

Vogel Fachbuch

Kamprath-Reihe

Willi Bohl

Strömungs- maschinen 2

Berechnung
und Konstruktion

Willi Bohl
Strömungsmaschinen 2
Berechnung und Konstruktion

Kamprath-Reihe

Prof. Dipl.-Ing.
Willi Bohl

Strömungsmaschinen 2

Berechnung und Konstruktion

8., korrigierte Auflage

Vogel Buchverlag

Prof. Dipl.-Ing. WILLI BOHL

Jahrgang 1936. Nach dem Abitur 1955 und anschließendem Industriepraktikum studierte er bis 1960 Maschinenbau an der Technischen Hochschule Karlsruhe (heute Universität) mit abschließendem Diplom. Einer zweijährigen Industrietätigkeit folgte die Dozentur an der Fachhochschule Heilbronn. Prof. Bohl betreute bis 1999 die Vorlesungen und Übungen für Strömungslehre und Strömungsmaschinen und war Leiter des Labors Strömungsmaschinen.

Prof. Dipl.-Ing. WILLI BOHL ist Autor folgender Vogel-Fachbücher:

BOHL/ELMENDORF: Strömungsmaschinen 1
BOHL: Strömungsmaschinen 2
BOHL/ELMENDORF: Technische Strömungslehre

Weitere Informationen:

www.vogel-buchverlag.de



<http://twitter.com/>



www.facebook.com/vogel.buchverlag



www.vogel-buchverlag.de/rss/buch.rss

ISBN 978-3-8343-3293-6

8. Auflage. 2013

Alle Rechte, auch der Übersetzung, vorbehalten.
Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Hiervon sind die in §§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Germany

Copyright 1980 by Vogel Business Media GmbH & Co. KG, Würzburg

Vorwort

Strömungsmaschinen 2 – Berechnung und Konstruktion – ist die konsequente Fortführung des Buches Strömungsmaschinen 1 – Aufbau und Wirkungsweise. Über das Verständnis der verschiedenen Strömungsmaschinen hinaus können mit diesem Wissen Turbomaschinen

hinsichtlich ihrer Abmessungen berechnet, die Festigkeit betreffend überprüft und Bauteile konstruktiv gestaltet

werden. Struktur und Darstellungsweise resultieren aus der intensiven Zusammenarbeit mit der Industrie.

Teil A enthält strömungstechnische Berechnungen, Teil B Festigkeitsberechnungen und konstruktive Hinweise. Strömungstechnische Auslegung und konstruktive Gestaltung der wesentlichen Teile eines Axialventilators und einer radialen Kreiselpumpe sind als Folgebeispiele aufgeführt.

Zum Verständnis des so einfach wie möglich und praxisnah dargestellten Themas sind Kenntnisse in Strömungslehre, Thermodynamik, Festigkeitslehre und von Maschinenelementen wünschenswert. Der Inhalt von Strömungsmaschinen 1 wird als bekannt vorausge-

setzt. Wer über die Fassung dieses Lehrbuches hinaus weitere Einzelheiten wissen muss, kann die zahlreich zitierte Spezialliteratur zu Rate ziehen.

Das hier beschriebene Know-how von Strömungsmaschinen gewährleistet eine praxisnahe Ausbildung für Studenten an Fachhochschulen und Universitäten. Es bietet zusätzlich Technikern und Ingenieuren wertvolle Daten zur Bewältigung von Problemen der täglichen Praxis in vielen Tabellen, Bildern und Diagrammen.

Bei den Mitarbeitern des Vogel Buchverlages bedanke ich mich für die gewohnt gute Zusammenarbeit, ebenso bei meinen ehemaligen Mitarbeitern, Kollegen und Studenten, die mir mit Rat und Tat zur Seite standen. Ohne die aktive Unterstützung durch die Industrie wäre jedoch die Praxisnähe dieses Lehrbuches nicht möglich gewesen, weshalb ich mich auch für diese großzügige Hilfe besonders bedanken möchte.

Rezonanz zum Buch und den vermittelten Lösungswegen ist stets willkommen, weil ein lebendiger Wissensaustausch Forschung und Lehrbetrieb immer wieder motivieren und inspirieren kann.

Den schnellsten Kontakt bietet die Internetseite:

wolfgang.elmendorf@hs-heilbronn.de

bzw.: buch@vogel-buchverlag.de.

Heilbronn

Willi Bohl

Inhaltsverzeichnis

Teil A

Strömungstechnische Auslegung und Berechnung der Bauteile von Strömungsmaschinen

1 Bestimmung der Hauptabmessungen des Laufrades

1.1	Einleitung	13
1.2	Die Laufräder der Wasserturbinen	13
1.2.1	Das Laufrad der Freistrahlturbine	13
1.2.2	Das Laufrad der Francisturbine	16
1.2.3	Das Laufrad der Kaplan turbine	18
1.2.4	Das Laufrad der Diagonalturbine	21
1.2.5	Das Laufrad der Durchströmturbine	24
1.3	Die Laufräder der axialen Dampf- und Gasturbinen	24
1.3.1	Einleitung	24
1.3.2	Vereinfachte Stufentheorie	24
1.3.3	Kennwerte der Stufe	27
1.3.4	Abschätzung der Stufenzahl	29
1.3.5	Kanalverlauf	30
1.3.6	Profilform	30
1.4	Das Laufrad der Zentripetalturbine	32
1.4.1	Einleitung	32
1.4.2	Vereinfachte Stufentheorie	32
1.4.3	Festlegung der Hauptabmessungen mit Hilfe von Kennzahlen	33
1.5	Die Laufräder der Kreiselpumpen	34
1.5.1	Einleitung	34
1.5.2	Das Laufrad der Radialpumpe	34
1.5.3	Das Laufrad der Axialpumpe	39
1.6	Die Laufräder der Ventilatoren	45
1.6.1	Einleitung	45
1.6.2	Das Laufrad des Radialventilators	45
1.6.3	Das Laufrad des Axialventilators	49
1.6.4	Das Laufrad des Querstromventilators	56
1.7	Die Laufräder der Verdichter	58
1.7.1	Kurze Einführung in die Theorie der Verdichterstufe	58
1.7.2	Dimensionierung der radialen Verdichterstufe	60
1.7.2.1	Einleitung	60
1.7.2.2	Festlegung der Laufradabmessungen mittels dimensionsloser Kennzahlen	60
1.7.2.3	Festlegung der Laufradabmessungen mittels Auslegediagrammen und Richtwerten	61

1.7.2.4	Wahl der Stufenzahl	63
1.7.3	Dimensionierung der axialen Verdichterstufe	65
1.7.3.1	Einleitung	65
1.7.3.2	Hauptparameter eines Axialverdichters	65
1.7.3.3	Bestimmung der Hauptabmessungen über dimensionslose Kennzahlen	66
1.7.3.4	Auslegung von Axialverdichtern mit Hilfe von Auslegediagrammen	67
2	Schaufelgitter	71
2.1	Einleitung	71
2.2	Radialgitter	71
2.2.1	Rotierende Radialgitter (Laufräder)	71
2.2.1.1	Grundsätzliches zur Strömung in rotierenden Radialgittern	71
2.2.1.2	Der Verengungsfaktor k	73
2.2.1.3	Der Minderleistungsfaktor μ	74
2.2.1.4	Die Schaufelkonstruktion	79
2.2.2	Stehende Radialgitter (Leiträder)	82
2.2.2.1	Einleitung	82
2.2.2.2	Leiträder von Pumpen	83
2.2.2.3	Rückführschaufeln	84
2.2.2.4	Leiträder von Radialverdichtern	86
2.2.2.5	Leiträder der Francisturbine und der Kaplan turbine	87
2.2.2.6	Leitrad der Zentripetalturbine	88
2.3	Axialgitter	89
2.3.1	Einleitung	89
2.3.2	Einteilung der Axialgitter und Grundbegriffe	89
2.3.3	Strömung und Kraftwirkungen in Axialgittern	90
2.3.4	Hauptbemessungsgleichung für Axialgitter	95
2.3.5	Der Gitterentwurf	97
2.3.6	Einige Hinweise zur Festlegung des Abstandes/zwischen Leitrad und Laufrad	105

3 Weitere Bauteile von Strömungsmaschinen

3.1	Düsen	113
3.1.1	Einlaufdüsen	113
3.1.2	Lavaldüsen	115
3.1.3	Die Düse der Freistrahlturbine	117

3.2	Diffusoren	120
3.2.1	Einleitung	120
3.2.2	Strömungsverhältnisse	120
3.2.3	Kreisringdiffusoren	120
3.3	Spiralgehäuse	124
3.3.1	Abschätzung des Ein- bzw. Austritts- querschnitts	124
3.3.2	Festlegung der Spiralenquerschnitte	124
3.4	Einlauf- und Abströmgehäuse	129

Teil B

Festigkeitsberechnung und Konstruktion der Bauteile von Strömungsmaschinen

4	Rotierende Teile	133
4.1	Einfache Grundelemente	133
4.1.1	Prismatischer Stab	133
4.1.1.1	Spannungen	133
4.1.1.2	Die radiale Dehnung	134
4.1.1.3	Die Biegeeigenfrequenz	134
4.1.1.4	Die Torsionseigenfrequenz	134
4.1.2	Ring (Trommel, Kranz).	135
4.1.3	Scheiben gleicher Dicke (konstanter Breite)	136
4.2	Scheiben beliebigen Profiles (verän- derlicher Dicke)	140
4.3	Scheiben gleicher Festigkeit	143
4.4	Radiale Laufräder	144
4.4.1	Einleitung	144
4.4.2	Überschlägige Berechnung nach Eck Zerlegung des Laufrades in Scheiben und Schaufeln	144
4.4.4	Berechnung der Schaufelbiegung im Radialrad	145
4.4.4	Berechnung der Schaufelbiegung im Radialrad	146
4.5	Axiale Laufräder	149
4.5.1	Einleitung	149
4.5.2	Fliehkraftbeanspruchung	149
4.5.3	Biegebeanspruchung der Axialschau- fel.	150
4.5.4	Torsionsbeanspruchung der Schaufel 152	
4.5.5	Biegeeigenfrequenzen der starr einge- spannten Schaufel	152
4.6	Wellen	157
4.6.1	Rotorformen	157
4.6.2	Kräfte und Momente	157
4.6.2.1	Allgemeines	157
4.6.2.2	Der Axialschub	158

4.6.2.3	Der Radialschub	159
4.6.3	Spannungen und Verformungen	160
4.6.4	Die biegekritische Drehzahl	161
4.6.4.1	Einführung.	161
4.6.4.2	Überschlägige Berechnung der biege- kritischen Drehzahl	162
4.6.4.3	Einflüsse auf die kritische Drehzahl	168
4.6.5	Die torsionskritische Drehzahl	171
4.6.6	Gestaltungsregeln und Betriebshin- weise	171
4.7	Rotoren	172
4.7.1	Konstruktive Ausführungen von Ro- toren	172
4.7.2	Berechnung der Rotoren	173

5	Gehäuseteile	177
5.1	Einleitung	177
5.2	Zylindrische Schalen unter innerem Überdruck	177
5.3	Kreisförmige ebene Platten	180
5.4	Gewölbte Böden.	183
5.5	Kugelschalen.	184
5.6	Stützen	184
5.7	Flansche	186
5.7.1	Flanscharten	186
5.7.2	Rohrflansche (Rundflansche).	187
5.7.2.1	Die äußeren Kräfte	187
5.7.2.2	Schraubenkraft	193
5.7.2.3	Berechnung der Flansche	193
5.7.3	Gehäuseflansche (horizontale Teil- flansche)	195
5.7.4	Schrauben	197
5.8	Fixierung von Gehäusen	198

6	Dichtungen	201
6.1	Berührungsdichtungen	201
6.1.1	Packungsstopfbuchsen	201
6.1.1.1	Einleitung	201
6.1.1.2	Konstruktiver Aufbau und Wirkungs- weise	201
6.1.1.3	Packungswerkstoffe	202
6.1.1.4	Gestaltungshinweise	203
6.1.1.5	Kräfte, Drücke und Momente an und in der Packung.	206
6.1.1.6	Einige besondere Stoffbuchskon- struktionen.	208
6.1.2	Axiale Gleitringdichtungen	209

6.1.2.1	Einleitung	209	7.2.3.3	Auslegung von Axiallagern mit eingearbeiteten Keiflächen	239
6.1.2.2	Aufbau und Wirkungsweise	210	7.2.3.4	Kippsegment-Axiallager.	242
6.1.2.3	Kräfte und Momente an der Gleitringdichtung	211	7.3	Wälzlager	244
6.1.2.4	Anordnungen und Ausfuhungen von Gleitringdichtungen	213	7.3.1	Einleitung	244
6.1.2.5	Leckage	214	7.3.2	Wahl der Lagerart	244
6.1.2.6	Beispiele	215	7.3.3	Wahl der Lagergröße (Dimensionierung)	244
6.1.3	Radial-Wellendichtringe	216	7.3.4	Drehzahlgrenzen.	24
6.1.3.1	Aufbau und Wirkungsweise	216	7.3.5	Toleranzen und Passungen	247
6.1.3.2	Auswahl der Dichtung	217	7.3.6	Lagerluft	247
6.1.3.3	Konstruktionsrichtlinien	217	7.3.7	Gestaltungsfragen	248
6.2	Beruhrungsfreie Dichtungen	221	7.3.8	Abdichtung	248
6.2.1	Einleitung und Einteilung.	221	7.3.9	Schmierung	248
6.2.2	Drucklose berührungsfreie Dichtungen	221	7.3.10	Montage	252
6.2.3	Spaltdichtungen	221	7.3.11	Beispiele	253
6.2.3.1	Der axiale Spalt	221	8	Kupplungen.	259
6.2.3.2	Der radiale Spalt	226	8.1	Feste Kupplungen.	259
6.2.3.3	Schwimmringdichtungen	227	8.2	Elastische Kupplungen	262
6.2.4	Labyrinthspaltdichtungen.	228	8.3	Zahnkupplungen	265
6.2.4.1	Durchflugleichungen (Leckage).	228	9	Fundamente	267
6.2.4.2	Gestaltungshinweise.	229	9.1	Allgemeines	267
7	Lager	233	9.2	Zur Konstruktion der Fundamente	267
7.1	Einleitung	233			
7.2	Gleitlager	233			
7.2.1	Bauformen.	233			
7.2.2	Radiallager.	233			
7.2.3	Axiallager	238			
7.2.3.1	Einleitung	238			
7.2.3.2	Auslegung von Axiallagern mit glatten Anlaufbunden	238			
				Die wichtigsten Formelzeichen und Einheiten	
				Literaturverzeichnis	269
				Stichwortverzeichnis	283

Die wichtigsten Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen	Formelzeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen
A	m^2, mm^2	Fläche, Querschnitt	M	–	Mach-Zahl
a	m, mm	Abstand, Breite	M	$N \cdot m$	Drehmoment, Biegemoment, Torsionsmoment, Reibmoment
a	m/s	Schallgeschwindigkeit	m	kg	Masse
B	m, mm	Breite	\dot{m}	kg/s	Massenstrom
b	m, mm	Breite	n	s^{-1}, min^{-1}	Drehzahl
C	–	Beiwert	n	–	Ordnungsnummer
C	N	dynamische Tragzahl von Wälzlagern	n_d	min^{-1}	spezifische Drehzahl
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit	P	W, kW, MW	Leistung, Leistungsbedarf
c_a	–	Auftriebsbeiwert	p	Pa, bar	Druck
c_w	–	Widerstandsbeiwert	q	$N/m^2, N/mm^2$	Flächenpressung
D	m, mm	Durchmesser	R	m, mm	Radius, Krümmungsradius
d	m, mm	Durchmesser, Dicke	Re	–	REYNOLDS-Zahl
E	m	Höhe	R_i	$J/(kg \cdot K)$	individuelle Gaskonstante
E	$N/m^2, N/mm^2$	Elastizitätsmodul	r	m, mm	Radius
e	m, mm	axiale Schauffellänge, Exzentrizität	r	–	Reaktionsgrad
F	N	Kraft	S	m^2, mm^2	statisches Moment
F	–	Faktor	S	–	Beiwert
f	–	Faktor	S	–	Sicherheit
f	–	Erhitzungsfaktor	S	–	Spaltfaktor
f	s^{-1}	Frequenz	S	–	Schluckfähigkeit
f	m, mm	Schaufelwölbung	So	–	SOMMERFELD-Zahl
f	m, mm	Durchbiegung	s	m, mm	Schaufelstärke, Blechstärke, Wandstärke
G	N	Gewicht, Gewichtskraft	s	m, mm	Abstand
G	$N/m^2, N/mm^2$	Gleitmodul	T	K	Temperatur
g	m/s^2	Erdbeschleunigung	T	$N \cdot m$	Drehmoment
H	m	Fallhöhe, Förderhöhe	t	$^{\circ}C$	Temperatur
h	J/kg	spezifische Enthalpie	t	m, mm	Teilung, Abstand
h	m, mm	Höhe	u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
h	m, mm	Kanalweite	\dot{V}	$m^3/s, m^3/h$	Volumenstrom, Förderstrom, Leckage
h	m, mm	Spaltweite	v	m^3/kg	spezifisches Volumen
I	m^4, mm^4	Flächenträgheitsmoment	v	–	Verschwächungsbeiwert
I_t	m^4, mm^4	Drillungswiderstand	v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
I_p	m^4, mm^4	polares Trägheitsmoment	w	m/s	Relativgeschwindigkeit
K	–	Konstante, Beiwert	x	m, mm	Länge
K	N/mm^2	Festigkeitskennwert	x	m, mm	Koordinate
k	–	Faktor, Beiwert	Y	J/kg	spezifische Stutzenarbeit
k	mm	Rauigkeit	y	m, mm	Koordinate
L	m, mm	Länge	y	m, mm	Durchbiegung
L	h	Lebensdauer	z	m, mm	Höhenkote
l	m, mm	Länge, Profillänge			

Formel- zeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen	Formel- zeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen
z	–	Zahl, Anzahl, Schaufelzahl	A	–	Beiwert
α	grd	Winkel	λ	–	Rohrreibungszahl
α	1/K	Wärmeausdehnungszahl	λ	–	Leistungszahl
α	–	Maxwellsche Einflußzahl	μ	–	Minderleistungsfaktor
β	grd	Winkel	μ	–	Querszahl (POISSONSche Zahl)
β	–	Beiwert	μ	–	Reibungsbeiwert
γ	grd	Winkel	μ	–	Durchflußbeiwert
δ	–	Durchmesserzahl	ν	m ² /s	kinematische Viskosität
δ	–	relative Schmierfilmdicke	π	–	Druckverhältnis
δ	grd	Winkel	ρ	m, mm	Radius
ε	–	Beaufschlagungsverhältnis, Einlaufziffer	ρ	kg/m ³	Dichte
ε	–	Gleitzahl, Dehnung, Ausflußzahl	σ	–	Laufzahl
ε	grd	Winkel	σ	N/m ² , N/mm ²	Spannung
ζ	–	Verlustbeiwert, Beiwert	τ	N/m ² , N/mm ²	Torsionsspannung
η	–	Wirkungsgrad	Φ	–	Durchflußbeiwert
η	Pa · s	dynamische Viskosität	φ	–	Durchflußzahl
θ	grd	Winkel, Strömungs- umlenkung	φ	grd	Winkel
θ	kg · m ²	Massenträgheitsmoment	χ	–	Beiwert
θ	–	Erwärmungskennzahl	ψ	–	Druckzahl
ϑ	grd	Winkel	ψ	–	Beiwert
κ	–	Isentropenexponent	ψ	–	relatives Lagerspiel
κ	–	Beiwert	Ω	–	Abminderungsfaktor

Teil A

Strömungstechnische Auslegung und Berechnung der Bauteile von Stömungsmaschinen

1 Bestimmung der Hauptabmessungen des Laufrades

1.1 Einleitung

Die Ermittlung der Abmessungen eines Laufrades, d. h. insbesondere die Festlegung der Durchmesser, Breiten, Winkel, Schaufelformen und Schaufelzahlen auf rein theoretischem Wege ist nicht möglich. Auch bei physikalisch und mathematisch aufwendigen Berechnungen dreidimensionaler Strömungen im Laufrad einer Strömungsmaschine müssen Reibungseinflüsse und instationäre Schwankungen durch empirische Beiwerte berücksichtigt werden. Ohne **Versuchswerte** aus Versuchen an ausgeführten Maschinen oder aus Modellversuchen an Modellmaschinen ist daher eine absolut sichere, rechnerische Auslegung der Laufräder von Turbomaschinen, d. h. die Festlegung der Laufradabmessungen für bestimmte Betriebsdaten eines Arbeitsmediums, nicht durchführbar.

Um jedoch Studierenden die Ausführung von Übungen und Studienarbeiten anhand realistischer, praxisnaher Werte zu ermöglichen, werden auf den folgenden Seiten Rechenverfahren und Zahlenwerte für die strömungstechnische Dimensionierung der Laufräder der verschiedenen Strömungsmaschinen angegeben. Der im Wasserturbinenbau, Dampfturbinen- oder Gasturbinenbau tätige Konstrukteur erhält die Abmessungen der von ihm zu konstruierenden Laufräder von den Versuchs- und Berechnungsingenieuren vorgeschrieben.

Im Pumpen-, Ventilatoren- und Gebläsebau, die vor

allem auch von zahlreichen kleinen und mittleren Herstellern betrieben werden, die über kleine Mitarbeiterstäbe verfügen und oft keine gut ausgerüsteten Laboratorien besitzen, muß der Konstrukteur die gesamte Maschine berechnen und konstruieren, d. h. auch die Laufradabmessungen festlegen.

Für diesen zahlenmäßig sicherlich bedeutenden Anwenderkreis wurden die Auslegedaten für **Kreiselpumpen, Ventilatoren** und **Gebläse** besonders ausführlich gehalten, um mit relativ geringem Rechenaufwand schnell realistische, in der Praxis durchaus verwendbare Laufradabmessungen zu erhalten.

Anhand des Stoffes von Kapitel 2 können die so dimensionierten Laufräder bezüglich der genauen Ausführung ihrer Beschauelungen nochmals nachgerechnet werden.

Eine sorgfältige Auslegung des Laufrades ist auch deshalb erforderlich, weil auch die Abmessungen vor- oder nachgeschalteter Strömungselemente wie beispielsweise Leiträder oder Spiralgehäuse im wesentlichen von den Laufradmaßen abhängen.

Der Entwurf einer Strömungsmaschine beginnt normalerweise mit der Dimensionierung des Laufrades als wichtigstem Bauteil, in dem die Energie umgesetzt wird. Die weiteren Bauteile werden ans Laufrad angepaßt.

1.2 Die Laufräder der Wasserturbinen

1.2.1 Das Laufrad der Freistrahlturbine

Die Freistrahlturbine ist eine **Gleichdruckturbine**, bei der die gesamte Nettofallhöhe in der Düse (bzw. in den Düsen bei mehrdüsigem Maschinen) in Geschwindigkeit umgesetzt wird. An den Laufradbechern wird der Freistrahle um etwa 170° umgelenkt (Bild 1.3). Die durch die Strahlumlenkung entstehende Impulskraft ergibt das am Laufrad wirkende Drehmoment. Das

Laufrad wird **teilbeaufschlagt**, da immer nur einige Laufradbecher vom Freistrahle beaufschlagt werden. Für die Turbinenauslegung sind i. a. vorgegeben:

$$\begin{aligned} & \text{Volumenstrom } \dot{V} \\ & \text{Fallhöhe } H \end{aligned}$$

Nach Festlegung der Laufradzahl und Düsenzahls beispielsweise unter Zuhilfenahme von Bild 7.4 in [1.1] können die wichtigsten Laufraddaten, nämlich

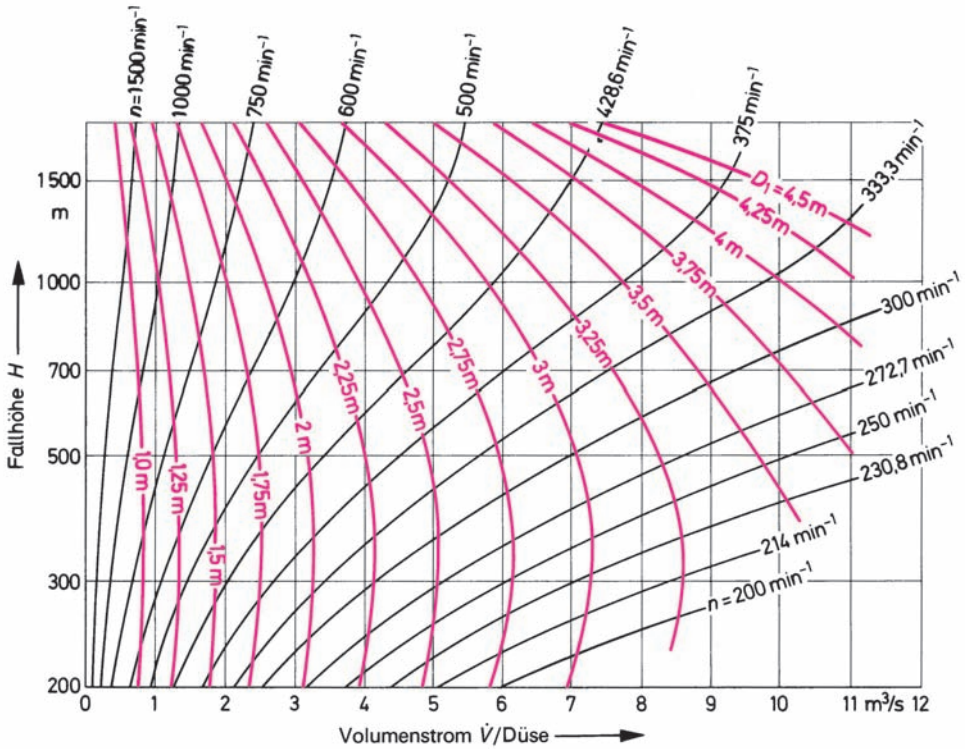
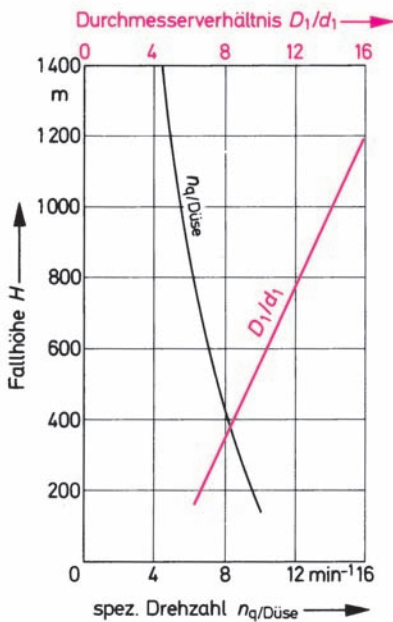


Bild 1.1 Auslegediagramm für Freistrahlturbinen (nach Fa. Escher-Wyss)

◀ Bild 1.2 Auslegewerte für Freistrahlturbinen



Drehzahl n
 Strahlkreisdurchmesser D_1
 Strahldurchmesser d_1
 Laufradaußendurchmesser D_a

} Bild 1.3

bestimmt werden:

a) Die **Drehzahl** n kann entweder aus Bild 1.1 abhängig von Fallhöhe H und Volumenstrom $\dot{V}/Düse$ entnommen (die Drehzahlwerte sind Synchronrehzahlen für 50 Hz) oder über die spezifische Drehzahl n_q berechnet werden:

$$n_{q/Düse} = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}/Düse}}{H^{0,75}} \quad (\text{Gl. 4.24 in [1.1]})$$

$$n = n_{q/Düse} \cdot \frac{H^{0,75}}{\sqrt{\dot{V}/Düse}} \quad (1.1)$$

n = Turbinendrehzahl in min^{-1}
 $n_{q/\text{Düse}}$ = spezifische Drehzahl in min^{-1}
 H = Fallhöhe in m
 $\dot{V}/\text{Düse}$ = Volumenstrom pro Düse

Die spezifische Drehzahl $n_{q/\text{Düse}}$ kann abhängig von der Fallhöhe H aus Bild 1.2 oder aus Bild 7.6 in [1.1] bzw. aus Tabelle 1.1 abgelesen werden.

b) Den **Strahlkreisdurchmesser** D_1 (Bild 1.3) bestimmt man über die optimale Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_1 = k_u \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (1.2)$$

u_1 = optimale Umfangsgeschwindigkeit am Strahlkreisdurchmesser

k_u = Beiwert $\approx 0,45$ bis $0,49$
(vgl. Bild 4.48 in [1.96])

$k_u = 0,545 - 0,0116 \cdot n_{q/\text{Düse}}$ nach [1.106]

$$D_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n} \quad (1.3a)$$

Der so berechnete Wert kann mittels Bild 1.1 nachkontrolliert, ggf. korrigiert werden.

für den Laufradendurchmesser D_a kann folgende empirische Bezeichnung verwendet werden [1.106]

$$D_a = D_1 + 2(f + e) \approx (1 + 0,041 \cdot n_{q/\text{Düse}}) \cdot D_1 \quad (1.3b)$$

c) Aus der Kontinuitätsgleichung folgt für den **Strahldurchmesser** d_1 (Bild 1.3):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}/\text{Düse}}{\pi \cdot c_1}} \quad (1.4)$$

d_1 = Strahldurchmesser

$\dot{V}/\text{Düse}$ = Volumenstrom pro Düse

c_1 = Strahlgeschwindigkeit (Bild 1.3)

$c_1 = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$

k_c = Düsenbeiwert $\approx 0,96$ bis $0,99$

Mit Hilfe von Bild 1.2 kann der Quotient D_1/d_1 nachgeprüft werden.

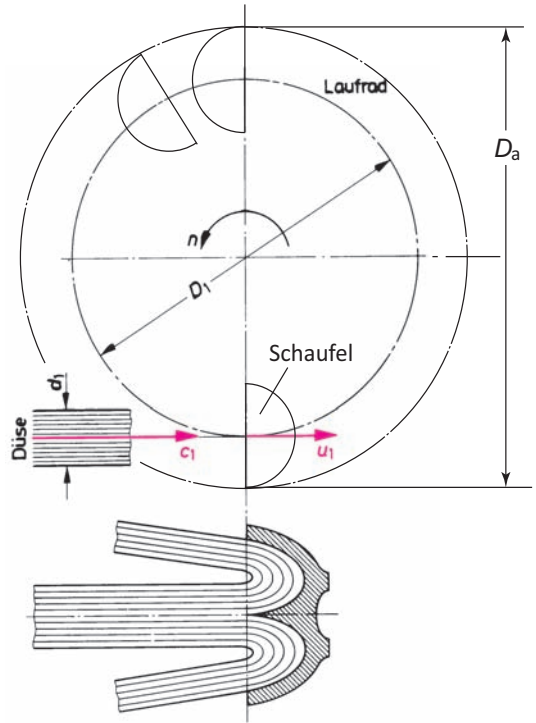


Bild 1.3 Grundbegriffe der Freistrahlturbine

d) Die **Becherzahl** z_B kann entweder in einem grafischen Verfahren [1.2 bis 1.4] ermittelt oder nach einer der folgenden Faustformeln abgeschätzt werden:

$$z_B = \frac{D_1 \cdot \pi}{2 \cdot d_1} \quad (1.5a)$$

$$z_B = \frac{D_1}{2 \cdot d_1} + 14 \text{ bis } 16 \quad (1.5b)$$

Eine zusätzliche Information enthält Tabelle 1.2:

Tabelle 1.1 Spezifische Drehzahl $n_{q/\text{Düse}}$ von Freistrahlturbinen

Fallhöhe H in m	Spez. Drehzahl $n_{q/\text{Düse}}$ in min^{-1}
1800 ... 1650	3 ... 4
1650 ... 700	4 ... 6
700 ... 350	6 ... 9

Tabelle 1.2 Becherzahl z_B von Freistrah(Pelton)rädern

Verhältnis d_1/D_1	1/6	1/8	1/10	1/15	1/20	1/25
Becherzahl z_B	17... 21	18... 22	19... 24	22... 27	24... 30	26... 33

e) Die ideale **Becherform** und **Bechergröße** kann nicht auf theoretischem Wege, sondern nur über Versuche gewonnen werden. Im Hinblick auf hohen Wirkungsgrad, ausreichende Festigkeit und Widerstand gegen Erosion hat Escher Wyss den in Bild 1.5 dargestellten Bereich für das Breitenverhältnis D_1/b_a angegeben.

In Bild 1.4 sind die wichtigsten **Becherabmessungen**, bezogen auf den Strahldurchmesser d_1 , nach Angaben der Firmen Voith und Escher-Wyss zusammengestellt. In Bild 1.6 ist die zeichnerische Darstellung einer Peltonschaufel in etwas vereinfachter Darstellung wiedergegeben.

Zur Ermittlung optimaler Abmessungen von Freistrahlturbinen dienende Versuche sind u.a. in [1.5 und 1.6] beschrieben.

1.2.2 Das Laufrad der Francisturbine

Die Laufräder von Francisturbinen werden üblicherweise anhand von Daten ausgeführter Turbinen oder von **Modellturbinen** ausgelegt. Mit Hilfe der folgenden Formeln, Diagramme und Hinweise ist es

möglich, die Hauptabmessungen eines Francisrades abzuschätzen.

a) Die **Drehzahl** der Turbine, die die Abmessungen und das Kavitationsverhalten wesentlich mitbestimmt, kann über die spezifische Drehzahl n_q , die ihrerseits wieder von der Fallhöhe H (Bild 7.6 in [1.1]) abhängt, ermittelt werden:

$$n = n_q \frac{H^{0,75}}{\sqrt{\dot{V}}} \quad (1.6)$$

n = Drehzahl in min^{-1}

n_q = spezifische Drehzahl in min^{-1} nach Bild 7.6 in [1.1]

H = Fallhöhe in m

\dot{V} = Vollastwasserstrom in m^3/s

Die nach Gleichung 1.6 errechnete Drehzahl wird auf die nächstliegende Synchrondrehzahl auf- oder abgerundet (vgl. Abschnitt 2.6 in [1.1]), falls ein Synchrongenerator direkt angetrieben wird.

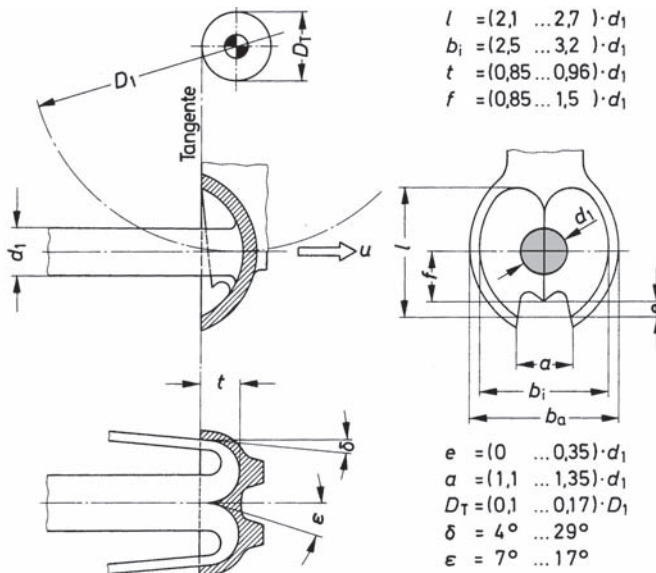


Bild 1.4 Laufschaufel der Freistrahlturbine

Bild 1.5 Laufradbreiten der Freistrahlturbine
(nach Fa. Escher-Wyss)

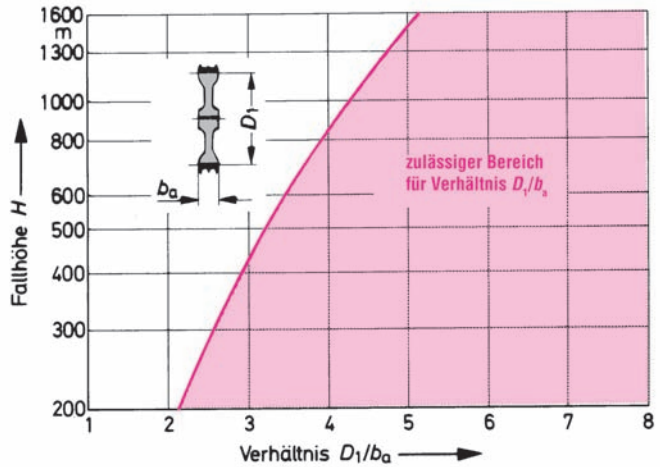
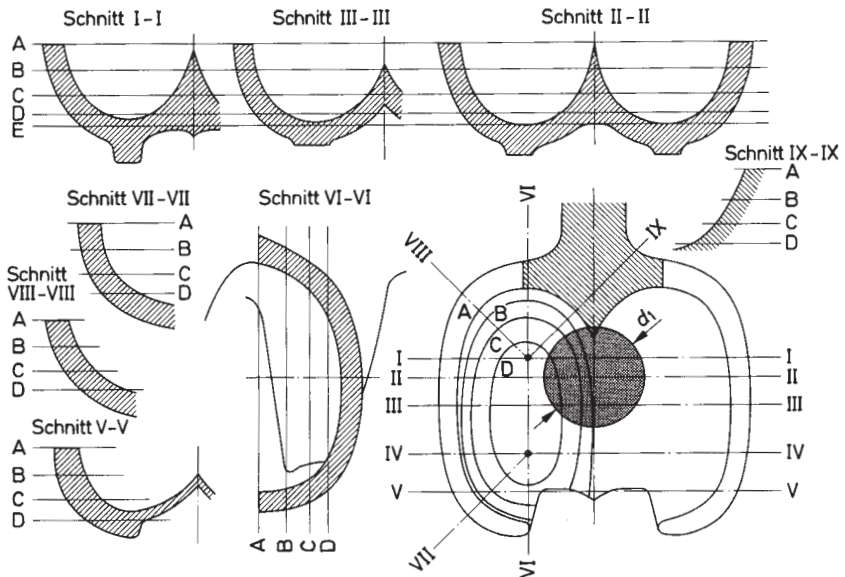


Bild 1.6 Darstellung der Freistrahlturbinenschaufel



Nach Festlegung der Drehzahl sollte nach Kapitel 5 in [1.1] oder nach anderen Quellen eine Kontrolle der Kavitationsverhältnisse erfolgen, d.h. die Saug- oder Zulaufhöhe abgeschätzt werden. Wenn die Zulaufhöhe zu groß wird, sollte auf die nächst niedrigere Synchrondrehzahl gegangen werden.

b) Den **Bezugsaußendurchmesser** D_{1a} (Bild 1.7) bestimmt man über die zulässige Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_{1a} = k_{u1a} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$u_{1a} = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{1a}}{60}$$

$$D_{1a} = \frac{60 \cdot u_{1a}}{n \cdot \pi}$$

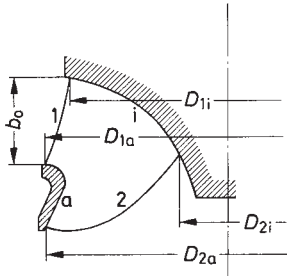


Bild 1.7 Hydraulisches Profil des Francisradlaufrades

$$D_{1a} = \frac{60}{n \cdot \pi} \sqrt{2 \cdot g \cdot k_{u1a}} \cdot \sqrt{H}$$

$$D_{1a} = 84,6 \frac{k_{u1a} \cdot \sqrt{H}}{n} \quad (1.7)$$

D_{1a} = Laufradaußendurchmesser in m
 H = Fallhöhe in m
 n = Turbinendrehzahl in min^{-1}
 k_{u1a} = Beiwert nach Bild 1.8

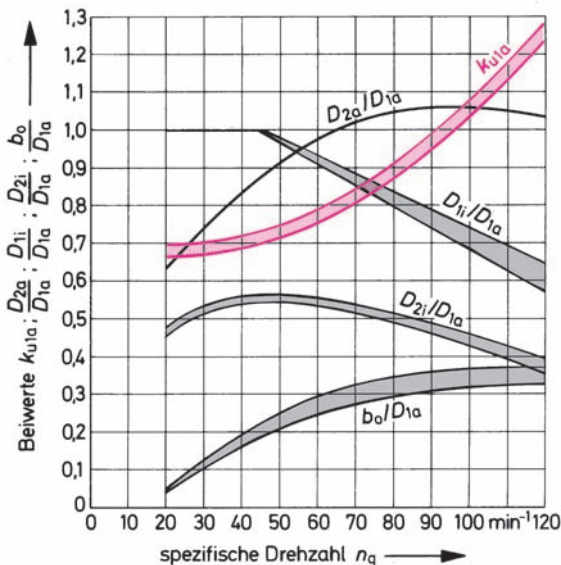


Bild 1.8 Auslegewerte für Francisradturbinen

c) Die weiteren Abmessungen des **hydraulischen Profils** in Bild 1.7 werden – bezogen auf den nach Gleichung 1.7 bestimmten Außendurchmesser D_{1a} – nach den Angaben von Bild 1.8 abgeschätzt und das hydraulische Profil aufskizziert. Bei der Festlegung der Kanalkonturen und der Schaufelkanten können die in Bild 1.9 dargestellten hydraulischen Profile von Francisrädern unterschiedlicher Schnellläufigkeit herangezogen werden. Genauere Angaben über den Entwurf des hydraulischen Profils, insbesondere auch der Kanalkonturen finden sich in [1.7, 1.85, 1.91 und 1.95, 1.106].

d) Die Wahl der **Schaufelzahl** erfolgt nach Erfahrung unter Berücksichtigung der Fallhöhe, des Kavitationsverhaltens, der Radfestigkeit und des Herstellungsverfahrens (Gießen oder Schweißen).

Folgende Hinweise sollten berücksichtigt werden:

- 1) Die Schaufelteilung t_2 am Radaustritt (Bild 1.10) sollte an keiner Stelle kleiner sein als der Abstand zwischen den Stäben des Einlaßrechens, da sonst das Laufrad verstopft werden könnte!
- 2) Es sollte eine ausreichende Schaufelüberdeckung $\varphi_s > \varphi_t$ vorhanden sein!
- 3) Die Schaufellängen l_1 und l_a an der Innen- und Außenkontur sollten in etwa die in Bild 1.11 angegebenen Werte haben.

Einen ersten Anhalt für die Wahl der Schaufelzahl gibt folgende Faustformel:

$$z_{La} \approx \frac{10 \text{ bis } 12}{k_{u1a}} \quad (1.8)$$

1.2.3 Das Laufrad der Kaplan turbine

Die Laufräder von Kaplan turbinen werden anhand von Arbeitsdiagrammen (Muschelkurvendiagrammen), die in ausführlichen Modellversuchen ermittelt werden, ausgelegt.

Jede Turbinenfabrik besitzt für die verschiedenen Kombinationen von Gefälle und Volumenstrom besondere Laufradmodelle, die sich in Flügelform, Flügelzahl und Nabenverhältnis durchaus von den Werten anderer Turbinenhersteller unterscheiden können [1.8]. Die folgenden Formeln, Tabellen und Diagramme enthalten Durchschnittswerte, mit deren Hilfe die Hauptabmessungen eines Kaplanlaufrades und das hydraulische Profil der Turbine einigermaßen praxisnah abgeschätzt werden können. Über Versuche und Erfahrungen an Modellturbinen und Großausführungen wird u.a. in [1.9 bis 1.12] berichtet. Ein modernes numerisches Berechnungsverfahren ist in [1.86] beschrieben.

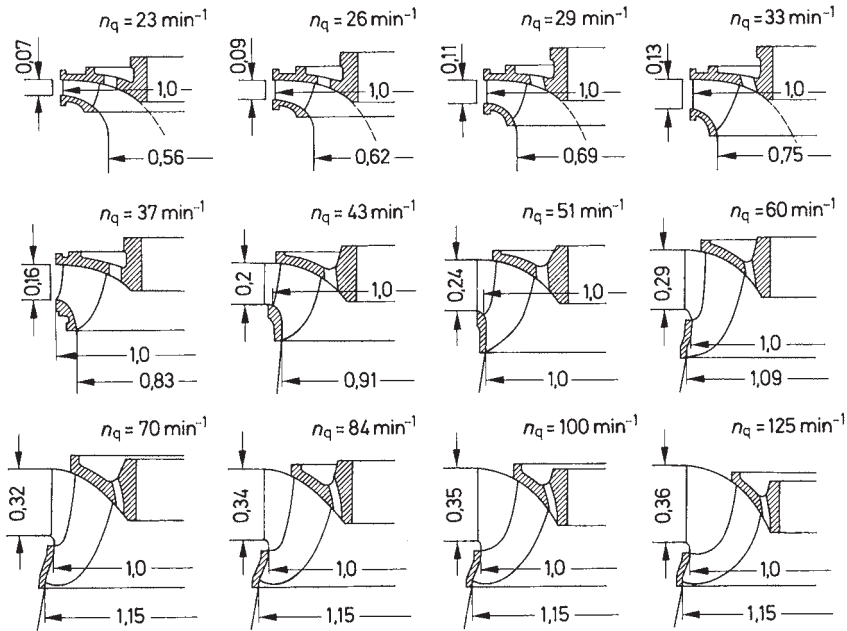


Bild 1.9 Hydraulische Profile von Francis-turbinenlaufrädern abhängig von der spezifischen Drehzahl n_q

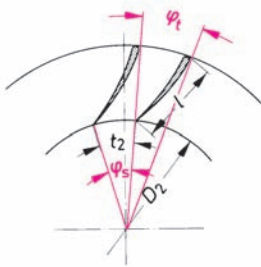


Bild 1.10 Schaufelabwicklung eines Francis-turbinenlaufrades

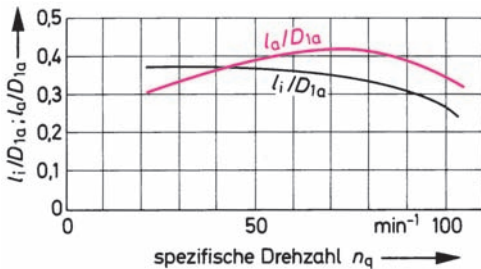


Bild 1.11 Zur Schaufellänge von Francis-turbinenlaufrädern

a) Zur Abschätzung der **Drehzahl** n in Abhängigkeit von der Fallhöhe H wird, wie schon bei der Francis-turbine, Bild 7.6 in [1.1] benützt.

Der Fallhöhenbereich reicht von etwa 70 m bis 2 m, die spez. Drehzahl n_q von etwa 80 bis 450 min^{-1} . Mit abnehmender Fallhöhe nimmt die spezifische Drehzahl zu.

Nach Abgreifen des Bereiches für n_q in Funktion der Fallhöhe H wird nach Gleichung 1.6 der zugehörige Drehzahlbereich berechnet und die diesem Drehzahlbereich zuzuordnenden Synchrondrehzahlen bestimmt. Größere Drehzahlen ergeben zwar kleinere Laufraddurchmesser und damit billigere Turbinen und Generatoren, erfordern aber im Hinblick auf die Kavitationsgefährdung größere Zulaufhöhen, d.h. tiefer gründende Saugrohre.

b) Den **Laufradaußendurchmesser** $D_1 \approx D_2$ bestimmt man wie bei der Francis-turbine über die Umfangsgeschwindigkeit $u_1 = k_{u1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ und die Drehzahl n :

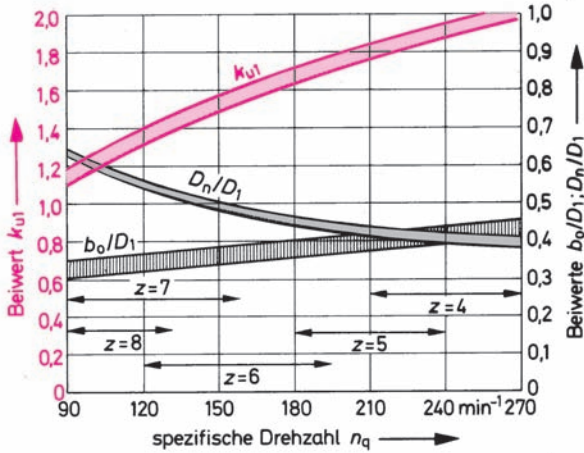


Bild 1.12 Auslegewerte für Kaplan-turbinen

$$D_1 = 84,6 \frac{k_{u1} \cdot \sqrt{H}}{n} \quad (1.9)$$

D_1 = Laufradaußendurchmesser in m
 k_{u1} = Beiwert nach Bild 1.12
 H = Fallhöhe in m
 n = Drehzahl in min^{-1}

Lauftradaußendurchmesser und Drehzahl kleinerer Rohrturbinen können aus Bild 1.13 entnommen werden.

c) Das **Nabenverhältnis** D_n/D_1 kann abhängig von der spezifischen Drehzahl n_q aus Bild 1.12 abgelesen werden. Es nimmt mit größer werdender Fallhöhe zu, was aus Tabelle 1.3 ersehen werden kann.

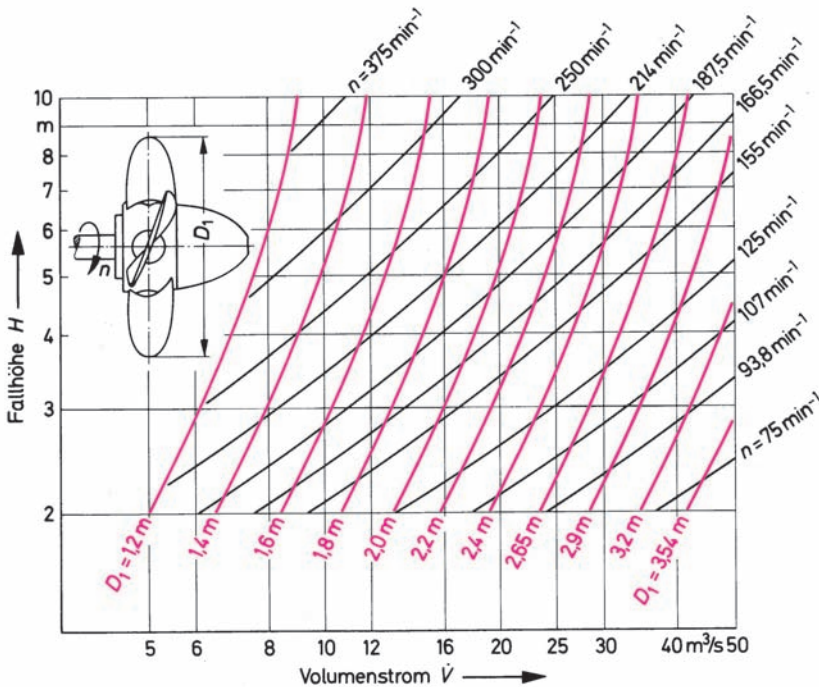


Bild 1.13 Auslegediagramm für Kaplan-Rohrturbinen (nach Fa. J.M. Voith)

Tabelle 1.3 Richtwerte – Kaplan turbine

Fallhöhe H	bis 5	bis 25	bis 40	bis 50	bis 60	m
spez. Drehzahl n_q	210 ... 300	170 ... 250	120 ... 200	80 ... 160	60 ... 130	min^{-1}
Nabenverh.	0,4	0,5	0,55	0,6	0,65	
Schaufelzahl	4	5	6	7	8	
b_0/D_1	0,45	0,4	0,4	0,39	0,37	

d) die **Anzahl der Laufschaufeln** ist in erster Linie durch die Fallhöhe, das Kavitationsverhalten und die Festigkeit bestimmt. Kleinere Schaufelzahlen ermöglichen höhere k_u -Werte bzw. größere spezifische Drehzahlen und damit höhere Turbinendrehzahlen [1.10]. Zur Abschätzung der Laufschaufelzahl dienen Bild 1.12 und Tabelle 1.3.

e) In Bild 1.14 sind die **hydraulischen Profile** der vertikalen Kaplan turbine und der Rohrturbine nach Angaben von Fa. Voith dargestellt. Die angegebenen Werte sind Durchschnittswerte und stellen nur eine Orientierungshilfe dar. Weitere Angaben zum hydraulischen Profil finden sich in [1.4, 1.101, 1.102].

1.2.4 Das Laufrad der Diagonalturbine

Obwohl nur wenige Exemplare der Diagonal-Turbine (Bild 7.25 in [1.1]) gebaut wurden, werden im folgenden doch einige Angaben zur Abschätzung der Laufradabmessungen gemacht, die hauptsächlich aus [1.13] entnommen wurden. Die meisten Lehrbücher über Wasserturbinen enthalten keine Unterlagen zur Dimensionierung der Diagonalturbine.

a) Die **Turbinendrehzahl** n wird wie bei Francis- und Kaplan turbinen über die spezifische Drehzahl n_q bestimmt (Gleichung 1.6), die ihrerseits abhängig von der Fallhöhe H aus Bild 1.15 entnommen wird.

b) Den **Laufradaußendurchmesser** D_1 ermittelt man über den Geschwindigkeitsbeiwert k_{u1} , der als Funktion der spezifischen Drehzahl n_q in Bild 1.16 dargestellt ist.

c) Die **weiteren Durchmesser**, d.h. das **hydraulische Profil** des Laufrades werden mittels Quotienten bestimmt, die abhängig von der spezifischen Drehzahl n_q aus Bild 1.17 ersehen werden können.

Die Bilder 1.15 bis 1.17 enthalten Angaben für Diagonal-Turbinen und Diagonal-Pumpenturbinen.

1.2.5 Das Laufrad der Durchströmturbine

Obwohl Durchströmturbinen nur für kleine Leistungen bis etwa 2000 kW gebaut werden, werden diese kleinen, preiswerten Wasserturbinen in zunehmendem Maße eingesetzt.

Zur Dimensionierung dienen die folgenden Hinweise: a) Die **Drehzahl** n wird über die spezifische Drehzahl n_q abgeschätzt (Gleichung 1.6), wobei die spezifische Drehzahl wie folgt gewählt wird:

$$\text{Fallhöhe } H \leq 10 \text{ m} \rightarrow n_q \approx 30 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Fallhöhe } H \geq 10 \text{ m} \rightarrow n_q \approx 16 \text{ min}^{-1}$$

(siehe auch Bild 7.6 in [1.1])

b) Den **Laufraddurchmesser** D_1 (Bild 1.18) bestimmt man mittels folgender empirischer Beziehung:

$$D_1 \approx (35 \text{ bis } 39) \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (1.10)$$

D_1 = Laufradaußendurchmesser in m

H = Fallhöhe in m

n = Drehzahl in min^{-1}

Gleichung 1.10 gilt unter der Bedingung, daß die Winkel β_1 bis β_4 etwa folgende Werte haben:

$$\beta_1 \approx 150^\circ$$

$$\beta_2 \approx 90^\circ$$

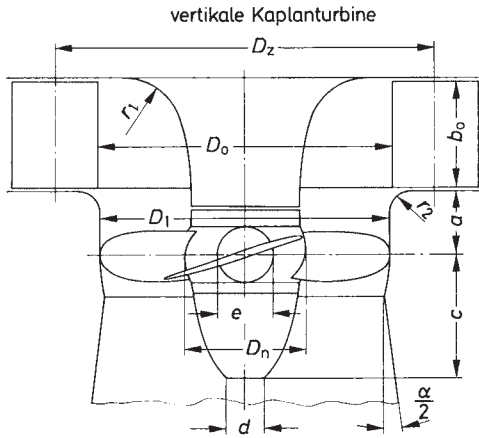
$$\beta_3 \approx 90^\circ$$

$$\beta_4 \approx 30^\circ$$

Der **Laufradinnendurchmesser** D_2 beträgt etwa $2/3$ des Laufradaußendurchmessers D_1 , die **Laufradbite** B etwa

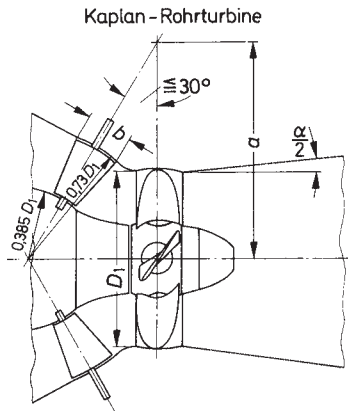
$$B \approx (2 \text{ bis } 3,5) \cdot D_1$$

Die Schaufelzahl z liegt üblicherweise zwischen 26 und 30. Nach Festlegung der Laufradabmessungen



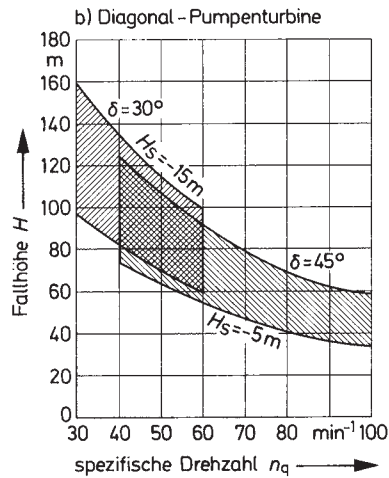
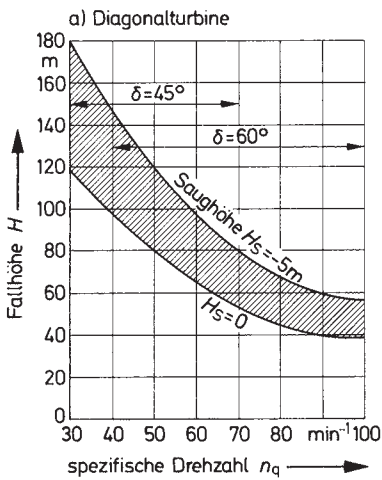
$$\begin{aligned}
 D_n &= (0,4 \div 0,6) D_1 \\
 D_z &= (1,2 \div 1,45) D_1 \\
 D_o &= (1,0 \div 1,08) D_1 \\
 b_o &= (0,3 \div 0,4) D_1 \\
 e &= (0,15 \div 0,2) D_1 \\
 d &= (0,1 \div 0,15) D_1 \\
 a &= (0,23 \div 0,28) D_1 \\
 c &= (0,45 \div 0,6) D_1 \\
 r_1 &= (0,15 \div 0,2) D_1 \\
 r_2 &= (0,05 \div 0,09) D_1 \\
 \frac{a}{D} &\approx 5^\circ
 \end{aligned}$$

Bild 1.14 Hydraulische Profile von vertikalen Kaplan­turbinen und Kaplan-Rohrturbinen



$$\begin{aligned}
 a &\approx 1,25 \cdot D_1 \\
 b &\approx (0,22 \div 0,28) D_1 \\
 \frac{a}{D} &\approx 5^\circ
 \end{aligned}$$

Bild 1.15 Spezifische Drehzahl n_q von Diagonalturbinen und Diagonal-Pumpenturbinen



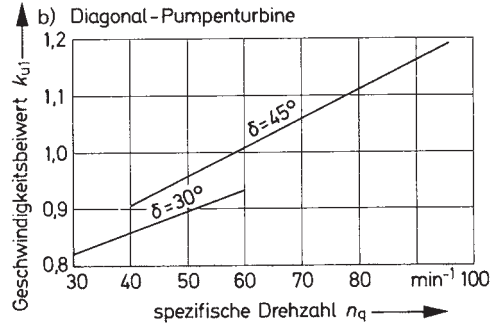
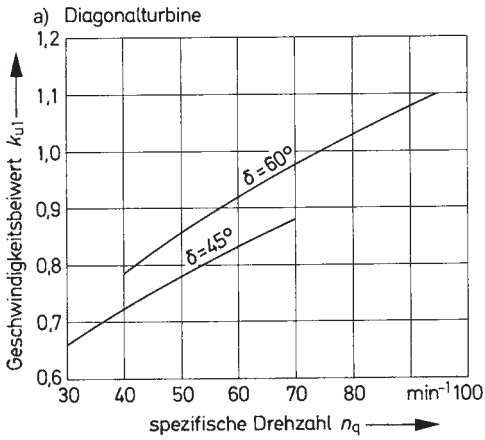


Bild 1.16 Geschwindigkeitsbeiwerte von Diagonalturbinen und Diagonal-Pumpenturbinen

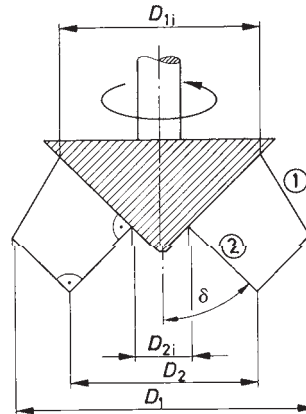
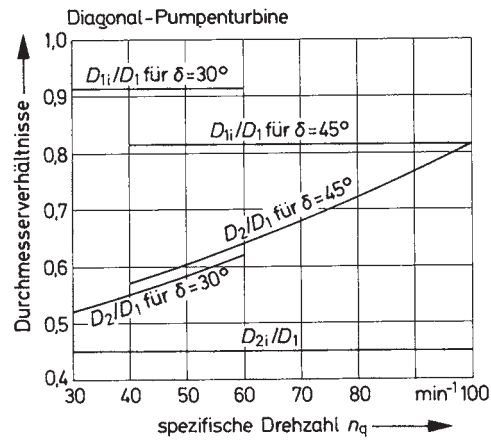
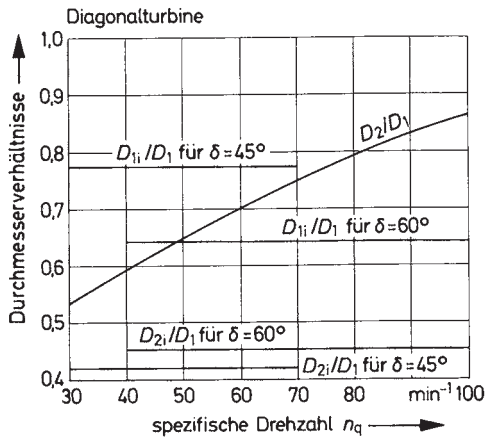


Bild 1.17 Durchmesserverhältnisse von Diagonalturbinen und Diagonal-Pumpenturbinen

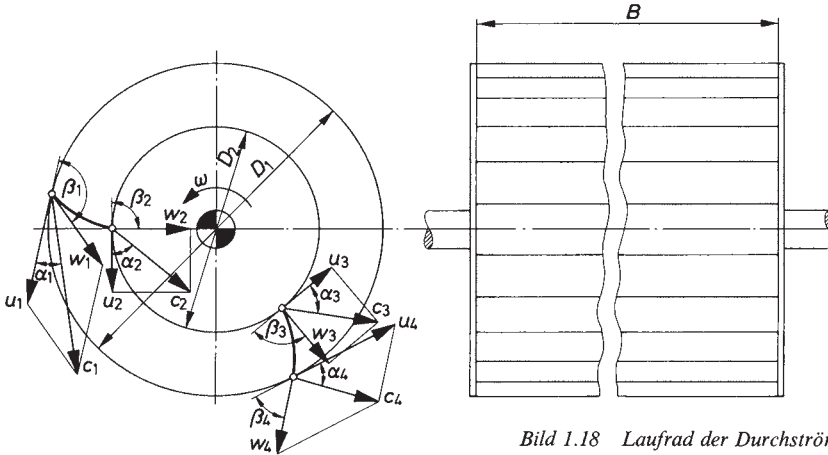


Bild 1.18 Laufrad der Durchströmturbine

können die Geschwindigkeitspläne (Bild 1.18) gezeichnet werden und die Geschwindigkeiten und Winkel über Kontinuitätsgleichung und EULERSche Turbinenhauptgleichung nachgeprüft und ggf. korrigiert werden.

Da es sich um eine Gleichdruckturbine handelt, ist die

Eintrittsgeschwindigkeit $c_1 \approx \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$.

Die Drallkomponente c_{u4} am Laufradaustritt sollte im Auslegungspunkt möglichst klein sein, damit keine nutzbare Energie mehr am Laufradaustritt vorhanden ist.

Weitere Literatur: [1.104]

1.3 Die Laufräder der axialen Dampf- und Gasturbinen

1.3.1 Einleitung

Axiale Dampf- und Gasturbinen sind in der Regel mehrstufig. Die Stufenzahl wird aus der spezifischen Stutzenarbeit der gesamten Turbine oder bei mehrgeschäftigen Maschinen aus der spezifischen Stutzenarbeit der Teilturbine und den charakteristischen Werten der Turbinenstufe bestimmt. Die Auslegung einer thermischen Turbine in der Praxis stützt sich nach wie vor weitgehend auf Erfahrungen, d.h. auf Versuchswerte, die auf Einzelstufen- oder Mehrstufenprüfständen gewonnen werden.

In dem folgenden kurzen Abschnitt werden die elementare Theorie der axialen Turbinenstufe und die wichtigsten Stufenkennwerte so behandelt, daß ein Anfänger eine axiale thermische Turbine grob dimensionieren kann. Die in der Praxis angewandten Rechenverfahren (vgl. z.B. [1.14 und 1.15]) zur Auswahl des optimalen Schaufelprofils berücksichtigen folgende Gesichtspunkte:

- Aerodynamik der Schaufel
- Festigkeit der Schaufel
- Werkstoff- und Herstellkosten der Schaufel

Dies bedingt relativ aufwendige, nur noch auf EDV-Anlagen durchführbare Berechnungen, gestützt auf eine Vielzahl empirischer Werte.

1.3.2 Vereinfachte Stufentheorie

In Bild 1.19 ist eine axiale Turbinenstufe, bestehend aus Leitrad und Laufrad dargestellt. Obwohl i.a. die Durchströmungsrichtung nicht exakt axial ist, sondern meist leicht diagonal, sollen derartige Stufen doch als axiale Stufen bezeichnet werden.

Bei der vereinfachten Stufentheorie wird die an sich relativ komplizierte räumliche Strömung durch eine gemittelte Strömung auf der Mittelstromlinie annähernd beschrieben.

Die Festlegung der Mittelstromlinie kann auf zwei Arten erfolgen (Bild 1.20):

a) Der mittlere Radius r_m wird als arithmetisches Mittel definiert:

$$r_m = \frac{r_N + r_S}{2} \quad (1.11 a)$$

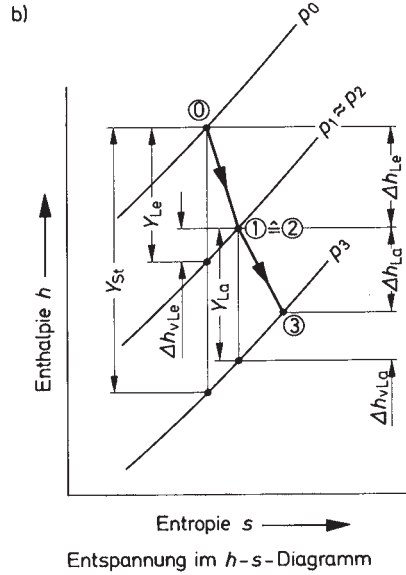
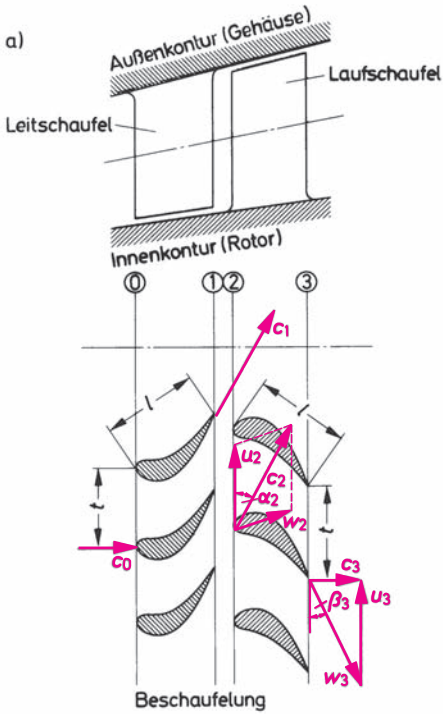


Bild 1.19 Axiale Turbinenstufe

b) Der mittlere Radius \bar{r} wird so festgelegt, daß er die Querschnittsfläche $\pi \cdot (r_S^2 - r_N^2)$ in zwei gleichgroße Teilflächen zerlegt:

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{r_N^2 + r_S^2}{2}} \quad (1.11b)$$

Bei der Betrachtung des **Energieumsatzes** in der Stufe werden folgende Schnittstellen (Kontrollflächen) festgelegt (Bild 1.19):

- ① Eintritt Leitrad
- ① Austritt Leitrad
- ② Eintritt Laufrad
- ③ Austritt Laufrad

Die Anwendung der Energiegleichung auf die **Leitradbeschaufelung** ergibt folgenden Ansatz:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

Die Enthalpiedifferenz $h_0 - h_1$ entspricht dem im

Leitrad effektiv umgesetzten Wärmegefälle Δh_{Le}

$$\Delta h_{Le} = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2)$$

Die im Leitrad verarbeitete Energie Δh_{Le} ist wegen der Reibungsverluste kleiner als das isentrope Wärmegefälle Y_{Le} :

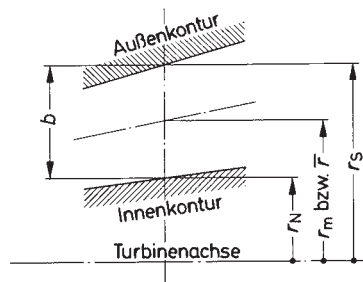


Bild 1.20 Zur Geometrie der axialen Turbinenstufe

$$\Delta h_{Le} = Y_{Le} - \Delta h_{vLe}$$

$$\Delta h_{vLe} = Y_{Le} - \Delta h_{Le} = Y_{Le} - \frac{1}{2} (c_1^2 - c_0^2)$$

In Anlehnung an die Berechnung von Reibungsverlusten bei Rohrströmungen wird der Reibungsverlust Δh_{vLe} mittels einer **Verlustzahl** ζ_{Le} ausgedrückt:

$$\Delta h_{vLe} = \zeta_{Le} \left(Y_{Le} + \frac{c_0^2}{2} \right)$$

≐ Totalenthalpie, die im
Leitrad umgesetzt wird

Führt man einen **Leitradwirkungsgrad** η_{Le} gemäß folgender Definition ein:

$$\eta_{Le} = 1 - \zeta_{Le}$$

erhält man folgenden Ausdruck für die Austrittsgeschwindigkeit c_1 :

$$\frac{1}{2} (c_1^2 - c_0^2) = Y_{Le} - (1 - \eta_{Le}) \left(Y_{Le} + \frac{c_0^2}{2} \right)$$

$$\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = Y_{Le} - Y_{Le} + \eta_{Le} \cdot Y_{Le} - \frac{c_0^2}{2} + \eta_{Le} \cdot \frac{c_0^2}{2}$$

$$\frac{c_1^2}{2} = \eta_{Le} \left(Y_{Le} + \frac{c_0^2}{2} \right)$$

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \eta_{Le} \left(Y_{Le} + \frac{c_0^2}{2} \right)} \quad (1.12)$$

Das isentrope Leitradgefälle Y_{Le} kann aus dem isentropen Stufengefälle Y_{St} über den **Reaktionsgrad** r bestimmt werden:

$$Y_{Le} = (1 - r) \cdot Y_{St} \quad (1.13)$$

Die Leitradaustrittsgeschwindigkeit c_1 kann bei vereinfachter Betrachtung gleich der Laufradeintrittsgeschwindigkeit c_2 gesetzt werden.

Für das **Laufrad** liefert die Energiegleichung folgenden Ansatz, zweckmäßigerweise auf ein **rotierendes Koordinatensystem** bezogen [1.16]:

$$h_3 + \frac{w_3^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \underbrace{\frac{u_3^2 - u_2^2}{2}}_{\text{Fliehkraftanteil}}$$

mit $\Delta h_{La} = h_2 - h_3$ ausgedrückt:

$$\Delta h_{La} = \frac{1}{2} (w_3^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_3^2)$$

Als Reibungsverlust im Laufrad wird wieder ein der Laufrad-Verlustzahl ζ_{La} proportionaler Anteil der am Laufradeintritt vorhandenen Totalenthalpie definiert:

$$\Delta h_{vLa} = \zeta_{La} \left(Y_{La} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_3^2 - u_2^2}{2} \right)$$

mit $\Delta h_{vLa} = Y_{La} - \Delta h_{La}$

und $\zeta_{La} = 1 - \eta_{La}$

kann die relative Austrittsgeschwindigkeit w_3 durch das isentrope Laufradwärmegefälle Y_{La} und den Laufradwirkungsgrad η_{La} ausgedrückt werden:

$$w_3 = \sqrt{2 \cdot \eta_{La} \left(Y_{La} + \frac{w_2^2 - u_2^2 + u_3^2}{2} \right)} \quad (1.14)$$

Angaben über die Größen der Leitrad- und Laufradwirkungsgrade der verschiedenen Turbinenbeschauungen finden sich u.a. in [1.15 bis 1.20].

Zur groben Orientierung kann der Stufenwirkungsgrad

$$\eta_{St} \approx \frac{\Delta h_{Le} + \Delta h_{La}}{Y_{St}}$$

gleich dem Laufradwirkungsgrad η_{La} und dem Leitradwirkungsgrad η_{Le} gesetzt werden und nach Bild 1.21 aus [1.17] abgeschätzt werden (vgl. auch Bild 8.9 in [1.1]).

Die **Eulersche Turbinenhauptgleichung** liefert folgende Beziehung für die Umfangskomponenten c_{u2} und c_{u3} :

$$\Delta h_{Le} + \Delta h_{La} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2} = u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3} \quad (1.15)$$

Der Ausdruck links vom Gleichheitszeichen stellt die Netto-Totalenthalpie dar, die in der Stufe umgesetzt wird.

Die Anwendung der **Kontinuitätsgleichung** auf die Strömung in der Turbinenstufe ergibt folgende Ausdrücke:

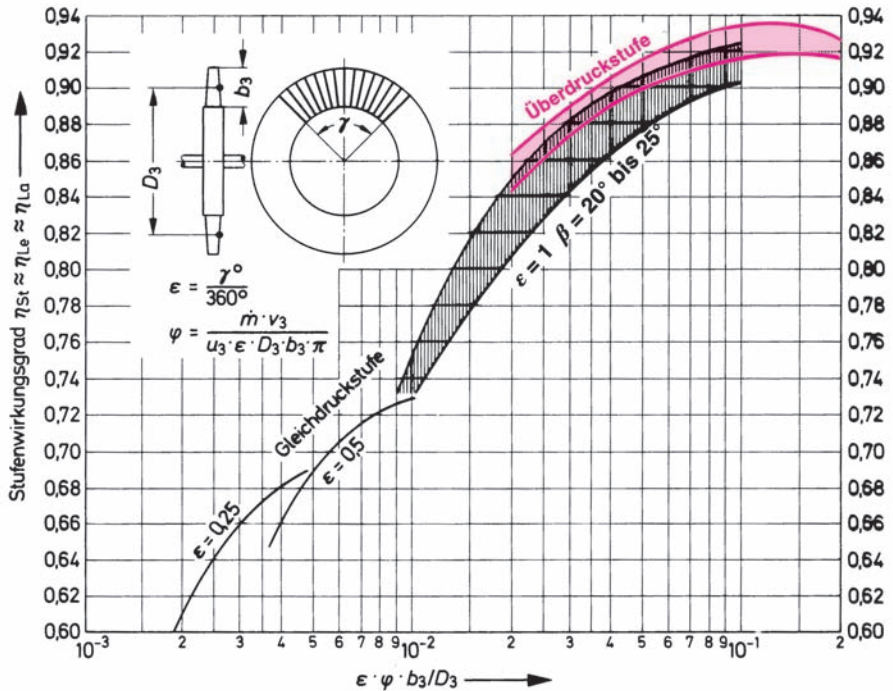


Bild 1.21 Stufenwirkungsgrade axialer Turbinenstufen (nach [1.17])

(1.16)

$$\begin{aligned} \dot{m} \cdot v_0 &= \varepsilon \cdot A_0 \cdot f_0 \cdot c_0 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \delta_0 \\ \dot{m} \cdot v_1 &= \varepsilon \cdot A_1 \cdot f_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \delta_1 = \dot{m} \cdot v_2 \\ \dot{m} \cdot v_2 &= \varepsilon \cdot A_2 \cdot f_2 \cdot c_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \cos \delta_2 \\ \dot{m} \cdot v_3 &= \varepsilon \cdot A_3 \cdot f_3 \cdot c_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \cos \delta_3 \end{aligned}$$

\dot{m} = Massenstrom

v = spezifisches Volumen

ε = Beaufschlagungsverhältnis = $\frac{\gamma}{360^\circ}$ (Bild 1.22)

A = Querschnittsfläche

f = Faktor > 1 zur Berücksichtigung der Leckagen

c = Absolutgeschwindigkeit

α = Winkel zwischen Absolutgeschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit

vgl. Bild 1.23

δ = Winkel zwischen Mittelstromlinie und axialer Strömungsrichtung

Bild 1.22

Professor TRAUPEL gibt in [1.16] drei Verfahren zur Auslegung der Stufe an, je nachdem welche Parameter gegeben bzw. gesucht sind (Tabelle 1.4).

1.3.3 Kennwerte der Stufe

In Anlehnung an Kapitel 4 in [1.1] und in Abweichung von Kapitel 5.6 in [1.16] werden folgende Stufenkennwerte eingeführt:

$$\text{Druckzahl } \psi = \frac{Y_{\text{St}}}{u_3^2/2} \quad (1.17)$$

$$\text{Durchflußzahl } \varphi = \frac{\dot{m} \cdot v_3}{u_3 \cdot \varepsilon \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \pi} \quad (1.18)$$

$$\text{Leistungszahl } \lambda = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}}{u_3^2/2} \quad (1.19)$$

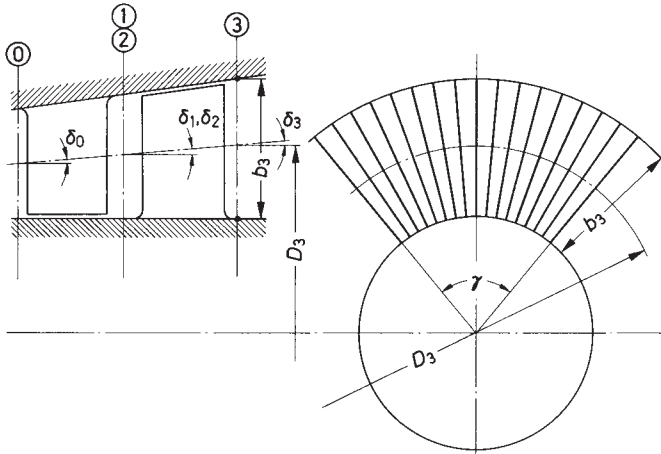


Bild 1.22 Zur Geometrie der axialen Turbinenstufe

Tabelle 1.4 Auslegung axialer Turbinenstufen

	Verfahren 1	Verfahren 2	Verfahren 3
Gegeben	Massenstrom \dot{m} Eintrittsdruck p_0 Eintrittsenthalpie h_0 Eintrittsgeschwindigkeit c_0 Drücke p_1 und p_3 Geschwindigkeit u_2 und u_3 Drehzahl n Winkel $\alpha_0, \alpha_1, \beta_2$	Massenstrom \dot{m} Eintrittsdruck p_0 Eintrittsenthalpie h_0 Geschwindigkeitspläne Drehzahl n	Massenstrom \dot{m} Eintrittsdruck p_0 Eintrittsenthalpie h_0 Drücke p_1 und p_3 Winkel α_0 alle Durchmesser D alle Längen b
Berechnung	aus $Y_{Lc} \rightarrow c_1$ $\Delta h_{Le} \rightarrow$ Punkt ① im h - s -Diagramm $c_1 \left. \begin{array}{l} \alpha_1 \\ u_1 \end{array} \right\} \rightarrow w_1$ aus $Y_{La} \rightarrow w_2$ aus der Kontinuitätsgleichung ergeben sich die Querschnitte A_0 bis A_3 daraus berechnen sich die Längen b_0 bis b_3	Y_{Lc} bestimmen p_1 aus h - s -Diagramm abgreifen Punkt ① im h - s -Diagramm festlegen Δh_{La} bestimmen Punkt ③ im h - s -Diagramm festlegen Aus der Kontinuitätsgleichung ergeben sich die Querschnitte A_0 bis A_3 und die Längen b_0 bis b_3	Geschw. c_0 berechnen Geschw. c_1 berechnen Punkt ① im h - s -Diagramm festlegen Winkel α_1 bestimmen Geschw. w_1 berechnen Geschw. w_2 berechnen

Bild 1.23 Geschwindigkeitsplan einer axialen Turbinenstufe

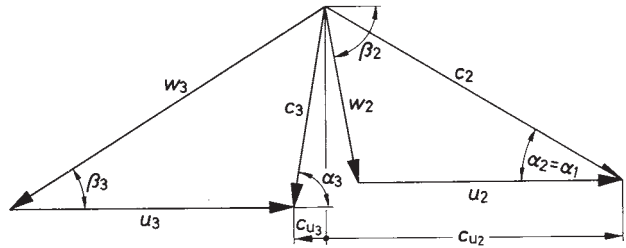


Tabelle 1.5 Kennzahlen axialer Turbinenstufen

Kennzahl	Gleichdruckstufe	Überdruckstufe	Curtisrad (zweikränzig)
Reaktionsgrad r	0 bis 0,25	0,5	0,05 bis 0,15
Druckzahl ψ	3,8 bis 7,0	2,0 bis 4,0	16 bis 24
Durchflußzahl φ	0,4 bis 1,2	0,35 bis 1,2	0,4 bis 0,9
Leistungszahl λ	3,4 bis 6,0	2,0 bis 4,0	13 bis 20
Winkel α_2	12° bis 30°	15° bis 45°	11° bis 15°
Winkel β_3	18° bis 45°	15° bis 45°	÷

Die geometrischen Größen können aus Bild 1.22 bzw. aus der Legende von Gleichung 1.16, die Geschwindigkeiten aus dem Geschwindigkeitsplan in Bild 1.23 entnommen werden.

Zur groben Orientierung sind in Tabelle 1.5 die wichtigsten Kennzahlen axialer Turbinenstufen zusammengestellt.

Da der Turbinenbauer bei der Auslegung der Stufen viele Freiheitsgrade hat, können die in Tabelle 1.5 aufgeführten Werte nur Richtwerte zur Findung eines günstigen Kompromisses sein.

1.3.4 Abschätzung der Stufenzahl

Die Wahl der Stufenzahl hat einen großen Einfluß auf den Turbinenwirkungsgrad, allerdings auch auf die Turbinengröße und den Preis. Nach [1.21] kann der Zusammenhang zwischen Turbinenwirkungsgrad und Stufenzahl mit folgender empirischer Formel beschrieben werden:

$$\eta_T = \eta_0 - \frac{A}{\sqrt[3]{z}}$$

Wirkungsgrad η_0 und Beiwert A hängen von Turbinenart und -größe ab. Zur Charakterisierung dieses Zusammenhanges dient das in Bild 1.24 [1.21] dargestellte Diagramm $\eta_T = f(z)$.

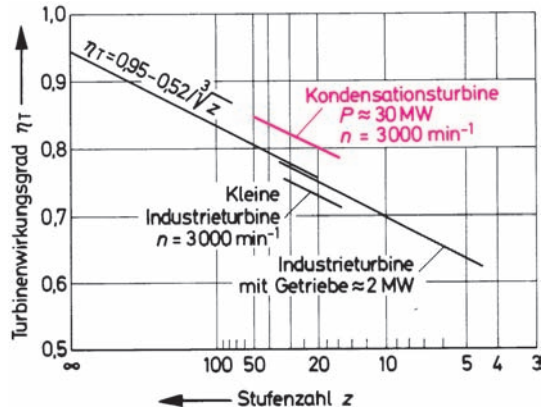


Bild 1.24 Stufenzahl axialer Dampfturbinen (nach [1.21])