Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1863

Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Jonval'schen Turbinen

urn:nbn:de:bsz:31-270981

Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Jonval'schen Turbinen.

Das Güteverhältniß $\frac{N_n}{N_a}$. Wenn es möglich wäre, den sämmtlichen Voraussetzungen, auf welchen die frühere Rechnung basirt war, so wie auch den durch die Rechnung selbst aufgefundenen Bedingungen des absolut besten Effektes zu entsprechen, müsste der Nutzeffekt einer Turbine gleich werden dem absoluten Effekt einer Wasserkraft. Allein dies ist niemals und ist insbesondere bei extravaganten Gefällen nie möglich, denn die Störungen könnten nur dann vermieden werden, wenn jedes Wasseratom in einem besonderen Kanalsystem durch die Maschine geführt werden könnte, und zwar ohne Reibung an den Kanalflächen. Der Nutzeffekt fällt daher stets kleiner aus, als der absolute Effekt, und es ist ganz unmöglich, das Verhältniss dieser Effekte mit voller Genauigkeit zu bestimmen, weil die mancherlei zufälligen Störungen nicht in Rechnung gebracht werden können. In dem grösseren Werke ist zwar eine genauere Berechnung dieses Effektverhältnisses aufgestellt; ganz verlässlich ist sie aber auch nicht. Für die Bestimmung der Dimensionen einer Turbine ist es genug, dieses Verhältniss annähernd zu kennen und in Rechnung zu bringen, und hierzu dienen die Messungen, welche mit gut ausgeführten *Jonval*'schen Turbinen vorgenommen wurden. Nach diesen Messungen darf man annehmen, dass eine gut ausgeführte Turbine wenigstens 65 Prozent und im günstigsten Fall 75 Prozent von dem absoluten Effekt der Wasserkraft nutzbringend macht. In den meisten Fällen darf man 70 Prozent in Rechnung bringen. Darf man also setzen:

$$\frac{N_n}{N_a} = 0{\cdot}7 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Die Wassermenge Q. Setzen wir in die Formel (1) fün N_a seinen Werth $\frac{1000\ Q\ H}{75}$, so findet man aus derselben:

$$Q = \frac{75}{700}\,\frac{N_n}{H} = 0{\cdot}107\,\frac{N_n}{H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nun kommt es darauf an, ob der Wasserlauf zu allen Zeiten eine Wassermenge liefert, die so gross ist, als diejenige, welche die Formel (2) verlangt. Dies erfordert vielfältige Wassermessungen zu verschiedenen Jahreszeiten und bei verschiedenen Witterungszuständen. Auch wird es gut sein, darnach zu forschen, ob der Wasserlauf sein Wasser vorzugsweise nur durch Regen oder durch Quellen gewinnt. Ergeben derartige Studien, dass zu allen Zeiten und bei allen Witterungszuständen die Wassermenge des Wasserlaufes so gross ist, als die Formel (2) verlangt, so sind die Umstände für die Anlage eines Turbinenbaues sehr günstig, und man hat dann weiter nichts zu thun, als die Dimensionen der Turbine so zu berechnen, dass sie im gefüllten Zustand die berechnete Wassermenge sicher durchlaufen lassen kann. Bei so günstigen Umständen kann jedoch noch die Frage entstehen, ob die Wassermenge Q für eine einzige Turbine nicht zu gross ist, oder aber es wegen der Beschaffenheit der zu betreibenden Maschine nicht angemessen ist, die ganze Wassermasse auf zwei oder mehrere Turbinen von gleicher oder ungleicher Grösse wirken zu lassen. Diese Fragen sind aber jederzeit aus der Natur der Verhältnisse leicht zu entscheiden, wenn einmal entschieden ist, dass die Wassermenge des Wasserlaufes zu allen Zeiten und bei allen Witterungsverhältnissen für den Gesammtbetrieb des herzustellenden Werkes genügt.

Allein so günstig sind die Verhältnisse nur selten. In den meisten Fällen ist die Wassermenge eines Wasserlaufes sehr veränderlich und ist die Wassermenge bei anhaltend trockener Witterung zum Gesammtbetrieb des zu errichtenden Werkes nicht hinreichend, so dass noch Dampfmaschinen aufgestellt werden müssen, welche die Differenz der zum Betrieb erforderlichen Kraft und der veränderlichen Kraft des Wasserlaufes zu liefern haben. In solchen Fällen muss man entweder zwei oder mehrere Turbinen aufstellen und in der Weise einzurichten suchen, dass, so weit es erreichbar ist, eine oder mehrere von den Turbinen durch die vorhandene Wassermasse gefüllt werden können. Variirt z. B. der Wasserzufluss von 1^{Kbm} bis $2{\cdot}5^{\text{Kbm}}$, so wird es angemessen, zwei Turbinen aufzustellen, eine kleinere für 1^{Kbm} und eine grössere für $1{\cdot}5^{\text{Kbm}}$, so dass die erstere beim kleinsten, die zweite beim mittleren und beide zusammen beim grössten Wasserzufluss arbeiten. Oder man kann, wenn die Wassermenge nicht stark veränderlich ist, eine einzige Turbine anlegen und mit Regulir-Vorrichtungen versehen, wodurch wenigstens annähernd ein gefüllter Zustand der Turbine erhalten werden kann. Ist die Wassermenge nicht gross, aber beträchtlich veränderlich, so kann man mit Voll-Turbinen nicht mehr ausreichen und wird dann gezwungen, Partial-Turbinen oder Tangentialräder in Anwendung zu bringen. Aber bevor man sich zu dieser Wahl entschliesst, wird man immer gut thun, dahin zu streben, den Zweck durch Voll-Turbinen zu erreichen, weil diese doch bessere Leistungen hervorzubringen im Stande sind, als Partial-Turbinen oder Tangentialräder. Ganz sichere Regeln lassen sich über die Anlage von Turbinen für veränderliche Wasserläufe nicht aufstellen, man muss in solchen Fällen verschiedene Annahmen versuchen und diejenige wählen, welche am besten oder einfachsten zum Ziele zu führen verspricht. Wir nehmen bei Aufstellung der folgenden Regeln an, es sei durch sorgfältige Ueberlegungen die Wassermenge bestimmt, welche auf eine bestimmte Turbine wirken soll, und wollen nun die Dimensionen der Maschine für diese Wassermenge zu bestimmen suchen.

Wahl der Winkel α und β. Die Winkel α und β, aber insbesondere der letztere, können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich gemacht werden. Der Winkel α muss freilich immer klein, z. B. 16^0, 20^0 bis 24^0, genommen werden, weil es sonst nicht möglich ist, bei einem kleinen Werth von γ (welcher Winkel eigentlich = Null sein soll) das geeignete Verhältniss der Querschnitte Ω und Ω_1 hervor zu bringen. Ist die Wassermenge klein und das Gefälle gross, so ist es angemessen, α klein, also etwa 16^0, zu nehmen, weil dadurch die Turbine verhältnissmässig gross und die Anzahl ihrer Umdrehungen per 1 Minute nicht zu gross ausfällt. Bei mittleren Umständen, wenn nämlich sowohl das Gefälle als die Wassermenge innerhalb gewisser Grenzen liegt, darf man $a = 24^0$ setzen.

Der Winkel β wird gewöhnlich 60 bis 66^0 angenommen, weil bei dieser Annahme die Schaufeln nicht zu gekrümmt ausfallen, und das Wasser bei seinem Durchgang durch das Rad nicht zu stark abgelenkt zu werden braucht. Nimmt man $\alpha = 24$ und $\beta = 66^0$, so wird $\alpha + \beta = 90^0$, und dann werden mehrere von den zur Berechnung der Dimensionen dienenden Formeln sehr einfach.

Wahl der Coeffizienten k und k_1. Wenn die Bewegung des Wassers durch den Einlauf und durch das Turbinenrad ganz ohne Störung erfolgt, dürfte man jeden dieser Coeffizienten k und k_1 gleich Eins setzen, denn eine merkliche Kontraktion findet bei dem Austritt des Wassers aus den Rädern nicht statt. Gewöhnlich wird der untere Theil jeder Fläche des Einlaufrades gerade gemacht, so dass am Einlaufrade gar keine Kontraktion stattfindet, und dann darf man $k = 1$ setzen. Dagegen ist es angemessen, $k_1 = 0{\cdot}9$ zu nehmen, theils weil die Kanäle des Turbinenrades nach unten zu etwas convergent gehalten werden, und in der Bewegung des Wassers durch das Turbinenrad stets Störungen stattfinden, die das Wasservolumen zu vergrössern streben.

Geschwindigkeit U. Für die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser das Einlaufrad verlässt, haben wir Seite 195 die Formel (9), nämlich:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

ausgestellt, und die Vergleichung derselben mit der Erfahrung hat gezeigt, dass dieselbe einer Korrektion nicht bedarf; wir können uns daher dieser rein theoretischen Formel zur Berechnung von U bedienen. Für den besonderen Fall, dass $\alpha + \beta = 90^\circ$ genommen wird, ist $\sin(\alpha + \beta) = 1$, $\sin\beta = \cos\alpha$ und dann wird:

$$U = \sqrt{g\,H} = 0{\cdot}707\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Das Verhältniß $\frac{R_2}{R_1}$. Die Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes lassen dieses Verhältniss zwischen dem inneren und dem äusseren Halbmesser des Rades unbestimmt; wir haben es also nur so zu bestimmen, dass dadurch den Voraussetzungen, auf welchen die Theorie beruht, genau oder annähernd entsprochen wird, und dass überhaupt keine unpassenden Konstruktionsverhältnisse entstehen. Wenn weder Q noch H ungewöhnliche Werthe haben, kann man jederzeit angemessene Konstruktionsverhältnisse erzielen, wenn man $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ nimmt. Ist dagegen die Wassermenge sehr gross und das Gefälle sehr klein (z. B. nur 1^m), so ist es angemessener, $\frac{R_2}{R_1}$ etzas kleiner, und z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{5} = 0{\cdot}6$, zu nehmen, in welchem Falle das Rad etwas kleiner und die Anzahl seiner Umdrehungen in der Minute etwas grösser ausfällt. Ist endlich das Gefälle sehr gross und die Wassermenge sehr klein, so ist ein grösseres Verhältniss, z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ oder $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$, angemessen. Denn wenn H gross und Q klein ist, muss man Alles aufbieten, was dazu beitragen kann, den Turbinenhalbmesser zu vergrössern und die Anzahl der Umdrehungen zu mässigen, und dies ist, wie man sich leicht vorstellen wird, der Fall, wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross genommen wird.

Anzahl der Leitschaufeln i. Durch die Flächen des Einlaufrades soll jedes Wassertheilchen aus dem Zuflussrohr oder Zuflusskanal bis an die Mündung des Leitrades so geleitet werden, dass es die Bewegung jedes andern Wassertheilchens nicht unregelmässig stört und selbst von den andern Wassertheilchen nicht gestört wird, und alle Wassertheilchen sollen nach ganz bestimmten Richtungen aus den Mündungen der Leitkanäle hervortreten.

Eine solche Leitung aller Wassertheilchen kann durch eine endliche Anzahl von Leitschaufeln nie vollkommen geschehen. Die Bahnen der einzelnen Wassertheilchen sind Linien von doppelter Krümmung, denn die Kanäle sind um den inneren cylindrischen Körper des Rades herumgekrümmt und senken sich vertikal herab. Auch können diese Bahnen der einzelnen Wassertheilchen, auch abgesehen von allen Unregelmässigkeiten der Bewegungen, schon wegen der Seite 155 angegebenen Bildungsweise der Radflächen nicht übereinstimmen. Es ist selbstverständlich, dass derlei Leitflächen eine Leitung, wie wir sie wünschen, nicht hervorzubringen vermögen. Am sichersten werden diejenigen Wassertheilchen geleitet, welche an den Concavitäten der Leitflächen niedergleiten; minder genau die von diesen Flächen entfernter fliessenden Wassermassen. Auch die Horizontalleitung der Wassertheilchen ist nicht für alle gleich gut, denn diese Leitung geschieht nur allein durch die äussere gewöhnlich konisch gestaltete Umhüllungsfläche des Einlaufrades; in horizontalem Sinne werden also die von der Axe des Rades entfernteren Wassertheilchen genauer geleitet, als die der Axe näheren. Würden wir blos die Leitung zu beachten haben, so wäre eine unendlich grosse Anzahl von Leitflächen, oder wären eigentlich zahllos viele Kanäle, jeder mit ungemein kleinem, vielleicht quadratischem Querschnitt am besten, allein man muss auch die Reibung des Wassers an den Kanalwänden berücksichtigen, und dann erkennt man, dass zwar eine sehr grosse, aber doch nicht übermässig grosse Anzahl von Kanälen die beste Wirkung hervorbringen werden. In der Wirklichkeit werden in der Regel 16 bis 20 Leitflächen angenommen. Zuweilen nicht einmal so viel. Die aus der Fabrik von *André Köchlin* in Mühlhausen hervorgehenden Turbinen haben zuweilen gar nur 8 Leitflächen, was aber sicherlich eine zu kleine Anzahl ist.

Anzahl der Radschaufeln i_1. Alles, was im Vorhergehenden hinsichtlich der Leitschaufeln gesagt wurde, gilt in einem noch höheren Grade von den Radschaufeln. Diese haben die Wirkung des Wassers aufzunehmen; es ist daher eine regelmässige Bewegung des Wassers durch die Kanäle des Turbinenrades noch wichtiger, als die Bewegung durch das Leitrad. Dazu kommt noch, dass durch die Bewegung des Rades die das Wasser hinausschleudernde Wirkung der Centrifugalkraft auftritt; es ist daher sehr erklärlich, dass die Konstrukteurs, indem sie ihrem Gefühle folgten, die Anzahl der Radschaufeln grösser angenommen haben, als die Anzahl der Leitschaufeln. Eine rationelle Regel für die Bestimmung dieser Anzahl aufzustellen, ist selbstverständlich unmöglich; gewöhnlich findet man bei guten Konstruktionen, die ein befriedigendes Resultat geliefert haben, 24 bis 30 Radschaufeln angewendet, und diese Zahl wird wohl von der absolut zweckmässigsten Anzahl nicht sehr abweichen. Nur bei ganz grossen Turbinen, oder wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross, z. B. $\frac{3}{4}$, genommen wird, dürfte es angemessen sein, $i_1 = 36$ zu nehmen. Für die Leitung des Wassers durch das Turbinenrad würde es gewiss vortheilhaft sein, wenn das Rad mit mehreren concentrischen Wänden versehen würde, welche das Hinausschleudern des Wassers verhinderten, allein leider ist die Verwirklichung dieses Gedankens mit zu grossen konstruktiven Schwierigkeiten und Kosten verbunden; man muss daher auf eine genauere Leitung des Wassers in horizontalem Sinne verzichten.

Metalldicke der Schaufeln. Bei der Turbine von *Fourneyron* können die Radschaufeln sehr dünn gehalten werden, weil sie theils durch ihre Krümmung, theils durch ihre Befestigung mit den beiden ringförmigen Kronen sehr steif werden. Anders ist es bei der Turbine von *Jonval*, bei welcher die Radschaufeln und Leitschaufeln nur innen an den Radkörper befestig sind, aussen aber in der Regel ganz unverbunden bleiben. Ich stelle die Regel auf, dass

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025 R \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (5)$$

genommen werden soll, und füge noch hinzu, dass die Schaufeln von Eisenblech oder von Gusseisen zu machen sind, je nachdem R (der mittlere Halbmesser) kleiner oder grösser als $0{\cdot}4^m$ ausfällt. Blechschaufeln werden mit ihren inneren Kanten in den Radkörper eingegossen. Schaufeln aus Gusseisen werden mit dem Radkörper aus einem Stück gegossen.

Der äußere Halbmesser des Rades R_1. Setzt man in die erste der Gleichungen (14), Seite 196, den Werth von Ω der Gleichung (15), Seite 197, und sucht hieraus R_1, so findet man:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U k \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin\alpha \left(1 - \frac{i}{2\pi\sin\alpha}\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{\varepsilon_1}{R}\right)}\right\}} \quad . \; (6)$$

Durch die vorangehenden Regeln sind alle in diesem Ausdruck vorkommenden Grössen bestimmt, kann demnach der numerische Werth von R_1 berechnet werden. Abstrahirt man von dem letzten in Klammern eingeschlossenen Faktor des Nenners, so erkennt man, dass R_1 gross ausfällt, wenn Q gross, U und mithin H klein, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein ist, dass dagegen R_1 klein wird, wenn Q klein, H gross, $\frac{R_2}{R_1}$ klein und α gross ist. Damit also das Rad, wenn Q klein und H gross ist, nicht übermässig klein ausfällt, ist es, wie man sieht, angemessen, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein anzunehmen, was mit dem früher Ausgesprochenen übereinstimmt. In gewöhnlichen Fällen, wenn Q und H weder sehr gross noch sehr klein sind, kann man die mittleren Werthe $\alpha = 24$, $\beta = 66^\circ$, $k = 1$, $k_1 = 0{\cdot}9$ $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ $i = 16$, $i_1 = 24$, $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40}$ R in Rechnung bringen, und dann findet man aus (6):

$$R_1 = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{U}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Mittlere Weite der Mündungen der Leitkanäle s. Die Berechnung dieser Weite ist zwar nicht von besonderer praktischer Wichtigkeit, indem sie sich durch die graphische Darstellung des mittleren Schnittes von selbst ergibt, allein gleichwohl wollen wir sie zur Vollständigkeit der Regeln berechnen. Nach Seite 197 ist diese Weite

$$s = R\left(\frac{2\,\pi\,\sin\,\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Mittlere Weite der Radkanäle s_1. Diese Dimension ist von Wichtigkeit, und muss so bestimmt werden, dass die Wassermenge Q durchfliessen kann, dass aber doch kein freier Raum entsteht, in welchem das Wasser versprühen könnte. Diese Weite ist bereits Seite 197 durch die Gleichung (17) bestimmt worden und ist:

$$s_1 = R\left[\frac{2\,\pi\,\sin\,\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\,\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\,\frac{\sin\,\alpha}{\sin\,\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\,\beta}{\sin\,(\alpha+\beta)} \quad \ldots \quad (9)$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes in der Entfernung R. Für diese Geschwindigkeit haben wir Seite 195, Formel (10) einen Ausdruck gefunden. Eine Vergleichung mit der Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass diese Formel zu grosse Werthe gibt, was wohl nicht befremden wird, wenn man bedenkt, dass die früher aufgestellte Theorie auf idealen Voraussetzungen beruht, die in der Wirklichkeit nur annähernd realisirt sein können.

Man findet mit den Thatsachen übereinstimmende Werthe, wenn man jenen theoretischen Ausdruck mit 0·774 multiplizirt. Wir stellen daher die Formel auf:

$$v = 0{\cdot}774 \sqrt{g\ H\ \frac{\sin\,(\alpha+\beta)}{\sin\,\beta\ \cos\,\alpha}} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (10)$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen in einer Minute. Nachdem einmal v und R bestimmt ist, ergibt sich die vortheilhafteste Anzahl n der Umdrehungen des Rades per 1 Minute durch eine theoretische Formel:

$$n = 0{\cdot}548\ \frac{v}{R}$$

19

Höhe des Turbinenrades. Diese Dimension kommt in den aufgefundenen Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes nicht vor; dieselbe ist also nur in so fern zu beachten, als sie zur Verwirklichung der Voraussetzungen, auf welchen jene Rechnung beruht, beitragen kann. In dieser Hinsicht ist zu sorgen, dass hinsichtlich der Horizontalablenkung des Wassers durch die Schaufeln eine kleine Radhöhe, hinsichtlich der Vertikalablenkung dagegen eine grosse Radhöhe vortheilhaft ist, denn bei einer kleinen Radhöhe müssen die Schaufeln im vertikalen Sinne eine starke Krümmung erhalten, es fällt dagegen der Horizontalabstand der unteren Schaufelkante von der oberen klein aus. Das Umgekehrte findet statt bei einer grossen Radhöhe. Welches die vortheilhafteste Radhöhe ist, kann durch Rechnung nicht bestimmt werden. Gefühl und Erfahrung sprechen dafür, die Höhe des Einlaufrades $0{\cdot}6\ R$ und die Höhe des Turbinenrades gleich $0{\cdot}5\ R$ zu nehmen.

Abstand des Turbinenrades vom Einlaufrade. Für die Ueberleitung des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ist es selbstverständlich vortheilhaft, wenn dieselben sehr nahe übereinander gelegt werden; allein die Vorsicht erfordet doch, dass zwischen den Rädern ein kleiner Spielraum gelassen werde, damit bei einer kleinen vielleicht zufälligen Senkung des Einlaufrades oder Hebung des Turbinenrades die oberen Kanten der Schaufeln des letzteren mit den unteren Kanten der Schaufeln des ersteren zusammentreffen.

Ich stelle die Regel auf, dass dieser Abstand der Räder gleich $\frac{R}{50}$ genommen werden solle.

Höhe der Ausflußöffnung aus dem Cylindermantel. Am unteren Ende des Cylindermantels wird zwar nicht immer, aber doch meistens ein Schützen angebracht, durch welchen die untere Ausflussöffnung grösser oder kleiner gemacht und auch ganz geschlossen werden kann. Durch diesen Schützen ist es allerdings möglich, zu bewirken, dass eine grössere oder kleinere Wassermenge durch das Rad geht, allein eine solche Regulirung des Wasserdurchflusses ist eine ganz fehlerhafte, weil das Güteverhältniss $\frac{N_n}{N_a}$ des Rades nothwendig sehr stark abnimmt, wenn die Ausflussöffnung verengt wird. Denn wenn z. B. bei ganz geöffnetem Schützen eine Wassermenge Q durch das Rad geht und auch unten ausfliesst, so wird unmittelbar unter dem Rade zwischen den Wassertheilchen eine gewisse Pressung $\mathfrak{Q}_1$ statt finden. Will man aber bewirken, dass die halbe Wassermenge $\frac{1}{2}Q$ durch das Rad geht und unten ausfliesst, so muss die Ausflussöffnung durch den Schützen so verkleinert werden, dass die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch das Rad fliesst, halb so gross ist, als sie bei ganz geöffnetem Schützen war. Allein wenn die halbe Wassermasse mit halber Geschwindigkeit durch das Rad fliesst, wird nothwendig die Nutzwirkung nur den achten Theil derjenigen betragen, die die ganze Masse mit ganzer Geschwindigkeit hervorgebracht hat. Der Nutzeffekt ist demnach dem Kubus der Wassermenge proportional, die man durch die Schützenstellung auf das Rad wirken lässt, während bei einer absolut richtigen Regulirung der Nutzeffekt einfach der Wassermenge proportional bleiben sollte. Durch genauere Berechnungen wird diese Verwerfung des Schützen als Regulator noch schärfer begründet. Der wirkliche Nutzen, den dieser Schützen gewährt, besteht nur darin, dass man mit demselben schnell abstellen und eine regelmässige Ingangsetzung der Turbine bewirken kann.

Damit nun im regelmässigen Gang der Turbine unterhalb des Rades eine die Wirkung der Turbine schwächende Pressung nicht eintreten kann, muss der Schützen stets ganz aufgezogen werden und muss dann die Oeffnung so gross sein, dass das Wasser leicht und mit mässiger Geschwindigkeit ausströmen kann. Dies ist der Fall, wenn der Querschnitt dieser Oeffnung gleich ist dem Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser von der Turbine an niederfliesst. Nennen wir h_3 die Höhe dieser Schützenöffnung, so hat man zur Bestimmung derselben

a. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet:

$$2 R_1 \pi h_3 = R_1^2 \pi$$

$$h_3 = \frac{R_1}{2} \quad \dots\dots\dots\dots \quad (11)$$

b. wenn die Ausströmung einseitig auf einer Breite $2 R_1$ stattfindet:

$$2 R_1 h_3 = R_1^2 \pi$$

$$h_3 = \frac{\pi}{2} R_1 \quad \dots\dots\dots\dots \quad (12)$$

Krümmung der Leit- und Radflächen. Die aufgefundenen Bedingungsgleichungen des vortheilhaftesten Effektes sind von der Gestalt der Leitflächen und Radflächen ganz unabhängig, weil wir vorausgesetzt haben, dass sich die Wassertheilchen in ihrer Bewegung durch das Rad nicht stören; allein es ist eben die Frage, wie diese Flächen gestaltet sein müssen, damit keinerlei Störungen eintreten können, und diese Frage kann auf analytischem Wege nicht beantwortet werden; es bleibt daher kein anderer Ausweg übrig, als die Bestimmung dieser Form nach dem Gefühle vorzunehmen. Gewöhnlich werden stetige Linien gewählt, die oben stärker, nach unten zu schwächer gekrümmt sind. Dies scheint auch der Natur der Sache angemessen zu sein, weil das Wasser oben, wo es eine geringere Geschwindigkeit besitzt, leichter einer stärkeren Krümmung folgt, als weiter unten, wo die Geschwindigkeit grösser ist. Eine Anleitung zur praktischen Verzeichnung der Räder findet man in den Resultaten Seite 171, vierte Auflage.

Vergleichung der Turbinen von Fourneyron und Jonval.

Wenn wir die Turbine von *Fourneyron* und von *Jonval* nach den Ergebnissen unserer Rechnungen beurtheilen, so sind dieselben als Kraftaufsammlungsapparate ganz gleichwerthig. Denn die Bedingungsgleichungen der vortheilhaftesten Effektleistung stimmen vollkommen überein, und sind für beide Turbinen realisirbar. Wenn also in der Leistungsfähigkeit dieser Turbinen ein Unterschied besteht, so kann dieser nur darin begründet sein, dass die Voraussetzungen, auf welchen die Theorien beruhen, bei einer von den beiden Turbinen vollkommener erfüllt werden können, als bei der