

# **Badische Landesbibliothek Karlsruhe**

**Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe**

## **Theoretische Maschinenlehre**

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

**Grashof, Franz**

**Leipzig, 1890**

[Einleitung]

[urn:nbn:de:bsz:31-282943](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282943)

gefunden wird. Wenn endlich unter dem Füllungscoefficienten auch hier das Verhältniss

$$\varepsilon = \frac{Q}{abv} = \frac{a_1 u}{a v}$$

verstanden wird, ergibt sich beispielsweise mit  $\frac{u}{v} = 1,9$

für $H =$	0,5	1	1,5	2
mit $a_1 =$	0,075	0,12	0,175	0,24
und $a =$	0,3	0,5	0,65	0,85
$\varepsilon =$	0,47	0,46	0,51	0,54

durchschnittlich  $\varepsilon = 0,5$ .

### III. Turbinen.\*

#### §. 28. Einleitende Erklärungen.

Auch bei den Turbinen ist, ebenso wie bei den Wasserrädern im engeren Sinne, der wesentlichste Bestandtheil des Rades der die Schaufeln enthaltende Radkranz, welcher bei der theoretischen Untersuchung einzig in Betracht kommt (abgesehen zunächst von gewissen minder vollkommenen Turbinen, die eines eigentlichen Radkranzes entbehren); hier wie früher wird darunter der ringförmige Raum verstanden, welcher bei der Umdrehung des Rades von den Schaufeln durchlaufen wird. Nur ist dieser Raum hier nicht immer cylindrisch, nämlich von rechteckigem Querschnitte. Der wesentlichste Unterschied der Turbinen von den Wasserrädern im engeren Sinne besteht aber, wie früher (§. 8) schon bemerkt wurde, darin, dass bei ihnen das Wasser durch den Radkranz in stetigem Strome hindurch fliesst, dass es also an verschiedenen Stellen ein- und austritt. Dem entsprechend werden die zwischen den Schaufeln enthaltenen gleichen Theile des Radkranzes hier nicht als Schaufelräume, sondern als Turbinen-Canäle bezeichnet, und es sind — abgesehen von den unvollkommenen Stossrädern — die Schaufeln stetig gekrümmt, um Verluste an lebendiger Kraft durch Stoss bei der strömenden Bewegung in den Canälen auszuschliessen. Die Dicke der Schaufeln kommt hier

\* Von neueren Arbeiten sind hier besonders G. Herrmann's Bearbeitung der fünften Auflage von Weisbach's Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik und Ansätze von Bernh. Lehmann in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure zu Rath gezogen worden. C. Bach's Werk „Die Wasserräder“ erschien während der Abfassung des Manuscripts und blieb unberücksichtigt.

wesentlicher in Betracht, als bei den Wasserrädern im engeren Sinne; der von ihnen erfüllte Theil des Radkranzes kann ein erheblicher Theil seines ganzen Volumens sein, und es können die Querschnitte, mit ihnen auch die Geschwindigkeit der Wasserströme in den Canälen wesentlich durch die Schaufeldicken beeinflusst werden.

Durch den Radkranz fließt das Wasser in axialer oder in radialer Richtung, wonach Axialturbinen und Radialturbinen zu unterscheiden sind. Letztere sind innenschlächtig oder aussenschlächtig, jenachdem das Wasser von innen nach aussen oder umgekehrt fließt; entsprechend können die Axialturbinen auch seitenschlächtig genannt werden. An den beiden Seiten, wo das Wasser ein- und ausfließt, ist der Radkranz natürlich offen; was die beiden übrigen Seiten betrifft, so wird der hier nöthige Abschluss des Kranzes an einer von ihnen nothwendig durch eine mit dem Rade verbundene und die Schaufeln tragende Wand gebildet, an der anderen zuweilen durch eine unbewegliche Wand, an welcher die betreffenden Schaufelkanten mit möglichst kleinem Spielraume sich vorbeibewegen. Beide Wände als Bestandtheile des Rades herzustellen und dazwischen die (meistens aus Blech gebildeten) Schaufeln einzufügen, hat übrigens den Vorzug besserer Stützung der letzteren und somit kleinerer zulässiger Schaufeldicken. Einfluss- und Ausflussfläche des Radkranzes sind bei Axialturbinen parallele Ebenen, bei Radialturbinen coaxiale Cylinderflächen; entsprechend ist der Querschnitt des Radkranzes an den in der Ein- und Ausflussfläche liegenden Seiten durch parallele gerade Linien begrenzt, an den beiden anderen Seiten aber nicht nothwendig, sondern auch wohl durch divergirende gerade oder durch krumme Linien, so dass dann der Kranz nicht einen cylindrischen, sondern, wie oben bemerkt, einen anderweitig ringförmigen Raum bildet.

Sehr wesentlich sind die Winkel, unter welchen, und zwar bei Axialturbinen in radialen, bei Radialturbinen in axialen geraden Linien, die Einfluss- und die Ausflussfläche des Radkranzes von den Schaufelflächen geschnitten werden: ersterer mit Rücksicht auf möglichst stosslosen Einfluss, letzterer behufs möglichst kleiner und vortheilhaft gerichteter absoluter Ausflussgeschwindigkeit. Um ersteren Zweck sicher zu erreichen, muss der absoluten Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Rade zufließt, eine bestimmte Richtung gegen dasselbe gegeben werden; dazu sind die besseren Turbinen mit einem Leitapparate versehen, bestehend aus einer Anzahl von Leitcanälen bildenden Leitschaufeln, deren Flächen die der Einflussfläche des Radkranzes dicht gegenüber liegende Ausflussfläche des Leitapparates unter bestimmten Winkeln schneiden, bei

Axialturbinen in radialen, bei Radialturbinen in axialen Geraden. Sowohl die Leit- wie die Turbinenschaufelflächen sind nämlich im Allgemeinen geradlinige Flächen, deren Erzeugende bei Axialturbinen die Axe rechtwinklig schneidet, bei Radialturbinen derselben parallel ist. Der schmale Raum zwischen dem festliegenden Leitapparate und dem daran sich vorbeibewegenden Radkranze der Turbine (zuweilen auch die schmale Umgrenzung dieses Raumes) heisst der Spalt.

In den Radkranz kann das Wasser entweder am ganzen Umfange zugleich oder nur an einem Theile desselben einfliessen, mit Bezug worauf Vollturbinen und Partialturbinen unterschieden werden. Bei ersteren hat der Leitapparat eine radförmige Anordnung, d. h. es sind die festen Leitschaufeln ebenso wie die beweglichen und im Gegensatze dazu auch wohl im engeren Sinne sogenannten Radschaufeln in einem ringförmigen Raume in gleichen Lagen gegen ihn und in gleichen Entfernungen angeordnet; man unterscheidet dann Leitrad und Laufrad. Zum Zwecke der Regulirung bei veränderlicher Wassermenge oder bei veränderlichem Arbeitsbedarf werden übrigens auch solche Turbinen, welche als Vollturbinen construirt sind, häufig nur partiell beaufschlagt, ohne deshalb als Partialturbinen bezeichnet zu werden. Sowohl bei diesen, als bei zeitweilig partiell beaufschlagten Vollturbinen wird ein Seitendruck auf die Turbinenaxe dadurch vermieden, dass die Einflusstellen von gleicher Grösse einander diametral gegenüber gelegt werden.

Ausser durch theilweisen Abschluss von Leitcanälen kann die Regulirung der Turbinen auch auf andere Weise geschehen, insbesondere z. B. durch Verengung aller Leitcanäle, bezw. ihrer Ausflussmündungen in gleichem Verhältnisse. Dergleichen verschiedene Regulirungsmethoden sind, weil mit der Wirkungsweise des Wassers in Turbinen eng zusammenhängend, späterer Besprechung vorbehalten. Sofern übrigens diese Wirkungsweise und entsprechend die Eigenschaften, insbesondere auch der Wirkungsgrad einer Turbine wesentlich durch die Verhältnisse der Wassergeschwindigkeit an verschiedenen Stellen unter sich und zur Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedingt werden, letztere aber meistens unverändert bleiben soll, lässt sich im Voraus schliessen, dass eine rationelle Regulirung möglichste Unabhängigkeit jener Wassergeschwindigkeiten von derselben erfordert. Eine mässige Abnahme des Wirkungsgrades mit abnehmender Beaufschlagung ist freilich schon wegen gewisser constanter Widerstände unvermeidlich, welche, je kleiner die Gesamtwirkung ist, im Verhältnisse zu ihr desto grössere Arbeitsverluste verursachen.

Die Zuführung des Aufschlagwassers erfolgt bei kleinen Ge-

fallen von oben, indem sich die Turbine (Niederdruckturbine) am Ende des Zuflusscanals in einem oben offenen Gehäuse (Turbinkammer) befindet. Bei grösseren Gefällen (Mittel- und Hochdruckturbinen) wird das Wasser durch ein Rohr zugeführt, gewöhnlich auch von oben, zuweilen jedoch von unten, indem das Rohr im ersten Falle oberhalb in das übrigens oben geschlossene, im zweiten (aufwärts gekrümmt) unterhalb in das übrigens unten geschlossene Gehäuse einmündet. Der Ausfluss des Wassers aus der Turbine findet entweder in die freie Luft statt etwas über dem Unterwasserspiegel, oder etwas unterhalb des letzteren, oder auch in grösserer Höhe über demselben (die nur kleiner als die Wasserbarometerhöhe von nahe 10 Mtr. sein muss), indem in diesem letzteren Falle das Wasser in einem festen Rohr abfließt, welches sich an die Turbine mit kleinstmöglichem Spielraume anschliesst und bis in das Unterwasser hinabreicht. Die Turbine werde in diesen drei Fällen bezw. als Ueberwasserturbine (Turbine mit freiem Ausflusse, freihängende oder freiausgiessende Turbine), als Unterwasserturbine oder als Rohrturbine bezeichnet. Der Druck an der Ausflusstelle ist im ersten Falle = dem Atmosphärendruck, im zweiten etwas grösser, im dritten kleiner.

Die Turbinen drehen sich gewöhnlich um eine verticale Axe, wie auch im Folgenden stets stillschweigend vorausgesetzt sein soll, wenn Anderes nicht ausdrücklich bemerkt wird. Die Anordnung mit horizontaler Axe hat jedoch auch gewisse Vorzüge, insbesondere wird dadurch die sichere Lagerung erleichtert und die Herstellung von Doppelturbinen, nämlich von zwei gleichen Turbinen auf derselben Axe beiderseits vom Zuflussrohre, so dass, indem das Wasser von entgegengesetzten Seiten her in beide einfließt, ein axialer Zapfendruck vollständig ausgeschlossen wird. Während aber bei Turbinen mit verticaler Axe entsprechende Punkte der Schaufelflächen in horizontaler Ebene, also gleich gegen den Ober- und Unterwasserspiegel gelegen sind, ist dies bei horizontaler Axe nicht der Fall, wodurch Unvollkommenheiten in der Wirkung des Wassers um so mehr hervortreten können, je weniger der Durchmesser des Rades klein im Vergleich mit dem Gefälle ist. Wenn gar die Turbine mit horizontaler Axe ringsum frei ausgiesst, geht hierdurch ein Gefälle verloren, welches im Durchschnitt wenigstens = dem Turbinenhalbmesser ist. Für Vollturbinen erscheint somit die horizontale Lagerung im Allgemeinen nur bei grossen Gefällen sowie bei Unterwasser- und Rohrturbinen zulässig. Bei Partialturbinen kommt die Lage der Axe weniger in Betracht, wenn nur der Einfluss des Wassers immer nahe an

tiefster Stelle erfolgt; insbesondere innenschlächtig sind sie mit horizontaler Axe seit 1850 nach Schwamkrug mit Erfolg ausgeführt worden.

Die Wirkungsweise des Wassers in der Turbine kann eine dreifache sein. Zunächst eine Stosswirkung beim Einflusse, wenn die relative Zuflussgeschwindigkeit nicht tangential an die Schaufelfläche gerichtet ist. Turbinen, deren Leistungen wesentlich auf solcher Stosswirkung beruhen, heissen Stossturbinen (Stossräder). Wird wegen des erheblichen damit verbundenen Effectverlustes durch passende Schaufelstellung und mit Hülfe des Leitapparates solcher Stoss vermieden, so kann die Wirkung (nebenbei auch bei Stossrädern) noch theils auf dem Normaldrucke beruhen, den das Wasser in Folge der relativen Centrifugalkraft und der relativen bewegenden Kraft (ihrerseits aus der Schwere als absoluter bewegenden Kraft und aus zwei Ergänzungskräften bestehend, siehe §. 27) auf die Schaufeln ausübt, theils auf der Reaction des Wassers gegen seine relative Beschleunigung durch den Ueberschuss des hydraulischen Drucks, mit welchem es seine Bewegung in den Turbinencanälen beginnt, über denselben beim Ausflusse aus ihnen. Die erstere Wirkung ist bis zu gewissem Grade immer vorhanden, die letztere nicht immer, sondern nur dann, wenn ein Ueberdruck in fraglichem Sinne vorhanden, der hydraulische Druck also während des Strömens durch die Turbinencanäle in der Abnahme begriffen ist; die Turbine werde dann als Ueberdruckturbine, anderenfalls im Gegensatze dazu als Druckturbine bezeichnet.\*)

Die Canäle einer Ueberdruckturbine sind vollständig vom strömenden Wasser erfüllt, wenigstens wenn sie als Vollturbine am ganzen Umfange zugleich beaufschlagt wird, was behufs vortheilhafter Wirkung zu verlangen ist, da die Erhaltung des vom Drucke des Oberwassers herrührenden hydraulischen Ueberdrucks die beständige Communication der Turbinencanäle mit den Leitecanälen und dem Oberwasser erfordert. Umgekehrt ist deshalb eine Partialturbine, oder auch eine Vollturbine, wenn sie häufig nur partiell beaufschlagt werden soll, nur als Druckturbine vortheilhaft. Bei einer solchen sind selbst bei voller Beaufschlagung die Canäle nicht

\* Ganz bezeichnend sind diese Benennungen an und für sich freilich nicht. Noch weniger dürften es jedoch andere übliche Benennungen sein, insbesondere z. B. Actionsturbinen für Druckturbinen, Reactionsturbinen für Ueberdruckturbinen; denn Action (Wirkung) ist natürlich ebenso in allen Fällen vorhanden wie Reaction (Gegenwirkung), sei sie die Reaction gegen den Zwang, den die Schaufeln auf die relative Bewegung des Wassers ausüben, oder die Reaction gegen relative Beschleunigung durch einen hydraulischen Ueberdruck.

nothwendig vom Wasser ausgefüllt; wenn es thatsächlich nicht der Fall ist, das Wasser vielmehr an den concaven Schaufelflächen sich mit andrerseits freien Oberflächen entlang bewegt, werden solche Turbinen auch wohl als Strahlurbinen bezeichnet.

Eine Ueberdruckturbinen kann gleich vorthailhaft als Ueberwasser-, Unterwasser- oder als Rohrturbinen angeordnet werden. Druckturbinen dagegen sollten thunlichst frei über Wasser ausgiessen, weil in die beim Ueberwassergange vom strömenden Wasser nicht erfüllten Canalräume bei der Drehung im Unterwasser aus diesem (auch bei Rohrturbinen aus dem Abflussrohre) Wasser zurücktreten kann, welches, indem es von dem strömenden Wasser wieder mitgerissen oder in wirbelnde Bewegung versetzt wird, Störungen und Effectverluste verursacht. Zwar kann durch Anpassung der Canalquerschnitte an die Querschnitte des Wasserstrahls bei voller Beaufschlagung durch unverengte Leitcanäle eine volle Ausfüllung der Turbinencanäle erzielt werden, insbesondere durch die von Hänel angeordneten sogenannten Rückschaufeln (Bleche, die entsprechend gekrümmt auf den convexen Rückseiten der Turbinenschaufeln angebracht werden), allein sie entsprechen dem Zwecke vollständig eben nur bei voller und grösstmöglicher Beaufschlagung; bei partieller Beaufschlagung ist eine beständig volle Ausfüllung aller Canäle mit regelrecht strömendem Wasser unmöglich, ebenso auch bei Querschnittsverkleinerungen der Wasserstrahlen durch Verengung der Austrittsquerschnitte aller Leitcanäle. Partialturbinen sollen immer Ueberwasserturbinen sein.

Im Princip vollkommener, freilich auf Kosten wünschenswerther Einfachheit der Anlage, wird das durch die Rückschaufeln angestrebte Ziel durch die „Hydropneumatisation“ nach Girard, nämlich dadurch erreicht, dass die Turbinen mit einem oben dicht an das Zuführungsrohr, bezw. an den Leitapparat sich anschliessenden, nach unten offenen und in das Unterwasser reichenden Mantel umgeben, und in den so gebildeten glockenförmigen Raum Luft gepresst wird, welche den Unterwasserspiegel in ihm so weit herunterdrückt, dass die Ausflussöffnungen der Turbinen canäle ganz darüber zu liegen kommen. Auf solche Weise wird künstlich eine Unterwasserturbinen in eine Ueberwasserturbinen verwandelt, und es würden die erwähnten Störungen selbst für Partialturbinen zu beseitigen sein, deren Ausflussmündungen unterhalb des äusseren Unterwasserspiegels liegen.

Bei partiell beaufschlagten Vollturbinen sind damit noch nicht alle Hindernisse einer regelrechten Wasserbewegung beseitigt. Denn wenn auch der Ausfluss des Wassers in die freie (oder auch durch Hydropneu-

matisation abgesperrte) Luft stattfindet, ist zu bedenken, dass, wenn bei partieller Beaufschlagung ein mit Wasser so eben gefüllter Laufradcanal  $C$  an einem geschlossenen Leitcanal vorbeigeht, der ungehinderte Ausfluss jenes Wassers aus  $C$  den Eintritt von Luft in  $C$  erfordert. Sofern das aber an der Eintrittsseite von  $C$  wegen zu enger Spaltweite nicht wirksam genug geschehen kann, auch an der Austrittsseite wegen voller Ausfüllung des Ausflussquerschnitts durch den Wasserstrom vielleicht unmöglich, wenigstens zeitweilig unmöglich ist, kann sich eine Nachhülfe in dieser Hinsicht durch sogenannte Ventilation der Turbinencanäle als vorthellhaft erweisen, wie sie bei den Girard-Turbinen in Gebrauch ist; durch Oeffnungen in den Kranzwänden nahe den Rückseiten der Schaufeln (ungefähr in der Mitte, wo die Schaufelprofile von Axialturbinen parallel mit der Axe verlaufen) sind die Canäle mit der äusseren Luft in Verbindung gesetzt. —

Einige weitere Vorbemerkungen mögen sich an die Erklärung von Buchstabenbezeichnungen anschliessen, welche in diesem von den Turbinen handelnden Abschnitte ohne anderweitige ausdrückliche Festsetzung stets in einerlei Sinn gebraucht werden sollen. Zunächst bedeuten auch hier (immer bei Voraussetzung von Meter, Kilogramm und Sekunde als Einheiten) gemäss den Erklärungen im §. 8:

$Q$  das Aufschlagwasserquantum pro Sek.,

$H$  das disponible Gefälle,

$E_0$  den absoluten Effect,  $E$  den Nutzeffect in Meterkgr.,

$N_0$  und  $N$  dieselben in Pferdestärken,

$\eta$  den Wirkungsgrad.

Mit  $\gamma = 1000$  als spezifischem Gewicht des Wassers ist also

$$E_0 = 75 N_0 = \gamma Q H; \quad \eta = \frac{E}{E_0} = \frac{N}{N_0};$$

$\eta H$  kann als Nutzgefälle bezeichnet werden.

Die im §. 8 erklärte Bedeutung von  $H$  werde jedoch etwas modificirt. Ist nämlich  $H_0$  die Höhe des Oberwasserspiegels am Ende des Zuflusscanals über dem Unterwasserspiegel am Anfang des Abflusscanals, sind ferner  $c_1$  und  $c_2$  die mittleren Geschwindigkeiten des Wassers im Zufluss- und Abflusscanal an jenen Stellen, so wird mit jedem Kgr. Aufschlagwasser zwar ein Arbeitsvermögen  $= H_0 + \frac{c_1^2}{2g}$  dargeboten, aber es muss davon  $\frac{c_2^2}{2g}$  zum Abfliessen des Wassers übrig bleiben, so dass als zum Betriebe disponibles Gefälle richtiger nur



$$H = H_0 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

in Rechnung gestellt wird.

Die Effectverluste, welche den Wirkungsgrad bedingen, können theils von hydraulischen Widerständen (Wasserreibung und Wasserstoss, bedingt durch plötzliche Richtungs- und Querschnittsänderungen), theils von dem Stoss gegen die Schaufelflächen, mit welchem der Einfluss in die Turbine ev. verbunden ist, theils von Wasserverlusten, theils von Zapfenreibung und Luftwiderstand herrühren. Mit Bezug darauf sei

$\epsilon H$  das sogenannte wirksame Gefälle, welches von  $H$  nach Abzug der Gefällverluste durch die hydraulischen Widerstände übrig bleibt, wobei  $\epsilon$  als hydraulischer Wirkungsgrad bezeichnet werde,

$\xi H$  das Stossgefälle, d. h. der durch Stoss des einflussenden Wassers gegen die Turbinenschaufeln verursachte Gefällverlust,

$\varphi Q$  das Aufschlagwasserquantum, welches pro Sek. thatsächlich in die Turbine einfliesst mit Rücksicht auf den Verlust  $(1 - \varphi) Q$ , welcher durch den Spalt bei Ueberdruckturbinen verursacht werden kann,

$\mu E_0$  der Effectverlust durch Zapfenreibung und Luftwiderstand, wobei unter Zapfenreibung die Axenreibung überhaupt, nämlich die Reibung zu verstehen ist, welche durch die Stützung und Führung der Turbinenwelle und durch etwa an ihr vorhandene Abdichtungen (Liederungen) verursacht wird.

Die Coefficienten  $\eta, \epsilon, \xi, \varphi, \mu$  stehen in der Beziehung:

$$\eta = \frac{1}{E_0} [\gamma \varphi Q (\epsilon - \xi) H - \mu E_0] = \varphi (\epsilon - \xi) - \mu \dots \dots (2).$$

Die Dimensionen betreffend sei:

$r_1$  der Einflussradius,  $r_2$  der Ausflussradius der Turbine. Bei Axialturbinen sind  $r_1$  und  $r_2$  Mittelwerthe, und zwar ist, wenn  $r_i$  den inneren,  $r_e$  den äusseren Halbmesser der betreffenden Ringfläche bedeutet,

$$r_1 \text{ bzw. } r_2 = \frac{2}{3} \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \dots \dots \dots (3)$$

zu setzen; wenn jedoch  $r_e$  und  $r_i$  ziemlich gross im Vergleich mit  $r_e - r_i$  sind, und wenn der Querschnitt des Radkranzes, wie gewöhnlich, eine mit der Turbinenaxe parallele Symmetrieaxe hat, kann

$$r_1 = r_2 = \frac{r_e + r_i}{2}$$

= dem Abstände jener beiden Axen gesetzt werden. Ferner sei

$z$  die Zahl der Leitcanäle,

$z_1$  die Zahl der Turbinencanäle = der Schaufelzahl der Turbine.

Im Falle einer Vollturbine mit Leitrad ist  $z$  auch die Zahl der Leitschaufeln.

Sind die Schaufeln nicht von Blech, sondern gegossen, so kann ihre Dicke am Anfang und Ende (Anfang und Ende mit Bezug auf die Strömungsrichtung im Sinne von ersterem zu letzterem verstanden) verschieden sein, und zwar seien allgemein

$s$  die Leitschaufeldicken am Ende,

$s_1$  und  $s_2$  die Turbinenschaufeldicken am Anfang bezw. am Ende.

Wenn unter einem wirksamen Canalquerschnitte derjenige Theil des betreffenden Querschnitts verstanden wird, welcher von regelrecht in der Längenrichtung des Canals strömendem Wasser höchstens erfüllt ist, so besteht die Wirkung der Schaufeldicken  $s_1$  vor Allem in einer Verkleinerung der wirksamen Ausflussquerschnitte der Leitcanäle, die Wirkung von  $s$  in Verkleinerung der wirksamen Einflussquerschnitte der Turbinen- canäle;

$k$  und  $k_1$  seien die betreffenden Verengungscoefficienten, mit welchen der Ausflussquerschnitt eines Leitcanals, bezw. der Einflussquerschnitt eines Turbinen- canals multiplicirt werden muss, um den kleineren wirksamen betreffenden Querschnitt zu erhalten.

Sofern jeder Canal von einer (gegen seinen Hohlraum hin) concaven und von einer convexen Schaufelfläche begrenzt wird, von welchen erstere für die Bewegung des Wassers allein oder vorzugsweise massgebend ist, werde ein Querschnitt des Canals hier verstanden als ein Schnitt seines Hohlraums mit einer Fläche, welche durch eine Erzeugungsgerade der concaven Schaufelfläche gehend normal zu derselben, und welche bei Axialturbinen eine Schraubenfläche von constantem Steigungsverhältnisse, bei Radialturbinen eine Ebene ist. Ein solcher Querschnitt kann bei Axialturbinen als Trapez betrachtet werden, bei Radialturbinen ist er rechteckig; seine radiale Dimension bei ersteren, seine axiale Dimension bei letzteren heisse die Breite des Canals, die dazu senkrechte Dimension die Canalweite an der betreffenden Stelle. Letztere ist bei Axialturbinen für denselben Querschnitt in verschiedenen Abständen von der Axe verschieden; die mittlere Weite hat zur inneren und zur äusseren Weite dasselbe Verhältniss wie der mittlere Radius nach Obigem zum inneren und zum äusseren Radius. Die schlechthin so genannte Weite bei Axialturbinen als mittlere Weite verstanden, seien

$a$  und  $b$  bezw. die Weite und Breite eines Leitcanals am Ende (im Ausflussquerschnitte); die Weite und Breite eines Turbinen- canals seien bezw.  $a_1$  und  $b_1$  am Anfange,  $a_2$  und  $b_2$  am Ende. Indem aber  $b_1$  stets

$= b$  ist, sind dann die Summen der Ausflussquerschnitte aller Leitcanäle, der Einfluss- und der Ausflussquerschnitte aller Turbinencanäle bezw.

$$F = zab \quad F_1 = z_1 a_1 b \quad F_2 = z_1 a_2 b_2.$$

Von  $F$  und  $F_1$  sind nur  $kF$ , bezw.  $k_1 F_1$  wirksam.

Die Höhenlage der Turbine betreffend sei

$H_1$  die mittlere Höhe der Einflussfläche,

$H_2$  die mittlere Höhe der Ausflussfläche über dem Unterwasserspiegel.

Beide können auch negativ sein, um so mehr ihre Differenz

$H_1 - H_2 =$  der mittleren Höhe, von welcher das Wasser in der Turbine selbst herabsinkt. Letztere ist (verticale Lage der Axe immer stillschweigend vorausgesetzt) bei Radialturbinen = Null oder (wenn  $b$  und  $b_2$  verschieden sind) doch stets sehr klein. Bei Axialturbinen ist  $H_1 - H_2$  positiv oder negativ, je nachdem sie von oben oder von unten beaufschlagt sind, und absolut genommen = der Höhe der Turbine.

Wie früher bei Wasserrädern sei wieder mit  $u$  eine absolute Wassergeschwindigkeit, mit  $v$  eine Peripheriegeschwindigkeit, mit  $w$  eine relative Geschwindigkeit des Wassers gegen das Rad bezeichnet. Insbesondere sei

$u$  die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen,

$u_1$  die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seine Bewegung in der Turbine beginnt,

$u_2$  die absolute Ausflussgeschwindigkeit aus derselben,

$v_1$  die dem Radius  $r_1$ ,  $v_2$  die dem Radius  $r_2$  entsprechende Peripheriegeschwindigkeit,

$w$  (= der Resultanten von  $u$  und  $-v_1$ ) die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser im Spalt der Turbine zufließt. Sie geht infolge des eventuellen Wasserverlustes durch den Spalt und, wenn sie nicht tangential an die Schaufelfläche gerichtet ist, ausserdem durch Stoss in die kleinere Relativgeschwindigkeit  $w_0 =$  der nach der Schaufel gerichteten Componente von  $w$  (ev. von  $qw$ ) über, mit welcher das Wasser seine relative Bewegung im Rade beginnen würde, wenn nicht (als Wirkung der Schaufeldicken) mit dem Einflusse eine Querschnittsvergrößerung, bezw. ein Widerstand verbunden wäre, wodurch  $w_0$  an dieser Stelle weiter auf  $w_1$  reducirt wird. Letztere Relativgeschwindigkeit giebt  $u_1$  durch Zusammensetzung mit  $v_1$ .

$w_2$  sei die relative Ausflussgeschwindigkeit aus der Turbine; durch Zusammensetzung mit  $v_2$  giebt sie  $u_2$  als Resultante.

Die Geschwindigkeiten  $u$ ,  $w_0$  und  $w_1$ ,  $w_2$  sind als mittlere Geschwindigkeiten bezw. am Ende der Leiteanäle, am Anfang und am Ende der Turbinenkanäle, und zwar normal zu den betreffenden Querschnitten derselben verstanden.

Wenn der Winkel zwischen den Richtungen  $u$  und  $v$  mit  $(u, v)$  und analog überhaupt der Winkel zwischen zwei Geschwindigkeitsrichtungen bezeichnet wird, so sind als besonders wichtige Winkel:

$$(u, v_1) \quad (v_1, w_1) \quad (v_2, w_2)$$

hervorzuheben. Sie seien bezw. mit

$$\alpha \quad \beta \quad 180^\circ - \delta$$

bezeichnet. Der Winkel  $\alpha$  ist höchstens ein rechter,  $\delta$  stets ein spitzer Winkel.

Endlich seien noch Buchstabenbezeichnungen für die hydraulischen Ueberdruckhöhen an den besonders wichtigen Stellen festgesetzt, d. h. für die Wassersäulenhöhen, durch welche der Ueberschuss des hydraulischen Drucks an diesen Stellen über den Atmosphärendruck gemessen wird. Dieselben seien mit  $h$ ,  $h_1$  und  $h_2$  bezw. im Spalt, in den Einflussquerschnitten und in den Ausflussquerschnitten der Turbinenkanäle bezeichnet. Es entspricht also  $h$  den Geschwindigkeiten  $u$ ,  $w$  und  $w_0$ ; ferner entsprechen sich  $h_1$ ,  $u_1$  und  $w_1$ , sowie  $h_2$ ,  $u_2$  und  $w_2$ . Der Uebergang von  $w$  in  $w_0$  bedingt nämlich keine Aenderung des hydraulischen Drucks, wohl aber ein Stoss von Wasser gegen in gleicher Richtung strömendes Wasser bei Ungleichheit von  $w_0$  und  $w_1$  und voller Ausfüllung der betreffenden Canalquerschnitte. Die Gleichheit von  $h_1$  und  $h_2$  charakterisirt eine Druckturbine.

Uebereinstimmend mit §. 12 sei

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Turbine,

$n$  ihre Umdrehungszahl pro Minute, also

$$\omega = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}; \quad n = \frac{30}{\pi} \omega = 9,55 \omega.$$

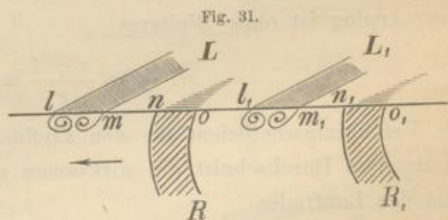
Die Theorie der Turbinen ist in höherem Grade einer allgemeinen Darstellung fähig, als die Theorie der Wasserräder im engeren Sinne, wegen der grösseren Gleichartigkeit der Wasserwirkung bei den verschiedenen Turbinensystemen und der in Betracht kommenden Widerstände. Letztere sind freilich grossentheils von solcher Art (insbesondere die Wasserreibung und die von den Krümmungen der Canäle oder von plötzlichen Richtungs- und Querschnittsänderungen herrührenden besonderen hydraulischen Widerstände), dass sie sich nur unvollkommen in Rechnung

stellen lassen, und man deshalb in Betreff des Wirkungsgrades mehr, als bei den Wasserrädern, auf wenig sichere Erfahrungscoefficienten angewiesen ist. Ebenso wie es schon beim Ponceletrade der Fall war, welches überhaupt in mancher Hinsicht den Uebergang zu den Turbinen bildet, betrifft die Theorie hier vorzugsweise die Regeln, nach welchen die Radelemente zu wählen sind, um den Umständen gemäss einen möglichst grossen Wirkungsgrad und gewisse Eigenschaften der Turbine erwarten zu lassen.

### a. Allgemeine Erörterungen in Betreff der Verhältnisse von Turbinen.

#### §. 29. Die Wirkung der Schaufeldicken.

Den vorläufigen Erklärungen im §. 28 bezüglich der Verengungscoefficienten  $k$ ,  $k_1$  und des eventuellen Unterschiedes der relativen Geschwindigkeiten  $w_0$ ,  $w_1$  sowie der hydraulischen Druckhöhen  $h$ ,  $h_1$  lagen Voraussetzungen zum Grunde, welche vor Allem einer näheren Untersuchung bedürfen. Es handelt sich dabei um den Einfluss der Schaufeldicken. Er ist derselbe bei Axial- und Radialturbinen, lässt sich aber (gleich anderen noch zu besprechenden Verhältnissen) für erstere am einfachsten darstellen in der ebenen Abwicklung des Schnitts der Turbine mit einer coaxialen Cylinderfläche. Fig. 31 sei die ebene Abwicklung eines solchen Schnitts von zwei benachbarten Leit- und Rad-schaufeln  $L, L_1$  an ihren Enden



und von zwei Rad-schaufeln  $R, R_1$  an ihren Anfängen z. B. mit der mittleren Cylinderfläche, nämlich mit der Cylinderfläche, deren Axe die Turbinenaxe und deren Radius der mittlere Radius der Einflussfläche  $E$  des Radkranzes ist. Der Leitapparat kann als Leitrad und  $E$  als mit seiner Ausflussfläche zusammenfallend angenommen werden. Ist dann, im mittleren Umfange (im Durchschnitt von  $E$  mit der mittleren Cylinderfläche) gemessen,

$e = ll_1 = mm_1$  die Theilung des Leitrades,

$t = lm = l_1 m_1$  der davon durch eine Leitschaufel eingenommene Theil,

und haben

$$e_1 = nn_1 = oo_1, \quad t_1 = no = n_1 o_1$$