concentrischen Schaufel-

kränzen bestehenden Leitschaufelapparat, und aus diesem strömte es in einer schrägen Richtung in das unmittelbar darunter stehende zweitheilige Turbinenrad. Der Unterwasserspiegel schwankte zwischen dem Niveau der obern und dem der untern Grundfläche des Leitschaufelapparates; es ist folglich diese Maschine eine unter Wasser gehende Fontaine'sche Turbine. Der mittlere Durchmesser der äußern Radabtheilung betrug 3 Fuß 10<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Zoll (1,175 m) und die Weite derselben 2,9 Zoll (74 mm), ferner maß der mittlere Durchmesser der innern Radabtheilung 3 Fuß 0,85 Zoll (0,936 m) und die Weite derselben 4 Zoll (0,102 m). Die Höhe des Rades betrug 6<sup>1</sup>/<sub>2</sub> Zoll (0,165 m), der Abstand des Rades vom Leitschaufelapparate <sup>1</sup>/<sub>4</sub> Zoll (6 mm) und die Dicke des gußeisernen Zwischenkranzes 1<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Zoll (32 mm). Die Höhe der Leitschaufelringe maß 6,1 Zoll (0,155 m), die obere Weite des äußern Ringes 4<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Zoll (0,108 m), und die untere 5<sup>3</sup>/<sub>4</sub> Zoll (0,146 m). Die Anzahl der Schaufeln des Rades und des Leitschaufelapparates war 24. Die Regulirung der Beaufschlagung der Maschine konnte in der Art erfolgen, daß

1. beide Radabtheilungen vollständig geöffnet,
2. nur die äußere Radabtheilung vollständig geöffnet,
3. die äußere vollständig geöffnet und die innere Abtheilung theilweise geschlossen blieb.

Zum Verschließen des innern Leitschaufelringes dienten eiserne Deckel in Gestalt von Ringstücken. Je zwei dieser Deckel lagen einander gegenüber, und deckten entweder je eine, je zwei, je drei oder je vier Zellen des Leitschaufelapparates.

Die Turbinenwelle hatte einen Durchmesser von 6 Zoll (0,154 m) und ein Gewicht von 1482 Pfund Zollgewicht; sie enthielt unten eine messingene Spurplatte, womit sie auf einem oben abgerundeten feststehenden Gußstahlpapfen von 3<sup>1</sup>/<sub>2</sub> Zoll (88 mm) Durchmesser lief.

Die Umdrehungskraft wurde durch ein Bremsdynamometer von 6<sup>1</sup>/<sub>3</sub> Fuß (1,930 m) Armlänge, und die Aufschlagmenge durch einen Ueberfall von 8 Fuß (2,438 m) Breite gemessen. Die Ergebnisse der an dieser Turbine angestellten Versuche sind, kurz zusammengefaßt, folgende:

1. Bei Beaufschlagung der äußern Radabtheilung war das mittlere Gefälle:

$$h = 4,93 \text{ m,}$$

das mittlere Aufschlagquantum:

$$Q = 0,255 \text{ cm,}$$

die Umdrehungszahl pr. Minute:

$$n = 60 \text{ bis } 82$$

und der Wirkungsgrad:

$$\eta = 0,573 \text{ bis } 0,613.$$

2. Bei vollständiger Beaufschlagung von beiden Radabtheilungen war

$$\begin{array}{ll} h = 4,45 \text{ m,} & Q = 0,485 \text{ cbm,} \\ n = 76, & \eta = 0,652, \\ n = 103, & \eta = 0,755, \\ n = 119, & \eta = 0,713. \end{array}$$

3. Beim Verschuß von der Hälfte (12 Zellen) des innern Leitschaukelapparates:

$$\begin{array}{ll} h = 4,51 \text{ m,} & Q = 0,359 \text{ cbm,} \\ n = 69,5, & \eta = 0,649, \\ n = 86, & \eta = 0,677, \\ n = 100,3, & \eta = 0,657. \end{array}$$

4. Beim Verschuß von Dreiviertel (18 Zellen) des innern Leitschaukelapparates:

$$\begin{array}{ll} h = 4,57 \text{ m,} & Q = 0,300 \text{ cbm,} \\ n = 57 \text{ bis } 87\frac{1}{2}, & \eta = 0,576 \text{ bis } 0,640. \end{array}$$

Wie auch aus theoretischen Gründen folgt, ist der Wirkungsgrad der Turbine bei vollständiger Beaufschlagung beider Radabtheilungen ein Maximum, und es fällt derselbe um so kleiner aus, je mehr Zellen des innern Leitschaukelapparates bedeckt sind (s. polytechnisches Centralblatt, Jahrgang 1852, Lieferung 14).

Versuche über die Fontaine'schen Turbinen mit Hydropneumatisation u. s. w. nach Girard, sind an einem solchen Rade in der Papierfabrik zu Egreville von den Herren Girard, Dufay, Callon u. s. w. im Jahre 1851 angestellt worden (s. Comptes rendus etc. de l'Académie des Sciences à Paris, Bd. 33). Diesen Versuchen zufolge hat eine solche Turbine bei einem Gefälle  $h = 1,65$  bis  $1,69$  m, einem Aufschlagquantum  $Q = 1,75$  bis  $2,22$  cbm pr. Secunde, einer Umdrehungszahl  $n = 20$  bis  $24$  und einer Nutzleistung von  $27$  bis  $38$  Pferdekraften einen Wirkungsgrad von  $0,69$  bis  $0,76$ . Spätere Versuche an einer solchen Turbine in der Spinnerei zu Haudrech, wo  $h = 1,66$  bis  $1,78$  m,  $Q = 0,54$  bis  $1,09$  cbm und  $n = 23$  bis  $27$  war, gaben  $\eta = 0,70$  bis  $0,84$ , oder im Mittel  $\eta = 0,75$  (s. Le Génie industrielle, Mars 1855).

Versuche, welche im Conservatoire des arts et métiers zu Paris mit einer kleinen Turbine derselben Art angestellt worden sind, haben auf den Wirkungsgrad  $\eta = 0,61$  bis  $0,76$  geführt (s. Le Génie industrielle, Bd. XII, 1856).

Ueber neuere Versuche an Girard-Turbinen kann eine Abhandlung von Hänel\*) nachgelesen werden, wonach die von Zeuner an zwei solchen

\*) Civil-Ingenieur, 1878, Heft 2 u. 3, und Ztschr. d. V. d. Ing., 1879, Heft 4.

## Vergleichung der Turbinen mit anderen Wasserrädern. §. 141.

Wir haben nun noch die Vorzüge und Mängel der Turbinen gegen die verticalen Wasserräder aufzuzählen und gegen einander abzuwägen.

Die Turbinen besitzen zuerst insofern einen großen Vorzug vor den verticalen Wasserrädern, als sie sich fast bei allen Gefällen von 0,3 bis 150 m anwenden lassen, während die verticalen Wasserräder höchstens eine Wasserkraft von etwa 16 m Gefälle aufzunehmen vermögen, da sie sonst zu groß ausfallen und zu schwierig auszuführen sind. Allerdings sind aber bei verschiedenen Gefällen die Wirkungsgrade der Turbinen verschieden, namentlich fallen dieselben bei kleinen Rädern und hohen Gefällen kleiner aus als bei mittleren und kleinen Gefällen, weil hier die Nebenhindernisse verhältnißmäßig größer sind als bei größeren Rädern mit mittleren Gefällen. Auf der andern Seite läßt sich bei hohen Gefällen von 6 bis 15 m von oberflächlichen Wasserrädern ein Wirkungsgrad erzielen, der von Turbinen nicht erlangt werden kann. Nur bei mittleren Gefällen von 3 bis 6 m kann man von beiden Rädern eine und dieselbe Leistung erwarten; sind aber die Gefälle klein, so geben die Turbinen in jedem Falle eine größere Nutzleistung, als die an deren Stelle gesetzten unterschlächtigen Wasserräder. Die Ponceleträder sind höchstens bei Gefällen von 1 bis 2 m den Turbinen an die Seite zu stellen. Die Turbinen haben vor den verticalen Wasserrädern noch den großen Vorzug, daß sie bei verschiedenen Gefällen fast mit gleichem Wirkungsgrade arbeiten, und daß sie besonders durch Stauwasser in ihrem Gange nicht gestört werden, da sie unter Wasser fast mit demselben Vortheile, ja in gewissen Fällen noch mit mehr Nutzen arbeiten, als in freier Luft. Verticale Wasserräder verlieren zwar stets an ihrem Wirkungsgrade, wenn sich ihr Gefälle verändert, jedoch nur dann beträchtlich, wenn die Gefälle selbst klein sind, oder gar ein Waten des Rades im Wasser eintritt. Auf der andern Seite verursachen aber Veränderungen im Aufschlagquantum bei verticalen Wasserrädern weit weniger Arbeitsverlust, als bei den horizontalen Wasserrädern. Dieses Verhältniß gereicht den ersteren Rädern in ökonomisch-hydraulischer Beziehung zum großen Vortheile. Um die Leistung eines vorher im Normalgange befindlichen verticalen Wasserrades, zumal eines solchen, in welchem das Wasser hauptsächlich durch den Druck wirkt, nach Bedürfniß zu erhöhen, kann man auf dasselbe eine größere Wassermenge aufschlagen, und um die Leistung eines solchen Rades zu vermindern, braucht man nur demselben weniger Wasser zu geben; in beiden Fällen wird der Wirkungsgrad nicht namhaft kleiner oder größer. Ganz anders ist aber das Verhältniß in diesem Falle bei einer Reactionsturbinen. Der vortheilhafteste Gang einer solchen findet bei völlig geöffneter Schlitze und also auch bei dem größten Aufschlagquantum statt; wenn nun ein kleineres Arbeitsquantum gefordert, daher auch ein kleineres Wasserquantum

verbraucht und zu diesem Zwecke die Schütze tiefer gestellt wird, so vermindert man, wie schon in §. 131 angeführt wurde, die Leistung nur zum Theil durch Verminderung des Aufschlages, zum Theil aber durch Töden der lebendigen Kraft des Wassers oder durch Schwächen des Wasserdruckes, und zieht dadurch den Wirkungsgrad herab. Dieses Krafttöden ist mit dem Bremsen oder Hemmen eines Wagens zu vergleichen, welches beim Bergabfahren, wo ein Uberschuß an lebendiger Kraft vorhanden ist, vorgenommen wird. Während man also bei einem verticalen Wasserrade durch Niederlassen der Schütze nur alles überflüssige Wasser vom Rade absperrt und dieses nach Befinden noch zu anderen Zwecken gebrauchen kann, wird bei den Reactionsturbinen dadurch nur ein Theil des überflüssigen Wassers abgesperrt, das Arbeitsvermögen des andern Theiles aber im Rade theilweise vernichtet.

Dieses Verhalten und die Schwierigkeit, für Reactionsturbinen eine geeignete Schützenvorrichtung zu construiren, welche frei von dem gedachten Uebelstande ist, haben vielfach zu der Regel geführt, „man solle Turbinen nicht anwenden, wo das Wasserquantum sehr veränderlich ist“. Diese Vorschrift kann aber aus den in §. 131 erörterten Gründen nur für Reactionsräder gelten, dagegen ist bei den Druckturbinen, wenn dieselben nicht unter Wasser gehen, und daher die Radcanäle vom durchfließenden Wasser nicht ausgefüllt werden, dieses Leistungsverhältniß günstiger; da hier bei jeder Schützenstellung das Wasser ohne einen Wirbel zu bilden durch die Radcanäle strömt. In der That hat man auch in der neueren Zeit viele vorzügliche Turbinen ausgeführt, in denen das Wasser vornehmlich durch Action wirkt, insbesondere solche nach dem Girard'schen System oder solche, die mit Rückschaukeln versehen sind und deren Wirkungsgrad bei partieller Beaufschlagung nur unbedeutend kleiner ausfällt als bei voller Eröffnung.

In Hinsicht auf Veränderlichkeit in der Umdrehungsgeschwindigkeit findet eine große Differenz zwischen den horizontalen und verticalen Wasserrädern nicht statt, bei beiden kann sich die Normalgeschwindigkeit ungefähr um den vierten Theil ihres Werthes vergrößern oder verkleinern, ohne daß die Leistung sich bedeutend vermindert. Was aber die Größe dieser Geschwindigkeit selbst anlangt, so stellt sich allerdings ein großer Unterschied heraus. Mit Ausnahme der unterschlächtigen Räder und namentlich der Ponceleträder gehen alle verticalen Wasserräder meist nur mit Umdrehungsgeschwindigkeiten von 1,2 bis 3 m um, die Turbinen hingegen haben vom Gefälle abhängige, sehr verschiedene und meist weit größere Umlaufgeschwindigkeiten. Aus diesem Grunde und da überdies noch die Turbinen kleinere Halbmesser haben als die verticalen Wasserräder, machen sie denn auch in der Regel viel mehr Umdrehungen als diese Räder. Je nachdem nun die Arbeitsmaschine eine große oder eine kleine Umdrehungszahl, d. i. einen schnellen oder einen langsamen Gang erfordert, wird sich daher auch eine Turbine oder ein verticales

Wasserrad mehr zu ihrer Bewegung eignen. Da es nach dem in Thl. III, 1, über Transmissionen Angeführten vortheilhaft ist, die Hauptbetriebswellen von Fabriken schnell laufen und etwa 100 bis 150 Umdrehungen pr. Minute machen zu lassen, so kann dieser Umstand in sehr vielen Fällen zu Gunsten der Turbinen angeführt werden, welche meist wegen ihrer größern Umdrehungszahl keine oder nur wenig Zwischentransmissionen erforderlich machen. Dagegen zwingen die verticalen Räder, welche meist nur 4 bis 8 Umdrehungen pr. Minute machen, zur Anwendung schwerfälliger Zahnradvorgelege, deren Reibungswiderstände meistens den Mehrbetrag an Arbeit reichlich aufzehren, welchen man etwa durch einen um einige Procente höhern Wirkungsgrad des verticalen Wasserrades erreicht.

Ist die Last einer Maschine veränderlich, wie z. B. bei einem Hammerwerke oder Walzwerke u. s. w., so ist die Anwendung eines verticalen Rades ebenfalls vorzuziehen, denn dasselbe wirkt durch seine größere Masse, obgleich es langsamer umläuft, mehr als Regulator als eine Turbine, bei deren Anwendung nicht selten noch ein Schwungrad zur Ausgleichung der veränderlichen Bewegung nöthig ist. Bei constanter Last ist aber den Turbinen ein Vorzug in dieser Beziehung einzuräumen, weil verticale Wasserräder, namentlich wenn sie von Holz sind, oft ein sogenanntes schweres Viertel haben, d. h. gleiche Theile ihres Umfanges nicht gleich schwer sind.

In ökonomischer Beziehung sind die Turbinen den verticalen Wasserrädern wenigstens an die Seite zu stellen, bei hohen Gefällen aber und selbst bei mittleren Gefällen und einem großen Aufschlagquantum, sind dieselben sogar wegen ihrer Wohlfeilheit den verticalen Rädern vorzuziehen. Selbst in Hinsicht der Dauerhaftigkeit ist den Turbinen der Vorzug vor den verticalen Wasserrädern einzuräumen.

Die Größe der durch ein Rad nutzbar zu machenden Leistung liegt bei den Turbinen ebenfalls zwischen viel weiteren Grenzen, als bei den verticalen Wasserrädern. Während man durch ein solches wohl kaum jemals mehr als 100 Pferdekraft ausgeübt hat, ist in Wiebe's Skizzenheft, Heft 111, ein Beispiel angeführt, woselbst zwei Turbinen von je 500 Pferdekraft aufgestellt sind, während andererseits die in Fig. 295 dargestellten Strahl-turbinen als wahre Liliputrädchen zur Ausübung selbst der kleinsten Leistungen geeignet sind.

Schließlich ist nicht außer Acht zu lassen, daß Turbinen ein reines Wasser zu ihrer Beaufschlagung erfordern, und daß deren Leistung durch zugeführten Sand, Schlamm, Moos, Kräuter, Blätter, Eisstücke, Baumzweige u. s. w. außerordentlich herabgezogen werden kann, was bei den verticalen Wasserrädern nicht zu befürchten ist. Endlich kommt noch in Betracht, daß die Turbinen, und namentlich die Leitschaufelturbinen, schwieriger zu construiren sind, als die verticalen Wasserräder, und daß Abweichungen von den mathe-

matischen Regeln ihrer Construction bei den Turbinen von viel nachtheiligeren Folgen sind, als bei den verticalen Wasserrädern. Deshalb sind denn auch früher so viele Turbinenanlagen mißlungen, und es haben die Turbinen noch nicht diejenige Verbreitung erhalten, die sie verdienen.

Schlußanmerkung. Die Turbinenliteratur hat erst in der neueren Zeit eine größere Ausdehnung erhalten. Da wir im Laufe des Vortrages schon eine große Anzahl von Abhandlungen angeführt haben, so wollen wir im Folgenden nur die vorzüglichsten, namentlich aber die Originalschriften über Reactionsturbinen aufführen. Die erste Abhandlung über die Fourneyron'sche Turbine findet sich im Bulletin de la Société d'encouragement, Jahrgang 1834, deutsch in Dingler's polytechnischem Journal, Bd. LIII. Nach dieser Zeit hat Morin Versuche angestellt und deren Ergebnisse in der Schrift: *Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines*, Metz et Paris 1838, bekannt gemacht, und es erschien auch die erste gründliche Theorie dieser Räder von Poncelet in den Comptes rendus des séances de l'Acad. de Paris, unter dem Titel: *Théorie des effets mécaniques de la Turbine-Fourneyron*, Paris 1838. In der zweiten Ausgabe von d'Aubuisson's Hydraulik sind diese Räder kurz und ohne besondere Ansichten abgehandelt. Das Werk von Combes: *Recherches théorétiques et expérimentales sur les roues à réaction ou à tuyaux*, Paris 1843, ist zwar keineswegs umfassend, jedoch insofern sehr beachtungswerth, als man hier zum ersten Male die hydraulischen Nebenhindernisse bei der Entwicklung berücksichtigt findet, was Poncelet und auch Redtenbacher nicht gethan haben. Das Werk von dem zuletzt genannten Schriftsteller: *Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren*, Mannheim 1844, ist vorzüglich nach Poncelet's Theorie bearbeitet, übrigens aber die vollständigste und vorzüglichste Schrift über diesen Gegenstand. Ueber die neueren Turbinen giebt es noch folgende beachtungswerthe Abhandlungen: *Rapport sur un Mémoire de M. M. A. Koechlin, concernant une nouvelle turbine (Jonval) construite dans leurs ateliers, par Poncelet, Piobert et Morin*, ferner: *Note sur la théorie de la turbine de Koechlin*, par Morin, und *Note sur l'application de la théorie du mouvement des fluides aux expériences de M. Marozeau*, par Morin, im XXII. Bande (1846) der Comptes rendus etc. etc. Einen Auszug hiervon findet man im polytechnischen Centralblatte, Bd. VIII, 1846. Ferner: *Expériences et note sur la turbine de M. Fontaine-Baron*, par Morin im XXIII. Bande (1846) der Comptes rendus etc. etc.; deutsch im Auszuge ebenfalls im polytechnischen Centralblatte, Bd. VIII. In Betreff der Jonval'schen und Fontaine'schen Turbinen ist auch noch nachzusehen im Bulletin de la société d'encouragement, Jahrgang 43 und 44, Paris 1844 und 1845. Gute Zeichnungen nebst Beschreibung der Turbinen von Cadiat, Callon, Fourneyron und Gentilhomme findet man auch in Armengaud's *Publication industrielle*. Wegen Porro's Turbine ist nachzusehen im polytechnischen Centralblatte, Bd. VII, 1846. Die Einrichtung einer Regel'schen Turbine lernt man aus Dingler's Journal, Bd. XCV, und die einer Passot'schen Turbine aus demselben Journale, Bd. XCIV, kennen. Bourgeois' Schraubenrad (franz. turbine-hélice) ist eine Turbine mit schraubenförmigen Canälen (s. polytechnisches Centralblatt, Bd. I, 1847). Ebenso ist Plataret's

Schraubenturbine zu St. Mauz bei Paris im polytechnischen Centralblatte, 1849, beschrieben. Eigenthümlich sind die Turbinen von Thomson, nämlich das Patent Case Water Wheel und das Patent Suction Wheel. Beide Räder werden beschrieben im Mechanics Magazine, Januar 1851. Von den Turbinen von Girard u. s. w. handelt Le Génie industrielle, par Armengaud Frères, Tome XII und Tome XIII, 1856 und 1857. Siehe auch das Rotzblatt des Architekten- und Ingenieurvereins zu Hannover, Bd. III, 1853. Die Theorie der Fourneyron'schen Turbinen mit äußerer Beaufschlagung behandelt Herr Prof. Zeuner in Bd. II des Civilingenieurs. Graphische Tabellen über die wichtigsten Constructionselemente der Turbinen werden von Bornemann in Bd. IV des Civilingenieurs mitgetheilt. Die Turbinen von Francis u. s. w. behandelt die Schrift: Lowell Hydraulic Experiments etc. by James Francis, Boston 1855. Die Schrift über „die Turbinen oder horizontalen Wasserräder von Harzer, Weimar 1851“ ist in der Hauptsache eine Copie von der ersten Auflage des vorliegenden Werkes. Eine neuere Schrift ist Peter Rittinger's Theorie und Bau der Rohrturbinen, Prag 1861 und 1865. Eigenthümlich behandelt sind die Turbinen in Rankine's Manual of the Steam-Engine and other Prime Movers, London and Glasgow 1859. Ueber die Turbinen der Londoner Industrieausstellung 1862, insbesondere über Thomson's vortex water-wheel ist nachzulesen eine Abhandlung von Bernhard Lehmann in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. VII, 1863, Bd. II (1858); diese Zeitschrift enthält auch eine neue Theorie der horizontalen Wasserräder von R. R. Werner. Eine allgemeine Theorie der Schaufelconstruction für Turbinen theilt F. R. H. Wiebe in Civilingenieur, Bd. 5, mit. Auch giebt derselbe Autor eine „Allgemeine Theorie der Turbinen“ in Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen, 1866 und 1867. Die Arbeit von Gustav Schmidt in dem Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuche der Bergakademie zu Schönnitz, Leoben und Pribram, Bd. XI, Wien 1862, enthält einen Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorien von Redtenbacher, Weissbach, Rittinger. Ueber die Turbinen der Wiener Weltausstellung 1873 sind nachzulesen der Artikel von Reifner in Uhland's Praktischem Maschinenconstructeur, Jahrgang 1874 und der Bericht von Radinger über Motoren (Oesterreichischer Bericht). Von neueren Turbinenlehren sind ferner die folgenden anzuführen: Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Ztschr. deutscher Ing., 1869; C. Fink, Theorie und Construction der Turbinen, Verhandl. des Vereins zur Beförd. des Gewerbfl. in Preußen, 1877; v. Reich, die Gesetze des Turbinenbaues, 1877; Reifner, Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren. Eine klare Uebersicht enthält auch der Artikel „Turbinen“ von Grove in Prechtl's Technologischer Encyclopädie, Supplement. Der Arbeiten von B. Lehmann über Turbinen in der Ztschr. deutscher Ing., 1879 und 1881, ist schon oben mehrfach gedacht. Ein Aufsatz im Jahrgang 1879 derselben Zeitschrift von Fliegner: „Versuche zur Theorie der Reactionsturbinen“ enthält werthvolles Versuchsmaterial. Ausführliche Literaturangaben über Turbinen finden sich in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. 1.