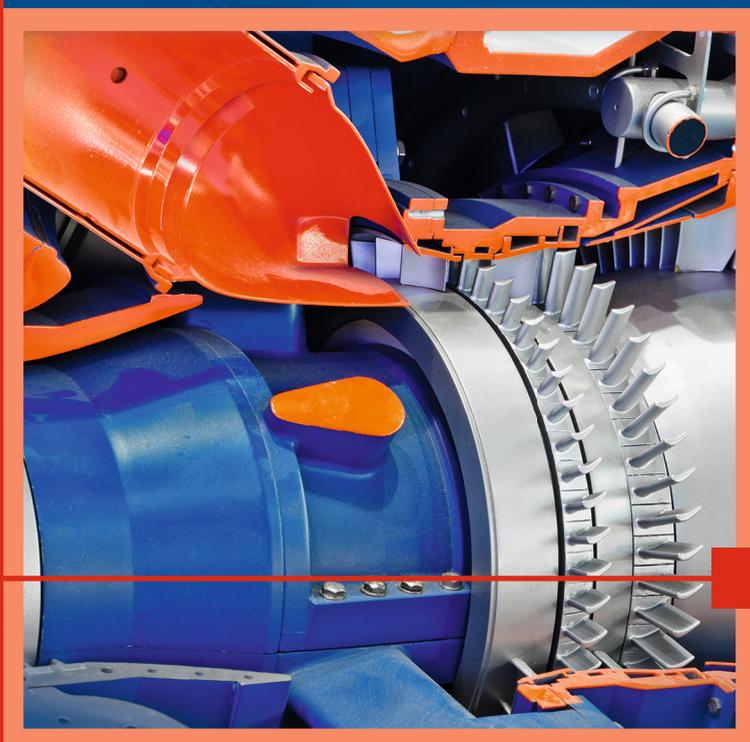


Herbert Sigloch



Strömungs- maschinen

Grundlagen und Anwendungen



8., aktualisierte und erweiterte Auflage

HANSER



Ihr Plus – digitale Zusatzinhalte!

Auf unserem Download-Portal finden Sie zu diesem Titel kostenloses Zusatzmaterial. Geben Sie dazu einfach diesen Code ein:

p l u s - z e 6 4 g - 4 x s a 5

plus.hanser-fachbuch.de



Bleiben Sie auf dem Laufenden!

Hanser Newsletter informieren Sie regelmäßig über neue Bücher und Termine aus den verschiedenen Bereichen der Technik. Profitieren Sie auch von Gewinnspielen und exklusiven Leseproben. Gleich anmelden unter

www.hanser-fachbuch.de/newsletter

Herbert Sigloch

Strömungsmaschinen

Grundlagen und Anwendungen

8., aktualisierte Auflage

HANSER

Über den Autor:

Prof. Dipl.-Ing. Herbert Sigloch, Bad Überkingen

Print-ISBN: 978-3-446-47677-6

E-Book-ISBN: 978-3-446-47696-7

Alle in diesem Werk enthaltenen Informationen, Verfahren und Darstellungen wurden zum Zeitpunkt der Veröffentlichung nach bestem Wissen zusammengestellt. Dennoch sind Fehler nicht ganz auszuschließen. Aus diesem Grund sind die im vorliegenden Werk enthaltenen Informationen für Autor:innen, Herausgeber:innen und Verlag mit keiner Verpflichtung oder Garantie irgendeiner Art verbunden. Autor:innen, Herausgeber:innen und Verlag übernehmen infolgedessen keine Verantwortung und werden keine daraus folgende oder sonstige Haftung übernehmen, die auf irgendeine Weise aus der Benutzung dieser Informationen – oder Teilen davon – entsteht. Ebenso wenig übernehmen Autor:innen, Herausgeber:innen und Verlag die Gewähr dafür, dass die beschriebenen Verfahren usw. frei von Schutzrechten Dritter sind. Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt also auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benützt werden dürften.

Die endgültige Entscheidung über die Eignung der Informationen für die vorgesehene Verwendung in einer bestimmten Anwendung liegt in der alleinigen Verantwortung des Nutzers.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet unter <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdruckes und der Vervielfältigung des Werkes, oder Teilen daraus, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Einwilligung des Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichtsgestaltung – mit Ausnahme der in den §§ 53, 54 UrhG genannten Sonderfälle –, reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

© 2024 Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, München

www.hanser-fachbuch.de

Lektorat: Dipl.-Ing. Natalia Silakova-Herzberg

Herstellung: Frauke Schafft

Coverkonzept: Marc Müller-Bremer, www.rebranding.de, München

Titelmotiv: © gettyimages.de/loonger

Satz: Dr. Steffen Naake, Limbach-Oberfrohna

Druck: CPI Books GmbH, Leck

Printed in Germany

Vorwort

Dieses Buch richtet sich an Studierende des Maschinenbaues sowie Ingenieure, die im Strömungsmaschinenbau in Konstruktion und Fertigung tätig sind. Der Schwerpunkt ist deshalb auf die Gemeinsamkeiten aller Strömungsmaschinen in ihrer Wirkung und Berechnung gelegt, die im Teil I des Buches zusammengefasst sind. Auf den Aufbau und die Anwendung der einzelnen Strömungsmaschinen, die **Turbo-Arbeitsmaschinen** (Kreiselpumpen und -verdichter) und **Turbo-Kraftmaschinen** (Wasser-, Dampf-, Gas- und Windturbinen) sowie die **Antriebspropeller** und **Aggregate** (Strömungskupplungen und -wandler) wird in stark begrenztem Maße im Teil II des Buches eingegangen. Die Kreiselpumpen, mit denen fast jeder Ingenieur in seinem Berufsleben als Hersteller oder vor allem als Anwender in Kontakt kommt, werden schwerpunktmäßig betrachtet.

Das digitale Zusatzmaterial zu diesem Buch auf plus.hanser-fachbuch.de umfasst Arbeitstabellen (Stoffgrößen, Richtwerte, Diagramme), Ergänzungen, 70 Übungsbeispiele mit vollständigen Lösungen, Darstellungen ausgeführter Turbomaschinen verschiedener Hersteller und zugehörige Animationen.

Die Methode, die verschiedenen Strömungsmaschinentypen möglichst gemeinsam zu behandeln, rechtfertigt sich durch die Tatsache, dass alle Ausführungen auf dem gleichen Prinzip, der Anwendung des **Drallsatzes**, beruhen. Erst wenn die den Energiefluss mindernden, durch Reibung bedingten mechanischen Verluste, die immer der Bewegungsrichtung entgegen – also hemmend – wirken, in die Betrachtung einbezogen werden, was bei der technischen Anwendung immer notwendig ist, erfolgt eine Trennung in die Hauptgruppen **Arbeitsmaschinen** (Pumpen) und **Kraftmaschinen** (Turbinen). Um die fluidspezifischen Eigenschaften zu berücksichtigen, wird dann innerhalb der Hauptgruppen jeweils weiter in Strömungsmaschinen für inkompressible Fluide (Flüssigkeiten), die sog. **hydraulischen Strömungsmaschinen**, und Strömungsmaschinen für kompressible Fluide (Gase, Dämpfe), die sog. **thermischen Strömungsmaschinen**, unterschieden. Im Text werden ausschließlich genormte Formelzeichen, Symbole und Maßeinheiten verwendet und, wo immer möglich, vom Maßsystem unabhängige Größengleichungen.

Die Bezeichnungen, Kennzeichen und Kenngrößen bei den Strömungsmaschinen werden in der Fachwelt nicht einheitlich angewendet. Wie jeweils an der betreffenden Textstelle im Buch begründet wird, ist deshalb teilweise ein Abweichen von den Bezeichnungen des einschlägigen Fachschrifttums notwendig, um Durchgängigkeit der Terminologie und Einheitlichkeit der Bezeichnungen zu erreichen, was insbesondere für den Lernenden wichtig ist. Die Abweichungen wurden jedoch so gering wie möglich gehalten und irritieren den erfahrenen Ingenieur sicher nicht. Vor allem bei den Turbomaschinentypen ist die Nummerierung nicht der Strömung, sondern dem Druckniveau folgend vorgenommen.

Der Verfasser bemühte sich, Bilder von Maschinen moderner Konzeption gemäß dem neuesten Stand der Technik zu verwenden, und erweiterte entsprechend den Abschnitt Windturbinen. Da ältere, einfachere Konstruktionen die Charakteristika jedoch oft deutlicher zeigen und deshalb für eine erste Betrachtung übersichtlicher sind, wurde verschiedentlich bewusst auf solche Ausführungen zurückgegriffen.

Obwohl das Manuskript mit höchster Sorgfalt abgefasst und der Satz peinlich genau geprüft wurde, sind Fehler letztlich nicht gänzlich auszuschließen. Deshalb werden Hinweise, Anregungen sowie Verbesserungsvorschläge aller Art immer dankbar angenommen.

Dank gilt allen an den zugehörigen Stellen erwähnten Unternehmen, die Bildmaterial und/oder Informationen zur Verfügung stellten. Dem Carl Hanser Verlag und Frau Dipl.-Ing. Natalia Silakova-Herzberg mit Team gebühren großer Dank für die gute Ausstattung des Buches und die vertrauensvolle Zusammenarbeit.

Benutzungshinweise

Gleichungen, Tabellen und Bilder sind in diesem Werk kapitelweise nummeriert. Die Bezeichnung **Tafel** wird nur beim digitalen Zusatzmaterial auf plus.hanser-fachbuch.de verwendet und umfasst sowohl Tabellen als auch Hinweise, Ergänzungen und Diagramme für die Lösung von Turbomaschinenproblemen. Näherungsbeziehungen werden auch als **Formeln** bezeichnet.

Verwendete Abkürzungen:

AM Arbeitsmaschinen

KM Kraftmaschinen

StM Strömungsmaschinen (Turbomaschinen **TuM**)

P Pumpen

KP Kreiselpumpen

KV Kreiselerdichter

T Turbinen

DT Dampfturbinen

GT Gasturbinen

LT Luft-(Wind-)Turbinen

WT Wasserturbinen

HyM Hydraulische Strömungsmaschinen

ThM Thermische Strömungsmaschinen

KoM Kolbenmaschinen (KoP Kolbenpumpen, M Motore → Otto, Diesel)

OW Oberwasserspiegel

UW Unterwasserspiegel

Beispiele im Text werden mit **B**, **Übungsaufgaben** mit **Ü** gekennzeichnet. Die Beispiele sind zur Veranschaulichung in den Text eingefügt und sofort gelöst. Die Übungsaufgaben sollen dem Leser das selbstständige Bearbeiten von Strömungsmaschinen-Berechnungen ermöglichen.

Zur besseren Übersicht werden im Text und in den Bildern sowie bei den Lösungen der Beispiele und Übungsaufgaben folgende **Abkürzungen** verwendet:

D für Durchflussbeziehung, Druckstutzen

DP für Drehpunkt

DS für Drallsatz, Druckseite

EE für Energiegleichung realer Strömungen (sog. Erweiterte Energiegleichung)

ER für Energiegleichung der Relativströmung idealer Fluide

ES für Energiesatz und allgemein **E** für Energie

HK für Hauptgleichung der Kreiseleradtheorie (EULER-Kreiseleradgleichung)

HT für Hauptgleichung der Tragflügeltheorie (KUTTA-JOUKOWSKY-Gleichung)

IS für Impulssatz

K für Kontinuitätsgleichung

KR für Kontrollraum

S für Saugstutzen

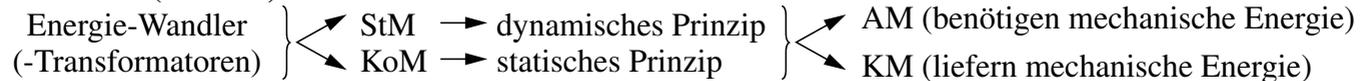
SS für Saugseite

Bezugsstellen, die zur sinnvollen Anwendung der Gleichungen erforderlich sind, werden oft durch in **Kreisesetzte Ziffern** gekennzeichnet und nach dem Abkürzungssymbol der betreffenden Gleichung aufgeführt. Es wurde versucht, möglichst viele Richtwerte anzugeben, die nach den Erfahrungen und Experimenten zu guten, d. h. energie- und abmessungsgünstigen Ergebnissen führen. Dabei sind in Klammern gesetzte Richtwertbereiche nur in Sonderfällen erreichbar, also einerseits einfache (niedrige Werte) und andererseits aufwendige (hohe Werte) Maschinenausführungen.

Übungsbeispiele (Übungsaufgaben):

Die Aufgabenstellungen zu den Übungsbeispielen sowie die vollständigen Lösungen der 70 Übungsbeispiele sind als digitales Zusatzmaterial auf plus.hanser-fachbuch.de abrufbar. Diese Lösungen beruhen immer nur auf dem Kenntnisstand, der bis zu der betreffenden Aufgabe vom Buch vermittelt worden ist. Fehlt bei den Texten der Beispiele die Angabe des Mediums, so ist bei Kreiselpumpen *Wasser* und bei Kreisverdichtern *Luft* zugrunde zu legen. Bei nicht angegebenen Umgebungs- und Anfangswerten in den Aufgaben sind für den Umgebungs-, d. h. Barometerdruck, 1 bar und für die Umgebungs- bzw. Mediumtemperatur 20 °C zu setzen.

Berechnungen sollten nur so genau ausgeführt werden, wie es den Ausgangs-/Tabellen-/Diagrammwerten sowie dem Bekanntsein aller Einflussgrößen entspricht. Die Genauigkeit der Ergebnisse sollte somit der Genauigkeit der Vorgaben angepasst werden, wobei durch Überschlags- und Vergleichsrechnungen die Richtigkeit der Berechnungsergebnisse geprüft werden sollte.

Übersicht (Schema):**Hochvakuum:**

Die Wissenschaft benötigt weitgehend vollkommenes Vakuum für Experimente. Der Wirkungsgrad dieser dazu notwendigen Superturboverdichter steht dabei nicht im Vordergrund, sondern die Möglichkeit des Verwirklichens solcher extremer Hochvakua. Spezielle vielstufige Überschall-Turboverdichter erreichen bei mehrfacher Schallgeschwindigkeit mit Drehzahlen der Rotoren bis 100 000 Umdrehungen je Minute, bei bestmöglicher Kühlung, in ca. 5 Betriebsstunden in Hochvakuumkammern einen Druck von absolut etwa 0,000 001 bar (10^{-6}). Das entspricht dem Druck im Weltraum in 200 km Höhe über der Erde. Solche mehrstufigen, überschallschnell drehenden, in Magnetlagern geführten, hintereinander angeordneten Rotoren aus höchstwertigem Werkstoff, können sogar absolute Vakuumdrücke von 0,001 Milliardstel Bar ($10^{-4} \cdot 10^{-6} = 10^{-13}$) erreichen. Bei diesen Drücken befinden sich nur noch weniger als ca. 1000 Luftteilchen in einem Kubikzentimeter Volumen. Beim Umgebungsdruck (1 bar; 20 °C), dem mittleren Normalzustand, sind dies am Erdboden ca. 30 Trillionen ($30 \cdot 10^{18}$) Luftteilchen je Kubikzentimeter Volumen (cm^3), also etwa das 30-Billiardfache ($30 \cdot 10^{15}$ -fache).

Grundsätzliches:

Die Wirkung und damit Berechnung von Strömungsmaschinen erfolgt gemäß den Erkenntnissen der Fluidmechanik. Diese fußt auf den Gleichgewichtsbedingungen der NEWTONSchen Axiome (Grundsätze) – Trägheit, Wechselwirkung, Aktion – und den Erhaltungsbedingungen von Masse sowie Energie. Hinzu kommt die Thermodynamik bei thermischen Turbomaschinen (KV, DT, GT). Auch Werkstoff- und Festigkeitstechnik sind zu beachten. Grundlagen für die Konstruktion (Symbiose von Berechnung und Gestaltung) sind somit Geometrie sowie Physik und dazu Mathematik.

Alles, was nicht berechnet werden kann, was oft letztlich unmöglich oder zu kompliziert ist, wird gemessen. Das führt dann zu Mess-, Erfahrungs- und Richtwerten. Diese Näherungswerte fließen in die Berechnung ein. Kontrollversuche an der ausgeführten Maschine sind zur Sicherheit oft unerlässlich.

Erfahrungstatsachen sind letztlich nicht erklärbar, sondern nur erkennbar an deren Wirkung. Das sind statistische Globalaussagen gemäß der Atom- und Quantentheorie.

Maschinen- und Apparatechnik:

Um technische und wirtschaftliche sowie umweltschonende Produkte vorteilhaft zu verwirklichen, sind geometrische und physikalische Bedingungen zu erfüllen, die zudem meist gekoppelt sind. Werkstoffe, Fertigung, Montage und Steuerung sind dabei zu beachten, also die gesamten Technischen Wissenschaften.

Physikalische Größen

- kennzeichnen die physikalischen Eigenschaften von Stoffen
- der Wert jeder physikalischen Größe, der Größenwert G , ist das Produkt aus Zahlenwert Z und Einheit E (Dimension), also $G = \{Z\} \cdot [E]$

Hinweise zum digitalen Zusatzmaterial

Das digitale Zusatzmaterial zum Buch „Strömungsmaschinen“ kann über die Webseite plus.hanser-fachbuch.de abgerufen werden. Der entsprechende Zugangscode ist auf S. 1 abgedruckt.

Das folgende Material wurde im HTML-Format erstellt und kann mit gängigen Internet-Browsern angezeigt werden:

- Tafeln (Berechnungshilfen, Diagramme, Zahlenwerte, ...)
- Übungsbeispiele zu den Kapiteln 2 bis 11 mit Lösungen,
- Abbildungen und Animationen zu Verdichtern, Kompressoren, Gasturbinen, Dampfturbinen und Wasserturbinen,
- PowerPoint-Präsentation zu Kreiselpumpen sowie ein Berechnungsprogramm.

Weiterhin abrufbar sind ergänzende Kapitel zu den Themen:

- 1 Einfluss der Fluidlinien-Krümmung zu Abschnitt 2.5.2,
- 2 Flügel-Profile zu Abschnitt 2.5.3,
- 3 Numerische Strömungsmechanik zu Abschnitt 3.1,
- 4 Herleitung der Beziehungen (5-14) bis (5-21) zu Abschnitt 5.2.3 und 5.3.3,
- 5 Lösung des Integrals von Gl. (7-76) zu Abschnitt 7.2.1.5,
- 6 Spezifische verlustlose Druckenergie bei kompressiblen Fluiden zu Abschnitt 8.2,
- 7 Wärmetönung bei der technischen Arbeit von Gasen und Dämpfen zu Abschnitt 8.5.9,
- 8 Anlagenwirkungsgrade zu Abschnitt 8.5.9,
- 9 Energieaufteilung zu Abschnitt 8.5.9,
- 10 Förderungsabreißen zu Abschnitt 9.2.1.8 und 9.2.2.4,
- 11 Kondensationsbetrieb zu Abschnitt 9.3.3,
- 12 Geräuscherzeugung von Strömungseinrichtungen zu Abschnitt 10.3.2.3,
- 13 Druckaufbau in Strömungspumpen zu Abschnitt 10.3.4,
- 14 Thermodynamik der Gasturbinen zu Abschnitt 11.4,
- 15 Bauformen von Windkonvertern zu Abschnitt 11.5,
- 16 Berechnung von Turbomaschinen (Schema),
- 17 Hydrodynamische Leistungsübertragung.

Zum Anzeigen/Drucken dieser PDF-Dateien benötigen Sie den Adobe Reader.

Zur Anzeige der Animationen ist das Programm **QuickTime Player**, **VLC Media Player**, **RealPlayer** oder **Windows Media Player** bzw. **Adobe Shockwave Player** erforderlich.

Falls auf ihrem Computer noch kein für die Darstellung benötigtes Programm (s. o.) installiert ist, gibt es im Verzeichnis **Download** Hyperlinks zu den Herstellern der Programme mit kostenfreien aktuellen Versionen.

Inhaltsverzeichnis

Teil I Grundlagen	17
1 Allgemeines	17
1.1 Begriffe, Einheiten, Abkürzungen	17
1.1.1 Begriffe	17
1.1.2 Einheiten	18
1.1.3 Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen	19
1.2 Aufgabe und Bedeutung	23
1.3 Unterteilung	27
1.4 Wirkungsweise	29
1.4.1 Grundsätzliches	29
1.4.2 Einzelschaufel (Flügel)	29
1.4.3 Schaufelgitter (Schaufel)	31
1.5 Bauarten	35
1.5.1 Vorbemerkungen	35
1.5.2 Hauptteile	35
1.5.3 Bezeichnungen	35
1.5.4 Aufteilung	36
1.6 Vergleich mit Kolbenmaschinen	36
1.6.1 Vorbemerkungen	36
1.6.2 Übereinstimmende Kennzeichen	37
1.6.3 Unterschiede	37
2 Strömungsverhältnisse	39
2.1 Zusammengesetzte Strömungen	39
2.1.1 Grundsätzliches	39
2.1.2 Radialrotations Hohlräume	39
2.1.2.1 Vorbemerkungen	39
2.1.2.2 Reibungsfreie Strömungen	39
2.1.2.3 Reibungsbehaftete Strömungen	40
2.1.3 Beliebige rotationssymmetrische Kanäle	41
2.1.4 Axialrotations Hohlräume	42
2.2 Relativbewegung	42
2.3 Energiegleichung der Relativströmung	42
2.4 Instationäre Strömung	44
2.4.1 Grundsätzliches	44
2.4.2 Energiegleichung der instationären Strömung	44
2.4.3 Druckstoß	46
2.4.3.1 Vorbetrachtungen	46
2.4.3.2 Physikalischer Ablauf	46
2.4.3.3 Rohrleitung mit konstantem Querschnitt	47
2.4.3.4 Rohrsystem mit veränderlichem Durchmesser	53
2.5 Laufradströmungen	54
2.5.1 Bezeichnungen und Grundsätzliches	54
2.5.2 Radial-, Halbaxial- und Diagonlräder	56
2.5.2.1 Strömungsverhältnisse	56
2.5.2.2 Nabenverengung	58
2.5.2.3 Radquerschnittsverengung	58

2.5.2.4	Laufschaufelzahl	60
2.5.2.5	Schaufeldicke	62
2.5.2.6	Umfangsgeschwindigkeit	62
2.5.2.7	Geschwindigkeitsverhältnisse	63
2.5.3	Axialräder	64
2.5.3.1	Vorbemerkungen	64
2.5.3.2	Axialräder mit vielen Schaufeln	64
2.5.3.3	Axialräder mit wenigen Schaufeln	68
3	Energieumsatz	73
3.1	Berechnungsverfahren	73
3.2	Stromfadentheorie	74
3.2.1	Hauptgleichung der Kreiselradtheorie (EULER-Gleichung)	74
3.2.1.1	Spezifische theoretische Schaufelarbeit $Y_{Sch\infty}$ bei unendlicher Schaufelzahl	74
3.2.1.2	Spezifische theoretische Schaufelarbeit Y_{Sch} bei endlicher Schaufelzahl	78
3.2.1.3	Spezifische Stufenarbeit ΔY und spezifische Stutzenarbeit Y	85
3.2.1.4	Spaltdruckarbeit	87
3.2.1.5	Gleich- und Überdruckwirkung	88
3.3	Tragflügeltheorie	90
3.3.1	Ideale Strömung (KUTTA-JOUKOWSKY-Gesetz)	90
3.3.2	Reale Strömung	93
4	Affinitätsregeln und Kennziffern	99
4.1	Grundsätzliches	99
4.2	Ähnlichkeitstheorie	99
4.2.1	Vorbemerkungen	99
4.2.2	Ähnlichkeitsbedingungen	99
4.2.3	Affinitätsregeln	100
4.2.3.1	Maßstabsfaktoren	100
4.2.3.2	Proportionalitäten	100
4.2.3.3	Ähnlichkeitsbeziehungen	101
4.2.3.4	Wirkungsgradumrechnung	102
4.2.3.5	Radanpassung	103
4.3	Kennziffern	105
4.3.1	Grundsätzliches	105
4.3.2	Methoden zur Aufstellung von Kennziffern	106
4.3.3	Wichtige Kennziffern für Turbomaschinen	106
4.3.3.1	Reaktionsgrad	106
4.3.3.2	Druckziffer	108
4.3.3.3	Lieferziffer	109
4.3.3.4	Durchmesserziffer	111
4.3.3.5	Radformkennziffern (Laufgradkennzahlen)	111
4.3.3.6	Relative Drallziffer	120
4.3.3.7	Einlaufziffer und Abströmwert	121
5	Kavitation und Überschall	124
5.1	Vorbemerkungen	124
5.2	Kavitation	124
5.2.1	Ablauf, Wirkung, Werkstoffe, Einflüsse	124
5.2.1.1	Grundsätzliches	124
5.2.1.2	Kavitationsablauf	126

5.2.1.3	Werkstoffe	127
5.2.1.4	Laufradgrößeneinfluss	129
5.2.1.5	Kavitationsstufen	129
5.2.1.6	Kavitationsformen	130
5.2.1.7	Zusammenfassung	131
5.2.2	Saughöhe von Flüssigkeitsmaschinen	131
5.2.3	Halteenergie	133
5.2.4	Saugzahl S_y	136
5.2.5	<i>NPSH</i> -Wert	137
5.2.6	<i>THOMA</i> -Zahl Th	138
5.2.7	Festlegen des Kavitationszustandes	139
5.3	Überschall	140
5.3.1	Grundsätzliches, Bedeutung	140
5.3.2	Dichteänderung im Saugstutzen	141
5.3.3	Überschallgrenze, Schallziffer	143
6	Laufradformen	147
6.1	Radialmaschinen	147
6.1.1	Grundsätzliches	147
6.1.2	Wirkungsfreie Radialschaufel	147
6.1.3	Einfluss der Saugkante	151
6.1.4	Einfluss der Druckkante	152
6.1.4.1	Grundsätzliches	152
6.1.4.2	Unterscheidung	153
6.1.4.3	Vergleich	153
6.1.4.4	Anwendung	153
6.1.5	Schaufelformen	155
6.1.5.1	Grundsätzliches	155
6.1.5.2	Pumpenschaufeln	155
6.1.5.3	Turbinenschaufeln	160
6.2	Axialmaschinen	161
6.2.1	Vorbemerkungen	161
6.2.2	Wirkungsfreie Axialschaufel	162
6.2.3	Einfluss der Saugkante	163
6.2.4	Einfluss der Druckkante	163
6.2.4.1	Grundsätzliches	163
6.2.4.2	Unterscheidung	163
6.2.4.3	Vergleich	164
6.2.4.4	Anwendung	164
6.2.5	Schaufelformen	165
6.2.5.1	Axialpumpen	165
6.2.5.2	Wasserturbinen	165
6.2.5.3	Dampf- und Gasturbinen	167
7	Leitvorrichtungen	171
7.1	Grundsätzliches	171
7.2	Pumpenleitvorrichtungen	171
7.2.1	Radialmaschinen	172
7.2.1.1	Einführung	172
7.2.1.2	Ringspalt, Leitkanaleintrittsbreite	173
7.2.1.3	Leitrad (beschaufelt)	174

7.2.1.4	Leitring (schaufellos)	182
7.2.1.5	Spiralgehäuse	183
7.2.1.6	Rückführeinrichtungen	192
7.2.1.7	Saugseitenleitvorrichtungen	194
7.2.2	Axialmaschinen	195
7.2.2.1	Grundsätzliches	195
7.2.2.2	Spalt zwischen Lauf- und Leitrad	197
7.2.2.3	Leitschaufeldicke s_{Le}	197
7.2.2.4	Leitschaufelzahl z_{Le}	197
7.2.2.5	Leitschaufelkontur	197
7.3	Turbinenleitvorrichtungen	199
7.3.1	Grundsätzliches	199
7.3.2	Wasserturbinen	200
7.3.2.1	Gleichdruckturbinen (Aktionswirkung)	200
7.3.2.2	Überdruckturbinen (Reaktionswirkung)	203
7.3.3	Dampf- und Gasturbinen	209
7.3.3.1	Vorbemerkungen	209
7.3.3.2	Gleichdruckturbinen (Aktionswirkung)	211
7.3.3.3	Überdruckturbinen (Reaktionsprinzip)	217
8	Spezifische Stutzenarbeit, Verluste, Leistungen, Wirkungsgrade	219
8.1	Vorbemerkung	219
8.2	Spezifische Stutzenarbeit	219
8.3	Verluste	224
8.3.1	Grundsätzliches	224
8.3.2	Innere Verluste	224
8.3.2.1	Schaufungsverluste Z_{Sch}	224
8.3.2.2	Mengenstromverluste	228
8.3.2.3	Radreibungs- und Ventilationsverluste	235
8.3.2.4	Austauschverlust	241
8.3.2.5	Stoßverluste	241
8.3.2.6	Zusammenfassung	243
8.3.3	Äußere Verluste	244
8.3.4	Gesamtverlust Z_{ges}	245
8.4	Leistungen	245
8.4.1	Grundsätzliches	245
8.4.2	Theoretische Leistung	246
8.4.3	Innere Leistungen	246
8.4.4	Äußere, effektive oder Kupplungs-Leistung	246
8.5	Wirkungsgrade	247
8.5.1	Grundsätzliches	247
8.5.2	Liefergrad λ_L	247
8.5.3	Schaufelwirkungswirkungsgrad η_{Sch}	247
8.5.4	Innerer Wirkungsgrad η_i	247
8.5.5	Mechanischer Wirkungsgrad η_m	248
8.5.6	Effektiver Wirkungsgrad η_e	248
8.5.7	Weitere Wirkungsgrade bei thermischen Turboarbeitsmaschinen	249
8.5.8	Weitere Wirkungsgrade bei Turbokraftanlagen	249
8.5.9	Anlagenwirkungsgrad η_A	251
8.5.10	Spezielle Wirkungsgrade	251

9	Betriebliches Verhalten (Kennlinien, Kennfelder)	252
9.1	Grundsätzliches	252
9.2	Betriebsverhalten der Strömungsarbeitsmaschinen	252
9.2.1	Kreiselpumpen	252
9.2.1.1	Drosselkurven	252
9.2.1.2	Auslegungs- und Betriebspunkt	257
9.2.1.3	Stabiler und labiler Betriebszustand	258
9.2.1.4	Affinität der Drosselkurven	261
9.2.1.5	Vergleich mit dem Kennverhalten der Kolbenpumpen	264
9.2.1.6	Muscheldiagramm	264
9.2.1.7	Kennlinien für Leistungen, Wirkungsgrad und Haltedruckhöhe bzw. <i>NPSA</i>	265
9.2.1.8	Besonderheiten schnellläufiger Strömungspumpen	267
9.2.1.9	Kombination von Strömungspumpen	270
9.2.1.10	Regelung von Strömungspumpen	271
9.2.2	Kreiselverdichter	272
9.2.2.1	Grundsätzliches	272
9.2.2.2	Einfluss der Ansaugverhältnisse	273
9.2.2.3	Instabilitäten (Strömungsabreißen)	275
9.2.2.4	Kennlinien mehrstufiger Verdichter	278
9.3	Betriebsverhalten der Strömungskraftmaschinen	278
9.3.1	Grundsätzliches	278
9.3.2	Wasserturbinen	279
9.3.3	Dampf- und Gasturbinen	281
9.3.3.1	Vorbemerkungen	281
9.3.3.2	Kegelgesetz	281
Teil II Turbomaschinenarten		285
10	Übersicht über die Strömungspumpen (Turboarbeitsmaschinen)	285
10.1	Grundsätzliches	285
10.2	Kreiselpumpen	285
10.2.1	Vorbemerkungen	285
10.2.2	Laufwerkformen und Kenngrößen	286
10.2.3	Wirkungsgrad	288
10.2.4	Läuferkräfte	290
10.2.4.1	Achsschub (Axialkraft)	290
10.2.4.2	Radialkräfte	295
10.2.5	Saugverhalten	295
10.2.6	Ausführungsbeispiele	296
10.2.6.1	Radial- und Halbaxialpumpen (Radform I und II)	297
10.2.6.2	Diagonal- oder Schraubenpumpen (Radform III)	300
10.2.6.3	Axial- oder Propellerpumpen (Radform IV)	302
10.2.6.4	Mehrstufige Radialpumpen (Radform I und II)	303
10.2.6.5	Sonder-Kreiselpumpen	305
10.3	Kreiselverdichter	319
10.3.1	Vorbemerkungen	319
10.3.2	Besonderheiten	320
10.3.2.1	Drehzahl	320
10.3.2.2	Aufbau	320
10.3.2.3	Geräuschentwicklung	322
10.3.2.4	Thermodynamik der Verdichtung	323

10.3.3	Unterteilung	329
10.3.4	Druckstufung	329
10.3.5	Laufräder-Abstufung	330
10.3.6	Ausführungsbeispiele	330
10.3.6.1	Ventilatoren	331
10.3.6.2	Gebälse	337
10.3.6.3	Kompressoren	340
10.4	Hinweise für das Berechnen von Strömungspumpen	348
10.4.1	Grundsätzliches	348
10.4.2	Wellendurchmesser D_{We}	351
10.4.3	Radialrad-Abmessungen ($n_y \leq 0,12$)	353
10.4.3.1	Nabendurchmesser D_N	353
10.4.3.2	Saugmund	353
10.4.3.3	Überschlägiges Festlegen der Laufradkanäle	354
10.4.3.4	Stufenzahl i	355
10.4.3.5	Laufschaufelzahl z_{La}	355
10.4.3.6	Nachrechnen der Schaufelkanten	355
10.4.4	Diagonalrad-Abmessungen ($n_y = 0,12 \dots 0,48$)	355
10.4.5	Axialrad-Abmessungen ($n_y > 0,3$)	355
11	Übersicht über die Turbinen (Turbokraftmaschinen)	356
11.1	Grundsätzliches	356
11.2	Wasserturbinen	356
11.2.1	Vorbemerkungen	356
11.2.2	Gleichdruck- oder Aktionsturbinen	359
11.2.2.1	PELTON-, Becher-, Freistrah- oder Tangential-Turbinen	359
11.2.2.2	MICHELL-OSSBERGER- oder Durchströmturbine	363
11.2.3	Überdruck- oder Reaktionsturbinen	364
11.2.3.1	Gemeinsames	364
11.2.3.2	FRANCIS-Turbinen	365
11.2.3.3	Propeller- und KAPLAN-Turbinen	368
11.2.4	Berechnungshinweise	372
11.3	Dampfturbinen	372
11.3.1	Grundsätzliches	372
11.3.1.1	Dampfkraftprozess	372
11.3.1.2	Einteilung	375
11.3.1.3	Optimaler Energieumsatz	375
11.3.1.4	Stufungsarten	377
11.3.1.5	Wärmerückgewinn	380
11.3.1.6	Kennwerte	381
11.3.1.7	Betriebsgrößen	381
11.3.1.8	Grenzen	385
11.3.1.9	Vergleich mit anderen Turbomaschinen	386
11.3.1.10	Konstruktive Besonderheiten	386
11.3.2	Betriebsverhalten	390
11.3.2.1	Anfahren, Betrieb, Abstellen	390
11.3.2.2	Regelung	390
11.3.3	Ausführungsbeispiele	392
11.3.3.1	Vorbemerkungen	392
11.3.3.2	Gleichdruck- oder Aktionsturbinen	392
11.3.3.3	Überdruck- oder Reaktionsturbinen	395

11.3.4	Vergleich Gleichdruck – Überdruck	398
11.3.5	Berechnungshinweise	398
11.4	Gasturbinen	401
11.4.1	Grundsätzliches	401
11.4.1.1	Bezeichnungen	401
11.4.1.2	Wirkungsweise	401
11.4.1.3	Geschichtliches und Bedeutung	401
11.4.2	Vergleich mit Dampfturbinen	402
11.4.3	Aufbau	402
11.4.3.1	Bestandteile	402
11.4.3.2	Unterteilung	402
11.4.4	Thermodynamik	404
11.4.5	Besonderheiten	406
11.4.5.1	Bauteile	406
11.4.5.2	Werkstoffe	411
11.4.5.3	Brennstoffe	412
11.4.5.4	Lebensdauer	413
11.4.6	Eigenschaften, Anwendung, Ausführungsbeispiele	413
11.4.6.1	Vorbemerkungen	413
11.4.6.2	Stationäre Anlagen	414
11.4.6.3	Bewegliche Anlagen	417
11.4.6.4	Sonderausführungen	420
11.5	Windturbinen	422
11.5.1	Vorbemerkungen	422
11.5.2	Windangebot	423
11.5.3	Aerodynamische Grundlagen	424
11.5.3.1	Einführung	424
11.5.3.2	Windenergie und Windleistung	424
11.5.3.3	Windturbinenleistung	424
11.5.4	Axialkraft	425
11.5.5	Kennwerte	425
11.5.6	Ausführungshinweise	425
12	Antriebspropeller	427
12.1	Vorbemerkungen	427
12.2	Strömung, Geschwindigkeiten und Kräfte am Propellerblatt	427
12.3	Vereinfachte Propellertheorie	428
12.4	Kennzahlen	430
12.5	Anwendungsbedingte Besonderheiten	430
12.5.1	Flugzeugpropeller	430
12.5.2	Schiffsschrauben	431
12.5.3	Sonderbauarten	431
13	Aggregate	433
13.1	Vorbemerkung	433
13.2	Funktionsweise	433
13.3	Strömungskupplungen	434
13.3.1	Aufbau und Arbeitsweise	434
13.3.2	Kenngrößen und Eigenschaften	434
13.3.3	Ausführungen und Anwendungen	436

13.4	Strömungsgetriebe	437
13.4.1	Unterschied Kupplung – Getriebe	437
13.4.2	Wirkungsweise	437
13.4.3	Kenngößen	439
13.4.4	Kennlinien	439
13.4.5	Anwendungsbereiche	440
13.4.6	Ausführungsbeispiele	440
14	Literaturverzeichnis	442
14.1	Lehrbücher	442
14.2	Spezialwerke	442
14.3	Handbücher und Sonstige	444
15	Sachwortverzeichnis	445

Teil I Grundlagen

1 Allgemeines

1.1 Begriffe, Einheiten, Abkürzungen

Jeder Zweig der Wissenschaft und Technik prägt seine eigene Sprache. So auch die Strömungsmaschinen. Die wichtigsten Begriffe, Einheiten und Formelzeichen sind genormt. Die Normen, die das Gebiet der Strömungsmaschinen betreffen und berühren, sind in Tafel 4 (digitales Zusatzmaterial) gelistet.

1.1.1 Begriffe

Häufig verwendete Begriffe und deren Definition sind:

Absolutgeschwindigkeit ... Strömungsgeschwindigkeit im Absolutströmungsfeld, also in Bezug auf den ruhenden Beobachter.

Absolutströmung ... Auf das ruhende Koordinatensystem bezogenes, also vom ruhenden Beobachter gesehenes Strömungsfeld.

Anströmgeschwindigkeit (ungestörte) ... Zuströmgeschwindigkeit in so weitem (theoretisch unendlichem) Abstand vor dem Schaufelgitter, dass sie von diesem noch nicht beeinflusst wird.

Außenkranz ... Axialsymmetrische Schale (Kreising), an der die Schaufeln außen enden.

Austrittskante ... Schaufelkante, an der die Strömung die Schaufel (den Schaufelkanal) verlässt.

Axialschnitt ... Spur (Zirkularprojektion) der Schaufeloberfläche in einer Axialebene.

Breite ... Lichte Weite zwischen Außen- und Innenkranz des Rades.

Brettschnitt (Schreinerschnitt, Achsnormalschnitt) ... Spur der Schaufeloberfläche in einer Ebene senkrecht zur Maschinenachse.

Deckscheibe ... seitliche Abdeckscheibe der Laufschaufeln und somit des Laufrades.

Druckseite (-kante) ... Schaufelseite (-kante), an welcher der höhere statische Druck herrscht.

Durchflussströmung ... Relativ-Strömung durch das Laufrad, die den Durchsatz (Volumenstrom) bewirkt.

Eintrittsseite (-kante) ... Schaufelseite (-kante), an der das Fluid einströmt.

Fluid ... Sammelbegriff für inkompressible Medien (Flüssigkeiten) sowie kompressible Medien (Gase, Dämpfe), auf welche die Gesetze der Fluidmechanik und Thermodynamik anwendbar sind. Diese volumenbeständigen (tropfbaren) und nichtvolumenbeständigen (nichttropfbaren) Fluide werden auch als NEWTON'sche Fluide bezeichnet, da sie dem NEWTON'schen Fluidreibungsgesetz folgen.

Flussfläche ... Zusammenfassung jeweils aller Flusslinien, die in einer zur Schaufelfläche parallelen Fläche liegen. Die Schaufelfläche ist daher ebenfalls eine Flussfläche.

Flusslinie ... Relativstrombahn jedes Fluidteilchens durch das Rad, d. h. die Fluidteilchenbahn, welche ein sich mit dem Rad mitbewegend angenommener Beobachter sieht. Daher auch Spur der Schaufelfläche.

Flutfläche ... Zirkularprojektion der Flussfläche und deshalb auch der Schaufelfläche.

Flutlinie ... Zirkularprojektion der Flusslinie und damit der Spur der Schaufelfläche.

Gerades (ebenes) Gitter ... Theoretisch unendlich viele, in einer Reihe angeordnete, kongruente Profile, die in Richtung der Gitterachse parallel zueinander verschoben sind und in konstantem Abstand (Teilung) zueinander stehen.

Geschwindigkeitsdreieck (-plan) ... Geometrische Darstellung der vektoriellen Zusammenfassung der Geschwindigkeiten in einem Laufrad, insbesondere an den Schaufelkanten (Saugkante und Druckkante).

Gitterachse ... Gerade Verbindungslinie durch die Mittelpunkte der Profilschnen eines geraden Gitters.

homolog ... gleichliegend, gleichlaufend, übereinstimmend, entsprechend.

Inducer ... Vorsatzlaufrad zur Verbesserung des Saugverhaltens von Pumpen.

Innenkranz ... Axial-, d. h. rotationssymmetrische Schale, an der die Schaufeln eines Schaufelrades innen enden.

Kanalwirbel (Relativwirbel) ... Sekundäre Zirkulationsströmung in den Schaufelkanälen, ausgelöst durch unterschiedliche Drücke in den Schaufelzwischenräumen, d. h. zwischen Schaufelvorder- und -rückseiten.

koaxial ... auf gleicher Achse.

kohärent ... zusammenhängend.

Kreisbogenprojektion ... Zirkularprojektion.

Kreisgitter ... Reihe von *theoretisch unendlich vielen*, unendlich dünnen und *praktisch von endlich vielen* kongruenten Profilen, die durch Drehung um die Maschinenachse (Teilung) auseinander entstanden gedacht werden können.

Lauftrad ... Das auf der Welle befestigte und sich mit der Umfangsgeschwindigkeit drehende Schaufelrad.

Leitrad (Leitvorrichtung) ... die fast immer ruhende und deshalb im Maschinen-Gehäuse befestigte, beschaufelte oder schaufellose Vorrichtung zur Fluidstromführung und -druckumsetzung.

Lichte Weite eines Schaufelkanals ... Abstand zwischen Vorder- und Rückseite zweier benachbarter Schaufeln.

Meridianschnitt (Hauptschnitt) ... Radschnitt durch die Achse in Achsrichtung und deshalb in der Aufrissebene dargestellt.

Palisade ... Hindernisse dicht hintereinander.

Rad-Aufriss ... Radansicht senkrecht zur Achse (Quersicht).

Rad-Grundriss ... Radansicht in Achsrichtung (Axialsicht), wenn unterhalb des Aufrisses dargestellt. Meist bei Maschine mit senkrechter Welle verwendet.

Rad-Seitenriss ... Radansicht in Achsrichtung (Axialsicht), wenn seitlich vom Aufriss dargestellt. Hauptsächlich bei waagrechter Wellenlage verwendet.

Relativströmung ... Strömungsfeld in den Schaufelkanälen, bezogen auf das sich drehende Lauftrad, also das Strömungsbild, welches von einem gedachten Beobachter gesehen wird, der sich mit dem Lauftrad dreht.

Relativwirbel ... Kanalwirbel.

Schaufel-Rückseite ... Schaufelseite, auf welcher der niedrigere Druck herrscht.

Schaufel-Vorderseite ... Schaufelseite, auf welcher der höhere Druck herrscht.

Saugkante ... Laufschaufelkante im Gebiet geringeren Druckes, d. h. der Saugseite.

Saugseite ... Schaufelaußenbereich im Gebiet mit dem niedrigeren statischen Druck.

Schallgeschwindigkeit, charakteristische ...

Durch Elastizität von Fluid und Materialwänden (Rohrwände usw.) innerhalb einer Rohrleitung bedingte Geschwindigkeit der Fortpflanzung von zeitlichen Druckänderungen.

Spezifische Energie ... Energie je Masseneinheit, d. h. die in der Strömungsmaschine umgesetzte Energie, bezogen auf die Masse des Fluids.

Spezifische Größen ... Größen, welche auf die Massen- bzw. Massenstromeinheit bezogen sind, also Quotient von Größe und Masse bzw. Massenstrom.

Spezifische Leistung ... Leistung je Massenstromeinheit, d. h. der Quotient aus der in der Maschine umgesetzten Leistung und dem durchfließenden Fluid-Massenstrom.

Spezifischer Drallstrom ... Drallstrom bezogen auf die Masseneinheit, d. h. Quotient von Drallstrom und Masse.

Stufe ... Kombination von einem Lauftrad mit einem Leitrad (Leitvorrichtung).

Teilung ... Abstand zweier benachbarter Profilschnitte (Schaufelschnitte) auf gleichem Radius; bei geraden Gittern somit der konstante Abstand entsprechender, aufeinander folgender Profile.

Teilungsverhältnis ... Quotient aus Gitterteilung und Profillänge (-tiefe).

Umlenkdreieck ... Geschwindigkeitsdreieck.

Verdrängungsströmung ... Drehströmung des Kanalwirbels, verursacht durch den Druckunterschied in jedem Lauftradkanal. Liefert keinen Beitrag zur Durchsatzströmung.

Wirbel ... Örtliche Drehströmung (Fluidrotation).

Zirkularprojektion (Kreisbogenprojektion) ... zeichnerisches Darstellungsverfahren, bei dem alle Punkte im Rad-Seitenriss um die Achse in die Aufrissebene (senkrechte Ebene) gedreht und dann orthogonal projiziert werden, ergibt den Meridianschnitt oder Aufriss des Rades.

Weitere Begriffe werden an jeweils günstiger Stelle eingeführt und definiert bzw. erklärt.

1.1.2 Einheiten

Alle im Strömungsmaschinenbau verwendeten dimensionsbehafteten Größen (Länge, Zeit, Masse,

Kraft, Impuls, Drall, Energie, Leistung u. dgl.) lassen sich nach dem *Internationalen Einheitensystem* (SI ... *Système International d'Unités*) ausdrücken – sog. mks-System – durch

die SI-Basiseinheiten	für die Grundgrößen
Meter m	Länge L
Kilogramm kg ¹⁾	Masse m
Sekunde s	Zeit t
Kelvin K	Temperatur T

¹⁾ bzw. Gramm g

Alle anderen SI-Einheiten sind von den *Basiseinheiten* abgeleitet (DIN 1301 und DIN 58 122).

Außer Geschwindigkeit, Beschleunigung und Leistung werden alle *auf die Zeit bezogenen*, d. h. nach der Zeit differenzierten Größen mit dem *Wortzusatz*

„Strom“ versehen und durch einen hoch gestellten Punkt gekennzeichnet. Zum Beispiel:

V Volumen L Drall
 \dot{V} Volumenstrom \dot{L} Drallstrom

Wichtige Größen mit von den Basiseinheiten abgeleiteten SI-Einheiten sind im Strömungsmaschinenbau:

Größe	SI-Einheit
Kraft	Newton $N = kg \cdot m/s^2$
Druck	Pascal $Pa = N/m^2$ Bar $bar = 10 N/cm^2$
Energie, Arbeit, Wärme	Joule $J = N \cdot m = kg \cdot m^2/s^2$
Leistung	Watt $W = J/s = N \cdot m/s$
Spez. Drallstrom	$m \cdot m/s = m^2/s$
Spez. Energie	$N \cdot m/kg = m^2/s^2$
Spez. Leistung	$\frac{W}{kg/s} = \frac{N \cdot m}{kg} = \frac{m^2}{s^2}$

1.1.3 Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen

Zusammenstellung der wichtigsten verwendeten Formelzeichen und Symbole nach DIN 1304 Teil 1 und Teil 5:

Geometrische Größen und Mengen

Symbol	Größe
x, y, z	Rechtwinklige Koordinaten
r, φ	Polarkoordinaten
r, φ, z	Zylinder-Koordinaten
s, x	Weg bzw. Koordinate längs Strömungsrichtung, Schaufeldicke, Wanddicke
z	Ortshöhe
a	Schaufelkanalweite
A	Fläche, Querschnitt
B, b	Breite, lichte Weite, Schaufellänge
D, d	Durchmesser
H	Höhe, geodätischer Höhenunterschied, Fallhöhe, Förderhöhe
I_p	Polares Flächenträgheitsmoment
L, l	Länge, Profillänge
m	Menge, Masse
R, r, ϱ	Radius, Halbmesser
s	Schaufeldicke
S	Statisches Moment (1. Ordnung) der mittleren Flutlinie
U	Umfang

Symbol	Größe
V	Volumen
W_p	Polares Widerstandsmoment
α	Leitschaufelwinkel, Absolutströmungsrichtung, d. h. Winkel der Absolutgeschwindigkeit c gegenüber der positiven Umfangsrichtung (Umfangsgeschwindigkeit u), also Winkel zwischen \vec{c} und \vec{u} .
β	Laufschaukelwinkel, Relativströmungsrichtung, d. h. Winkel der Relativgeschwindigkeit w gegenüber der negativen Umfangsrichtung (u -Richtung), also Winkel zwischen \vec{w} und $-\vec{u}$.
δ	Anstellung, d. h. Anstellwinkel
σ	Schaufelerstreckung am Umfang bzw. längs des Parallelkreises
v_N	Nabenverhältnis v_N ; $D_{(i)}/D_{(a)}$; D_N/D_{SM}
i	Stufenzahl
j	Flutzahl
p	Polpaarzahl von elektrischen Maschinen
z	Schaufelzahl

Thermische und JOULE'sche Größen

Symbol	Größe
t, T	Temperatur
h, H	Enthalpie
$\Delta h_v, \Delta H_v$	Verlustenthalpie
q, Q	Wärme
s, S	Entropie

Symbol	Größe
u, U	Innere Energie
w_G, W_G	Gasarbeit
w_t, W_t	technische Arbeit des Gases
x	Dampfgehalt

Bemerkung: Kleinbuchstaben kennzeichnen spezifische Werte, d. h. auf die Masseneinheit bezogene Größen.

Kinematische Größen

Symbol	Größe
a	Schallgeschwindigkeit, Beschleunigung
c	Strömungsgeschwindigkeit, Absolutgeschwindigkeit des strömenden Fluids, d. h. Strömungsgeschwindigkeit gegenüber der ruhenden Umgebung
c_m	Meridiankomponente (Durchsatzkomponente) der Absolutgeschwindigkeit, also der Absolutströmung
c_u	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
c_L	LAVAL-Geschwindigkeit
f	Frequenz
n	Drehzahl
u	Umfangsgeschwindigkeit (Führungsgeschwindigkeit)
w	Relativgeschwindigkeit, d. h. die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids in Bezug auf das sich drehende Rad (Lauftrad), also Fluidgeschwindigkeit, die von einem

Symbol	Größe
	mit dem Rad umlaufenden Beobachter gesehen würde
w_m	Meridiankomponente der Relativgeschwindigkeit, also die Geschwindigkeitskomponente des Relativströmungsfeldes in der Meridianebene
w_u	Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit, d. h. Geschwindigkeitskomponente der Relativströmung in Umfangsrichtung, also tangential
Γ	Zirkulation
\dot{V}	Volumenstrom, Volumen-Durchsatz, -Durchfluss, Förderstrom
\dot{m}	Mengenstrom, Massenstrom, Mengen-, Massen-Durchsatz, Mengen-, Massen-Durchfluss
δ	Grenzschichtdicke
t	Zeit
ω	Winkelgeschwindigkeit

Bemerkungen: Vektoren werden mit Vektorpfeil auf dem Symbolbuchstaben gekennzeichnet, z. B. \vec{c} , \vec{u} , \vec{w} usw. Das Symbol ohne Vektorpfeil bedeutet grundsätzlich den Betrag der Größe, also $c = |\vec{c}|$, $u = |\vec{u}|$, $w = |\vec{w}|$ usw. Dies gilt auch für die Vektoren bei kinetischen Größen wie Impuls, Drall usw. Mittelwerte werden durch einen Querstrich auf dem Symbol gekennzeichnet, z. B. \bar{c} , \bar{w} , \bar{r} usw.

Kinetische Größen

Symbol	Größe
E	Elastizitätsmodul
F	Kraft (allgemein)
F_A	Dynamische Auftriebskraft (kurz Auftrieb), Querkraft
F_a	Axialkraft, Achskraft
F_G	Gewichtskraft
F_n	Normalkraft
F_t	Tangentialkraft
F_u	Umfangskraft
F_W	Widerstandskraft (kurz Widerstand)
K	Festigkeitskennwert
M	Moment (allgemein)
M_b	Biegemoment
T	Drehmoment, Torsionsmoment

Symbol	Größe
$NPSH$	$NPSH$ -Wert (Net Positive Suction Head)
I	Impuls
\dot{I}	Impulsstrom
L	Drall, Impulsmoment
\dot{L}	Drallstrom, Impulsmomentstrom
E	Energie
\dot{E}	Energiestrom \equiv Leistung
p	Leistung
W	Arbeit ($W = m \cdot w$)
w	spezifische Arbeit ($w \equiv Y$)
Y	Spezifische Energie, (Arbeit), Spezifische Leistung (allgemein)
	Spezifische Stutzenarbeit

Symbol	Größe
ΔY	Spezifische Stufenarbeit
ΔY_{Sch}	Spezifische Schaufelararbeit bei endlicher Schaufelzahl
$\Delta Y_{\text{Sch}\infty}$	Spezifische Schaufelararbeit bei unendlicher Schaufelzahl
ΔY_{Sp}	Spezifische Spaltdruckarbeit
ΔY_p	Spezifische Druckarbeit, die in einer verlustfreien (theoretischen) Maschine für eine bestimmte Druckerhöhung aufgewendet werden muss bzw. bei einer bestimmten Druckabsenkung frei wird. Sie ist deshalb identisch der isentropen Arbeit, der isentropen Enthalpiedifferenz, also $\Delta Y_p \equiv \Delta h_s$
Y_H	Spezifische Halteenergie
Z	Spezifische Verlustenergie (allgemein), kurz spezifische Verluste
p	Druck (allgemein), Flächenpressung
p_b	Barometerdruck (Atmosphärendruck)
p_D	Druckseiten(-stutzen)-Druck
p_{Da}	Dampfdruck, Siededruck
p_E	Polpaarzahl von Elektromaschinen
p_S	Saugdruck, Saugseiten(-stutzen)-Druck
p_{Stat}	Statischer Druck
p_{dyn}, q	Dynamischer Druck, Staudruck
p_{ges}	Gesamtdruck
$p_{\text{ü}}$	Überdruck
p_{u}	Unterdruck

Symbol	Größe
H	Druckhöhe, Höhe
H_H	Halteedruckhöhe
σ	Normalspannung (allgemein)
σ_b	Biegespannung
σ_z	Zugspannung
τ	Schubspannung, Scherspannung
τ_t	Torsionsspannung
η	Wirkungsgrad (allgemein)
η_A	Anlagenwirkungsgrad
η_C	CARNOT-Wirkungsgrad
η_e	Effektiver Wirkungsgrad
η_G	Generatorwirkungsgrad
η_g	Gütegrad
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad
η_h	Hydraulischer Wirkungsgrad
η_i	Innerer Wirkungsgrad
η_m	Mechanischer Wirkungsgrad
η_M	Motorwirkungsgrad
$\eta_P, \eta_{e,P}$	Pumpenwirkungsgrad
η_{RL}	Rohrleitungswirkungsgrad
η_{Sch}	Schaufelwirkungsgrad
$\eta_{\text{Sch,La}}$	Laufschaufelwirkungsgrad
$\eta_{\text{Sch,Le}}$	Leitschaufelwirkungsgrad
$\eta_T, \eta_{e,T}$	Turbinenwirkungsgrad
η_{therm}	thermischer Wirkungsgrad
λ_L	Liefergrad

Bemerkung: Bei den Größen Y , ΔY und Z handelt es sich immer um spezifische Energien bzw. spezifische Leistungen (die gleichwertig sind), auch wenn dies nicht besonders erwähnt wird.

Verhältnisgrößen (Beiwerte und Kenngrößen)

Symbol	Größe
k	Beiwert
k_N	Nabenverengungsfaktor
k_M	Arbeitsminderungszahl
K_{Sch}	Schaufelfaktor
n_y, n_q	Schnellläufigkeit, spezifische Drehzahl (Radformkennzahl)
p	Arbeitsminderungszahl
r	Reaktionsgrad
s	Schlupf
S	Schallkennzahl (Schallzahl)
S_y	Saugkennzahl
δ	Durchmesserziffer
δ_r	Relative Drallzahl
ϵ	Gleitzahl, Beaufschlagungsgrad
ϵ	Einlaufziffer, Durchflusszahl
ϵ^2	Auslasswert
ζ	Widerstandsbeiwert (für Innenströmungen)
ζ_A	(dynamischer) Auftriebsbeiwert
ζ_M	Momentenbeiwert

Symbol	Größe
ζ_w	Widerstandsbeiwert (für Außenströmungen)
λ	Leistungszahl
λ	Verlustbeiwert, Rohrreibungsbeiwert
ν	Durchmesser-, Drehzahlverhältnis
Π	Druckverhältnis
σ	Schnelllaufzahl (nach KELLER)
τ	Drosselzahl
τ	Schaufelverengungsfaktor
φ	Lieferziffer
φ_{La}	Laufschaufelbeiwert (Geschwindigkeitsbeiwert)
φ_{Le}	Leitschaufelbeiwert (Geschwindigkeitsbeiwert)
ψ	Druckziffer
ψ'	Schaufelwinkelbeiwert
Lz	Laufzahl
Ma	MACH-Zahl
Re	REYNOLDS-Zahl
Th	THOMA-Zahl
X	PARSONS-Zahl

Bemerkung: Für den Wortzusatz „Beiwert“ sind auch die Bezeichnungen Zahl oder Koeffizient üblich, z. B. Laufschaufelbeiwert, Laufschaufelzahl oder Laufschaufelkoeffizient.

Stoffwerte

Symbol	Größe
c_p	Spezifische Wärme bei konstantem Druck
c_v	Spezifische Wärme bei konstantem Volumen
M	Molmasse
R	Gaskonstante
Z	Realgasfaktor

Symbol	Größe
f	Freiheitsgrade
κ	Isentropenexponent
ρ	Dichte
η	Dynamische Viskosität
ν	Kinematische Viskosität

Indizes, Abkürzungen

Index	Bedeutung
0	Stelle kurz außerhalb der Saugseite (-kante) des Laufrades, an der die Strömung als ungestört betrachtet wird
1	Stelle kurz innerhalb der Laufrad-Saugseite (-kante)
2	Stelle kurz innerhalb der Laufrad-Druckseite (-kante)
3	Stelle kurz außerhalb der Druckseite (-kante) des Laufrades, also im Spalt zwischen Lauf- und Leitrad, wo die Strömung als unbeeinflusst (von Schaufeln) betrachtet wird
4	Stelle kurz außerhalb des Leitradendes mit dem niedrigen Druckniveau
5	Stelle kurz innerhalb des Leitradendes mit dem niedrigeren Druck
6	Stelle kurz innerhalb des Leitradendes, an welcher der höhere Druck herrscht
7	Stelle kurz außerhalb des Leitradendes, an welcher der höhere Druck herrscht, wobei ungestörte Strömung angenommen
I, II, III usw.	Stufenummerierung, I., II., III. Stufe usw., z. B. $c_{2u,II}$ Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit kurz innerhalb der Druckkante der II. Stufe Bemerkung: Bei einstufigen Maschinen entfällt die Stufenbezeichnung
∞	Unendliche Schaufelzahl, d. h. unendlich viele, unendlich dünne Schaufeln und deshalb schaufelkongruente Strömung
∞	Ungestörte Strömung, d. h. in sehr großem, theoretisch unendlich großem Abstand von Körper oder Profil
\sim	Kopf-Zeiger, Tilde
A	Arbeit, dynamischer Auftrieb, Anlage
As	Austritt
At	Austausch
C	CARNOT
D	Druckstutzen
Da	Dampf
DL	Druckleitung
DS	Druckseite, Druckbereich
Dü	Düse

Index	Bedeutung
E	Entspannung
F	Fließgrenze, Fluid, Flüssigkeit
Fl	Flüssigkeit
G	Gas, Generator
K	Kanal, Kompressor (Verdichtet)
Ke	Kessel (Dampferzeuger)
L	LAVAL, Leitung
La	Laufrad
Le	Leitrad
Lu	Luft
M	Maschine, Minder, Mittel, Mitten
N	Nabe, Nutz
P	Pumpe, Propeller
R	Rohrwand, Rohrmaterial, Reibung
RL	Rohrleitung
S	Saugstutzen
SL	Saugleitung
SS	Saugseite, Saugbereich
Sch	Schaufel, Schaufelungs-
SM	Saugmund
Sp	Spalt
Spir	Spirale
St	Stoß, Stafflungs-, Stufe
Str	Strahl
T	Turbine, isotherm ($T = \text{konst}$)
V	Verlust, Ventilation, Verdichtet, Vergleich
W	Widerstand
Wa	Wasser
Wd	Wand
We	Welle
WP	Wendepunkt
Za	Zapfen, Lagerzapfen
a	Austritt, außen, aus, ab, Anfang
ax	axial
b	Barometer
c	kompressibel, charakteristisch
dyn	dynamisch
e	Eintritt, effektiv, ein, Ende
ges	gesamt

Index	Bedeutung
i	indiziert, innerer, innen
ic	inkompressibel
id	ideal
kin	kinetisch
kr	kritisch
m	Meridian, Meridian-, Axialrichtung, Meridian-, Axialebene, mechanisch
n	normal, Normalrichtung
p	bei konstantem Druck
pol	polytrop
pot	potenziell
r	Reibung, radial
rel	relativ
s	isentrop ($s = \text{konst}$)

Index	Bedeutung
stat	statisch
t	tangential, Tangentialrichtung, Tangentialebene; Teilung, auf Teilung bezogen.
th	theoretisch
therm	thermisch
tot	total
u	Umfangs-, Tangentialrichtung, -ebene
v	bei konstantem Volumen
vorh	vorhanden
verf	verfügbar
x	beliebige Stelle, variable Stelle
Z, z	Schaufeln, Zug, Zunge, bei der Zunge, zu
zul	zulässig

Hinweise

- Generell gilt für das Anordnen von Indizes: Alle Indizes stehen in gleicher Höhe und sind durch Komma – bei Mehrfachindizes – getrennt.
- Der Indexzusatz m für Meridianrichtung und u für Umfangsrichtung werden entgegen der Generalregelung nicht durch Komma getrennt.
Beispiele: c_{2u} , c_{2m} , w_{2m} , w_{2u} , w_{1m} , w_{1u} , c_{0u} , c_{0m} .
- Zweitindizes (a), (m), (i) kennzeichnen die Fluss- und Flutlinien, z. B. $u_{2,(a)}$, $\beta_{2,(m)}$, $c_{2m,(i)}$, $c_{1m,(m)}$, $w_{2m,(m)}$, $c_{0u,(i)}$, $D_{1,(m)}$ usw.
Dabei bedeuten:
(a) äußere Fluss- und Flutlinie
(m) mittlere Fluss- und Flutlinie
(i) innere Fluss- und Flutlinie
- Im Allgemeinen wird der Zweitindex (m) weggelassen, da folgende Vereinbarung gilt: Alle nicht besonders gekennzeichneten Größen betreffen die mittlere Fluss- bzw. Flutlinie, z. B. $c_{2m} \equiv c_{2m,(m)}$, $w_{1u} \equiv w_{1u,(m)}$, $\beta_2 \equiv \beta_{2,(m)}$ usw.
Dagegen sind alle Werte, welche sich auf die innere oder äußere Fluss- und Flutlinie beziehen, stets, wie zuvor aufgeführt, zu kennzeichnen, also $u_{2,(a)}$, $w_{2m,(a)}$, $c_{1u,(i)}$ usw.
- Wichtige Unterscheidungen:
Index m bedeutet Meridianschnitt
Index (m) bezieht sich auf mittlere Flutlinie
Index M bedeutet Mitte, z. B. Kanalmitte.
- Bei Axialrädern, jedoch auch bei Radialrädern, beziehen sich Größen ohne Fußzahl immer auf den äußeren Laufradumfang, d. h. den mittleren Außendurchmesser des Laufrades.

Bei Radialrädern ist dies die Fußzahl 2, bzw. exakter 2,(m), die verschiedentlich weggelassen wird.

Bei Axialrädern wird, falls eindeutig hervorgeht, um was es sich handelt, der Zweitindex (a) weggelassen. Dann ist somit bei Radialrädern z. B. $D \equiv D_2 \equiv D_{2,(m)}$, $u \equiv u_2 \equiv u_{2,(m)}$, bei Axialrädern $D \equiv D_{(a)}$, $u \equiv u_{(a)}$.

Um jede Verwechslung auszuschließen, muss jedoch bei Axialrädern eindeutig hervorgehen, dass es sich bei den indexlosen Größen tatsächlich um solche am Laufrad-Außenumfang handelt. Meist erhalten nämlich auch bei Axialrädern die Größen D und u am mittleren Flügelradius (Flutlinie (m)) keine Indizes. Notwendig ist deshalb, bei Axialrädern eindeutig zu klären, auf welche Flutlinie sich die Größen beziehen.

1.2 Aufgabe und Bedeutung

Strömungsmaschinen sind Maschinen zur Energieumwandlung. Sie formen entweder kinetische Energie in potenzielle (Pumpen) oder potenzielle bzw. thermische in kinetische (Turbinen) um.

Bei der einen Hauptgruppe, den **Arbeitsmaschinen** oder **Pumpen**, wird die von der Antriebsmaschine über die Welle eingeleitete *Drehenergie* innerhalb der Maschine auf das durchströmende Fluid übertragen und von diesem als *Druckenergie* bei Gasen oder *Lagenenergie* bei Flüssigkeiten gespeichert. Das Fluid wird somit durch die Pumpe auf ein höheres Energieniveau gebracht, d. h. von einem Gebiet niedrigeren Druckes oder Ortshöhe in ein Gebiet höheren Druckes und/oder Ortshöhe; oft beides.

Bei der anderen Gruppe, den sog. **Kraftmaschinen** oder **Turbinen**, wird dem durch die Maschine kontinuierlich strömenden Fluid von der Natur bereitgestellte Energie teilweise entzogen und über die Welle nach außen als Drehenergie abgeführt, die dann meist ein Generator in Elektrizität umsetzt. Bei den Wasserturbinen kommt dabei die zugeführte Energie aus der Lagenenergie, einer Form der potenziellen Energie. Bei den Dampf- und Gasturbinen wird die Energie des Brennstoffes, also chemische oder Atomkern-Energie, nach der Freisetzung (Verbrennung bzw. Kernspaltung) sowie Übertragung der frei gewordenen Wärme auf ein Fluid über einen thermodynamischen Prozess teilweise in mechanische Energie umgewandelt. Danach wird sie auf den Maschinenläufer übertragen und wieder meist einem Elektrogenerator zugeführt, der nach einem weiteren Transformationsvorgang elektrische Energie abgibt.

Das Medium kann bei Turbinen entweder im „Kreis“ zirkulieren, dem sog. **geschlossenen Prozess**, oder von der Umgebung an der einen Seite in die Maschine ein- und an der anderen Seite wieder ausströmen, d. h. in einem **offenen Prozess** arbeiten. Beim geschlossenen Prozess arbeitet daher immer das gleiche Medium, während es beim offenen ständig neues ist. Der geschlossene Prozess wird meist bei Dampfturbinen, der offene bei Gas- und Wasserturbinen angewendet.

Die Energieumwandlungen sind alle mit mehr oder weniger großen Verlusten verbunden, sodass am Ende der **Energiekette** selten mehr als 50 % der Ausgangsenergie, der sog. *Primärenergie*, noch technisch nutzbar zur Verfügung stehen. Der Hauptverlust entsteht beim thermodynamischen Kreisprozess, der durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik physikalisch festgelegt ist. Energieumwandlungsverfahren, die keinen thermodynamischen Kreisprozess erfordern, bei denen die Primärenergie also schon in mechanischer Form vorliegt, wie dies bei Wasserkraftanlagen der Fall ist, erreichen deshalb Wirkungsgrade um etwa 90 %.

Die Energietechnik kann in ihrer volkswirtschaftlichen Bedeutung nicht überschätzt werden. Sie ist Voraussetzung für jedes wirtschaftliche Handeln und Produzieren der Industriegesellschaft. Ohne Energie ist in einer modernen Volkswirtschaft keine industrielle und landwirtschaftliche Produktion und somit auch kein Verkehrswesen möglich.

Die Grundlage der elektrischen Energieversorgung in Deutschland sind **Wärme kraftwerke** mit einem Anteil von noch ca. 60 % fallend an der öffentlichen Elektrizitätsbereitstellung. In solchen Wärme kraftwerken wird, wie erwähnt, die thermische Energie des in einem **fossil** (Kohle, Erdöl, Erdgas) oder **fissil** (Kernspaltung, später, falls technisch möglich, auch Kernfusion) beheizten „Kessel“ erzeugten Wasserdampfes zu meist etwas mehr als einem Drittel (bis ca. 50 %) in elektrischen Strom umgesetzt.

Die sog. **Wasserkraft**, die von topographischen Gegebenheiten abhängt, hat in Deutschland an der öffentlichen Stromversorgung nur einen Anteil von unter 8 %, in der Schweiz etwa 60 %, Österreich $\approx 70\%$ und Norwegen fast 100 %. Das weltweit vorhandene hydraulische Potenzial ist bisher jedoch nur zu etwa 16 % genutzt, USA $\approx 20\%$, Europa insgesamt $\approx 30\%$, Österreich $\approx 40\%$, Schweiz und Deutschland $\approx 70\%$. Begründet ist die relativ geringe weltweite Nutzung zum einen in den enormen Investitionen, die für die Erstellung von Wasserkraftanlagen notwendig sind, und zum anderen durch die geographisch bedingten, meist vorhandenen verbraucherfernen Standorte der Anlagen sowie den meist erheblichen Eingriff in die Natur.

Die sonstigen sog. erneuerbaren oder Umwelt-Energien (Wind, Solar, Meereswellen, Gezeiten) werden als Substitution der konventionellen (fissil, fossil) immer wichtiger. In Deutschland trägt allein die Windenergie schon bald über ein Drittel zur Elektrizitätserzeugung bei mit steigender Tendenz.

Immer wieder wurde versucht, den maschinenaufwendigen und durch den CARNOT-Prozess wirkungsgradmäßig nach oben abgegrenzten Vorgang der Umwandlung von Wärmeenergie in mechanische und erst dann in elektrische Energie zu vermeiden. Für die direkte Umwandlung von thermischer in elektrische Energie, die den Turbinenprozess umgeht, bestehen zwei Möglichkeiten:

- Der **Thermoeffekt** wird in der Messtechnik bei den sog. Thermoelementen mit großem Erfolg praktiziert. Zwei Drähte aus günstig gewählten Metallen sind an den Enden durch Löten miteinander verbunden. Danach wird der eine Draht aufgetrennt. An der Trennstelle entsteht eine elektrische Spannung und damit Strom, sobald an den Drahtverbindungsstellen unterschiedliche Temperaturen herrschen. Die elektrische Spannung wird umso höher, desto größer die Anzahl solcher hintereinander geschalteter Thermoele-

mente und desto größer die Temperaturdifferenz an den Drahtverbindungsstellen ist.

- Der **Hydrodynamikeffekt**, der bisher großtechnisch noch nicht genutzt wird. Nach dem Induktionsgesetz entsteht in einem metallischen Leiter, der in einem Magnetfeld unter Kraftaufwand bewegt wird, elektrische Spannung. Nach diesem Prinzip sind Elektrogeneratoren gebaut.

Der gleiche Effekt, die Induktion, nämlich die Entstehung elektrischer Spannung und Stromfluss, tritt auch ein, wenn statt eines metallischen Drahtes ein elektrisch leitendes Medium, das sog. **Plasma**, entgegen der wirkenden Kraft durch das Magnetfeld fließt. An den Wänden des Fluidströmungskanales kann dann elektrischer Strom abgeleitet werden. Nach diesem Prinzip arbeiten die sog. Magnetohydrogeneratoren.

Das Zusammenwirken von strömendem Medium, elektrischem Strom und magnetischem Feld wird als **Magnetohydrodynamik (MHD)** und die zugehörige Technologie als **MHD-Technik** bezeichnet. Plasma ist ein so hoch erhitztes Fluid (meist über 1 500 °C), dass die Gasatome nicht mehr stabil bleiben können, sondern ionisieren, d. h. durch Abgabe von Elektronen zerfallen. Dadurch entstehen, wie in Metall, elektrisch positive Atomreste, die Ionen, und freibewegliche Elektronen. Plasmen haben deshalb ähnliche Elektrizitätsleitereigenschaften wie metallische Leiter. Bei 2 500 °C Arbeitstemperatur $\eta \approx 20 \dots 40 \%$.

Auf beiden Verfahren zur direkten Umsetzung von thermischer in elektrische Energie, dem Thermo- und dem Hydrodynamik-Konverter, lastet jedoch gemeinsam neben technologischen Schwierigkeiten der wesentlich schlechtere Wirkungsgrad (ca. 10 bis 20 %) gegenüber dem thermodynamischen Turbinenprozess. Außerdem sind, insbesondere beim MHD-Generator, bedeutend höhere Temperaturen notwendig. Deshalb erfolgte bisher zur Elektrizitätserzeugung noch keine großtechnische Anwendung dieser Technologien.

Eine weitere Möglichkeit der direkten Umwandlung von chemischer Oxidationsenergie in elektrische Energie ist die sog. kalte Verbrennung in **Brennstoffelementen(-zellen)** [88]:

Brennstoffzellen sind im Prinzip galvanische Elemente. Sie wandeln wie Batterien chemische Energie direkt in elektrische um. Dies geschieht durch sog. kalte, flammenlose Verbrennung (elektrochemische Oxidation) des Brennstoffes mit Sauerstoff. Der zwi-

schenden den zwei Elektroden in einem Elektrolyten – meist Schwefel- oder Phosphorsäure – ablaufende elektrochemische Prozess vollzieht sich durch Elektronenaustausch der Reaktionsmedien. Dazu wird unter geringem Druck an den Minuspol (Katode) des Brennstoffelementes Brenngas (meist Wasserstoff) und an dem Pluspol (Anode) Sauerstoff geblasen. Der Wasserstoff gibt dabei je Atom ein Elektron ab und wird dadurch zum positiv geladenen Wasserstoff-Ion, während sich die Katode negativ auflädt. An der Anode andererseits nimmt der Sauerstoff je Atom zwei Elektronen auf und dadurch in zweifach negativ geladene Sauerstoff-Ionen umgewandelt, während die Anode infolge der Elektronenabgabe positiv wird. Zwischen den beiden Elektroden der Brennstoffzelle entsteht somit eine elektrische Spannung. Zudem vereinigen sich im Elektrolyten (Katalysator) die Wasserstoff- und Sauerstoff-Ionen zu Wassermolekülen. Entsprechend der Arbeitstemperatur, bedingt durch die Art des Elektrolyten, wird zwischen Niedertemperatur- oder alkalischen Zellen (ca. 100 °C), Mitteltemperatur- oder phosphorsauren Zellen (ca. 200 °C) und Hochtemperaturzellen vom Karbonschmelztyp (ca. 650 °C) sowie Oxidkeramikttyp (ca. 1 000 °C) unterschieden. Brennstoffzellen können für Leistungen von Kilowatt bis mehrere hundert Megawatt je Einheit gebaut werden. Wirkungsgrade bis über 70 % scheinen erreichbar. Der maximale theoretische Wirkungsgrad liegt bei ca. 90 %, begründet dadurch, dass chemisch gebundene Energie weitgehend aus Exergie besteht und deshalb kein „CARNOT-Prozess“ notwendig ist. Die Werkstoff- und Betriebsprobleme sind jedoch erheblich. Die Stromgestehungskosten liegen daher noch deutlich über denen von thermischen Kraftwerken.

Die natürlichen Vorräte zur thermischen Energieerzeugung, die fossilen (Kohle, Erdöl, Erdgas) und fissilen (Atomkerne) Brennstoffe – in urgeschichtlichen Zeiträumen entstanden – sind gemäß dem Grundsatz der Physik nach R. MAYER (Benutzerhinweise), dem Energieerhaltungssatz, nicht vermehrbar. Deshalb besteht die Notwendigkeit, äußerst sorgsam mit den Energievorräten umzugehen. Das bedeutet, Energie, wo immer sinnvoll möglich, einzusparen. Dies kann durch Wirkungsgradverbesserungen aller „Energie erzeugenden“ sowie „verbrauchenden“ Maschinen, Apparaten, Geräte und Anlagen sowie die Anwendung von Verbundprozessen als auch Wärmedämm-Maßnahmen im Heizungsbereich und Widerstandsminderung im

Fahrzeugsektor (Autos, Züge, Schiffe, Flugzeuge) erfolgen.

Kombi- oder Verbundprozesse sind z. B. die sog. *Kraft-Wärme-Kopplung* und die Kombination von Gas- mit Dampfturbinenprozessen (bis $\eta \approx 60\%$), jedoch auch die sog. *Mehrstoffprozesse*. Beim Kraft-Wärme-Verbund wird die Wärmeenergie des Dampfturbinen-Abdampfes Niedertemperatur-Wärmeprozessen, z. B. der Gebäudeheizung, zugeführt und so weiter genützt. Dadurch sind *Energienutzungsgrade* (nicht Wirkungsgrade!) von insgesamt über ca. 80% verwirklichtbar. Die eingesetzte, den natürlichen Vorräten entnommene Primärenergie wird somit zu über 80% genützt.

Beim kombinierten Gas-Dampfturbinenprozess (Abschnitt 11.4.6.1) wird das heiße, noch ausreichend sauerstoffhaltige Gasturbinenabgas (GT) dem Dampferzeuger zugeführt und dadurch weiter genützt, entweder direkt zur Dampferzeugung (GuD) oder als Verbrennungsluft. Dadurch reduziert sich dann die notwendige Aufheizung der sonst erforderlichen, aus der Umgebung zu entnehmenden Verbrennungsluft. Oder GT-Abhitzeessel und konventioneller Fossil-Kessel zur Dampferzeugung sind parallel geschaltet. Entsprechende Energieeinsparung ist die Folge.

Bei den Mehrstoffprozessen sind, dem Temperaturniveau angepasst bzw. abgestimmt, thermodynamische Energieumwandlungsprozesse zur Elektrizitätserzeugung hintereinander geschaltet. Dabei wird so lange fortlaufend, wie möglich, die Abwärme (durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik bedingt) des vorhergehenden Prozesses im jeweils folgenden Prozess weiter zur Elektrizitätserzeugung genützt. Die Restwärme, welche der letzte Prozess abgibt, könnte dann, falls noch temperaturmäßig möglich und sinnvoll, wieder Heizzwecken zugeführt werden. Ein MHD-Generator oder eine entsprechende Brennstoffzelle könnte das erste Glied (Höchsttemperaturkreis) eines Mehrstoffprozesses sein. Mit einer solchen Kombinationsanlage wären Energieumwandlungs-Wirkungsgrade für das Umsetzen von Wärme in Elektrizität insgesamt bis etwa 80% erreichbar, also fast doppelt so hoch wie bei heutigen thermischen Kraftwerken. Heute schon verwirklichte GuD-Anlagen erreichen 52% bis 60% Wirkungsgrad. Bei Abwärmenutzung würde dann der gesamte Energienutzungsgrad (nicht Wirkungsgrad!) ca. 90% betragen.

Problematisch bei Mehrstoffprozessen sind der große Investitionsaufwand, die Komplexität der Gesamtanlage, die teilweise nicht ungefährlichen Arbeitsmedien sowie infolge der Koppelprozesse nicht mögliche anlageunabhängige Regelung der Systemkomponenten, also der einzelnen Energieumwandlungsprozesse.

Um die hochwertigen natürlichen Energiereserven der Welt, vor allem Erdöl, zu schonen und den Treibhauseffekt zu vermindern, wird es notwendig sein:

- Alle Energiequellen der Natur zu erforschen und, wo immer technisch möglich sowie volkswirtschaftlich zweckmäßig, zu nutzen.
- Hochwertige Primärenergie nur dort einzusetzen, wo unbedingt notwendig, und wenn immer möglich niederwertige Energie zu nützen. Der wertvollste Energieträger Erdöl sollte dem Verkehrssektor und als Rohstoff der *nichtenergetischen* Nutzung in der Chemie, wie Pharmazie, vorbehalten bleiben.
- Energie einsparen wo immer möglich.
- Die Energieausnutzung erhöhen, durch Verbundprozesse, Wärmedämmung, Verlustereduktion.
- Die regenerierenden Energiequellen weltweit, wo immer möglich, weitgehendst zu nützen, also Sonnen- sowie Umweltenergien (Wasser, Wind, Wärme, Strahlung) und dadurch die bisherigen fossilen sowie fossilen möglichst bald weitgehendst zu ersetzen bei Abfallvermeidung.

Bei einem realistischen Gesamtkonzept (eine große Ingenieuraufgabe), das alle Energieträger erschließt und nützt, sollte es möglich sein, den tatsächlich notwendigen Energiebedarf der Menschheit zu decken. Enorme Anstrengungen sind jedoch in Forschung, Entwicklung und Anwendung notwendig. Wo immer vertretbar, muss Energie durch Kapital, d. h. durch hochwertige, wenig Energie verbrauchende Einrichtungen bei Umweltschutz ersetzt werden.

Obwohl diese Energie-Problematik etwas abseits von Strömungsmaschinen liegt, ist es berechtigt, in einem Buch, das sich mit Maschinen der Energietechnik befasst, wozu besonders Turbinen gehören, darauf hinzuweisen. Im Allgemeinen wird der Ingenieur, gleichgültig in welchem Bereich und welcher Position er tätig ist, in Zukunft verstärkt mit Energieproblemen konfrontiert werden. Besonders der Strömungsmaschinenbauer wird angesichts dieser Tatsachen genötigt sein, die Wirkungsgrade seiner Produkte immer weiter zu verbessern.

1.3 Unterteilung

Maschinen für die Energie-Umwandlung (-Transformation) können, wie bereits im vorhergehenden Abschnitt verwendet, in sog. **Arbeitsmaschinen** (AM) und sog. **Kraftmaschinen** (KM) unterteilt werden. Als Unterscheidungsmerkmal der Maschinengruppen gilt:

Arbeitsmaschinen setzen Drehenergie (der Welle) in hydraulische oder thermische Energie um.

Kraftmaschinen setzen hydraulische oder thermische Energie in Drehenergie (der Welle) um.

Hierbei bedeuten:

Drehenergie: Die mechanische Rotationsenergie des Maschinenläufers (-rotors).

Hydraulische Energie: Die Summe von *potenzieller Energie*, also geodätischer (Lagen-) sowie *Druckenergie* und *Strömungsenergie* (kinetische Energie) des Fluids.

Das durch beide Maschinengruppen fließende Medium strömt bei:

- Arbeitsmaschinen (Pumpen) von niedrigem zu höherem Druckniveau; von der Saug- zur Druckseite (-stutzen).
- Kraftmaschinen (Turbinen) von höherem zu niedrigerem Druckniveau; von der Druck- zur Saugseite (-stutzen).

Um die Drucksteigerung bei Pumpen bzw. den Druckabbau bei Turbinen zu kennzeichnen, wird meist der Quotient der Absolutdrücke des Fluids an der Druck- und Saugseite (-stutzen), das sog. **Druckverhältnis Π** , verwendet (Bild 1-3). Bei Verdichtung sind exakterweise die Gesamtdrücke – Summe von statischem und dynamischem Druck – zu verwenden.

Für das **Druckverhältnis Π** gilt somit im Strömungsmaschinenbau allgemein:

$$\Pi = \frac{\text{Druckstutzen-Druck}}{\text{Saugstutzen-Druck}} = \frac{p_D}{p_S} \quad (1-1)$$

Wichtig bei der Berechnung des Druckverhältnisses – insbesondere bei niedrigen Drücken – ist das Verwenden der Absolutdrücke (nicht der Über- oder Unterdrücke), mit denen das Arbeitsmedium in die Maschine ein- und aus ihr austritt.

Das Druckverhältnis gibt hinsichtlich des von der Maschine verwirklichten Drucksprunges – des aufgebauten bei Pumpen bzw. abgebauten bei Turbinen – einen besseren Aufschluss als die Absolutwerte der Drücke an Saug- und Druckseite (-stutzen).

Eine Vakuumpumpe, die beispielsweise Luft von 0,1 bar auf 1 bar fördert, erreicht das gleiche Druckverhältnis wie ein Turbokompressor, der Gas von 1 bar auf 10 bar verdichtet, obwohl die beiden Maschinen und ihre Absolutdrücke nicht vergleichbar sind. Eine „Gas-Pumpe“ für totales Vakuum ($p = p_S = 0$ bar) müsste ein unendliches Druckverhältnis ($\Pi = p_D/p_S = p_b/p = 1/0 \rightarrow \infty$) überbrücken und ist deshalb letztlich nicht vollständig verwirklichtbar. Später (Kapitel 3) wird sich auch zeigen, dass nicht die Absolutdrücke, sondern das Druckverhältnis den Energiebedarf bei Pumpen bzw. die Energieabgabe bei Turbinen maßgeblich mitbestimmt. Die Absolutdrücke an Saug- und Druckseite dagegen sind wichtige Größen für die festigkeitsmäßige Dimensionierung der Maschine (siehe Benutzungshinweise).

Arbeits- und Kraftmaschinen können nach zwei Gesichtspunkten weiter unterteilt werden:

- dem Funktionsprinzip
- dem durchströmenden Fluid.

Nach dem Funktions- oder Wirkungsprinzip sind zu unterscheiden:

- Strömungsmaschinen (StM), Dynamikprinzip
- Kolbenmaschinen (KoM), Statikprinzip.

Strömungsmaschinen beruhen auf der Dralländerung (dynamische Wirkung), Kolbenmaschinen auf der direkten Druckwirkung (statisches Prinzip). Strömungsmaschinen werden deshalb mithilfe des Drallsatzes berechnet, Kolbenmaschinen mittels Druckansatz ($F = p \cdot A$). (Siehe auch auf S. 284.)

Die Unterteilung nach Arten, d. h. aufgrund des die Maschine durchströmenden Fluids ergibt:

- hydraulische Maschinen (HyM), die inkompressible Fluide (Flüssigkeiten) verarbeiten,
- thermische Maschinen (ThM), die kompressible Fluide (Gase, Dämpfe) verwenden.

Das Buch behandelt, wie aus seinem Titel hervorgeht, entsprechend der Unterteilung nach dem Wirkprinzip, nur Strömungsmaschinen.

Bei Turbomaschinen werden auch bezeichnet:

- Arbeitsmaschinen als Pumpen (P), wobei weiter unterschieden wird zwischen
 - **Kreiselpumpen** (KP), die inkompressible Fluide, also Flüssigkeiten, fördern.
 - **Kreiseldichter** (KV), Pumpe, die kompressible Medien (Gase, Dämpfe) verarbeiten. Sie werden entsprechend ihrem Druckverhältnis nochmals weiter unterteilt in **Ventilatoren**

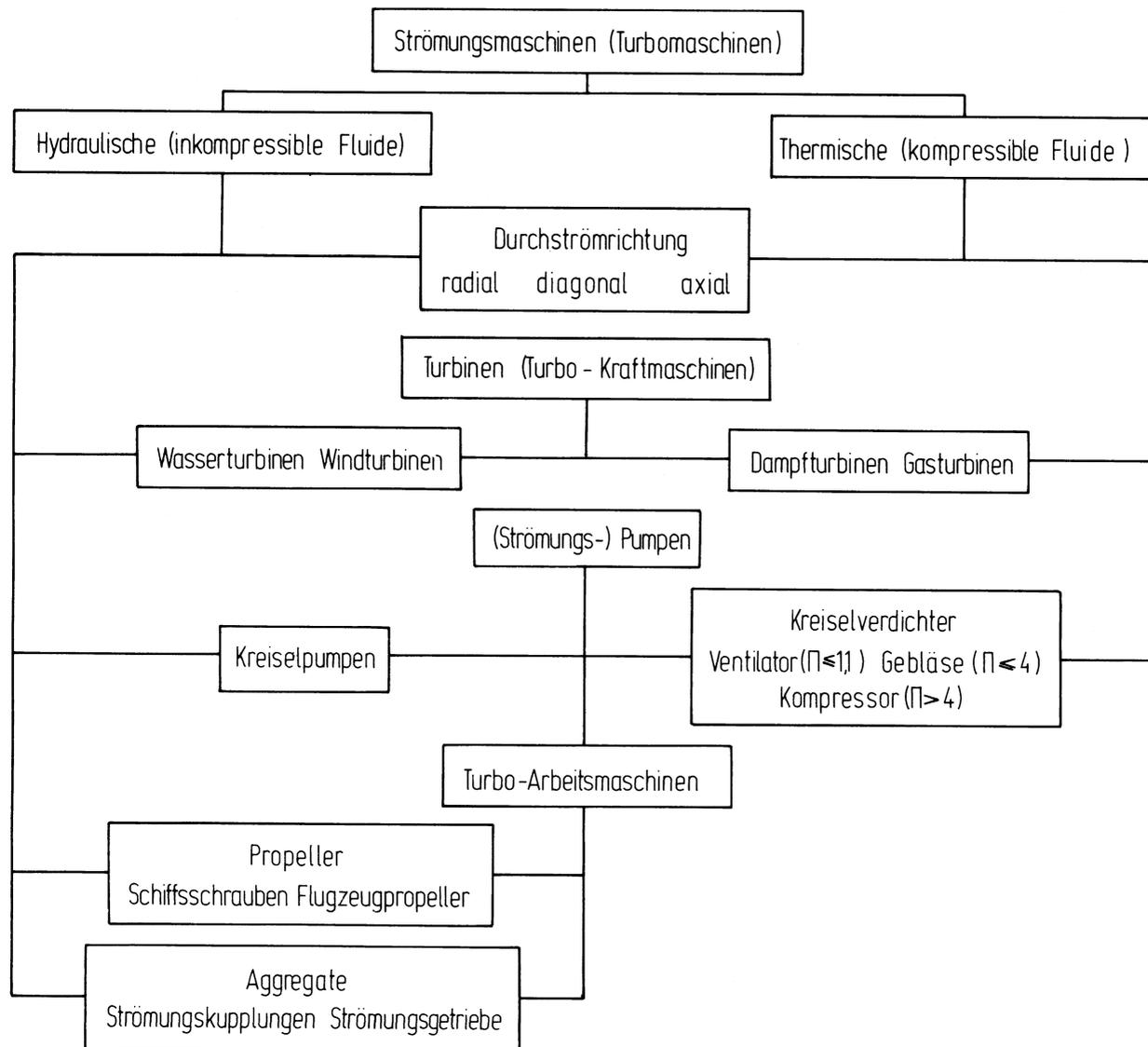


Bild 1-1 Aufteilung der Strömungsmaschinen (Turbomaschinen → Turbo¹⁾ ... Kreisel) nach Anwendung (AM, KM), Arten (HyM, ThM), Bauformen (radial, diagonal, axial) und Typen (Druckverhältnis Π)

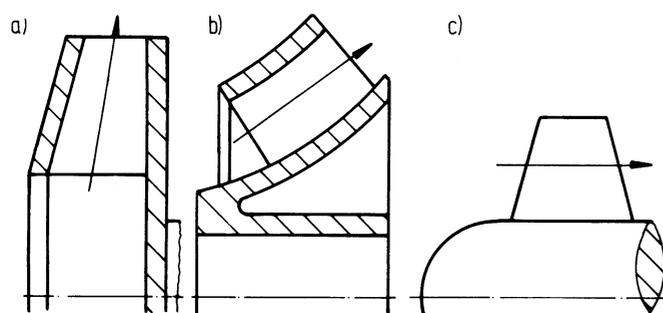


Bild 1-2 Laufradausführungen (Prinzip-Darstellungen)
a) radial, b) diagonal (halbaxial), c) axial

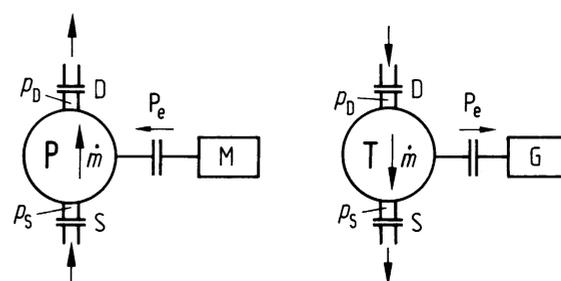


Bild 1-3 Fluidenergiemaschinen; symbolische Darstellung
 P Pumpe (AM); T Turbine (KM); M Motor; G Generator; \dot{m} Massendurchsatz (Mengenstrom); D Druckstutzen; S Saugstutzen;
 T: p_D Druckstutzenenddruck (Zuströmdruck)
 p_S Saugstutzenenddruck (Abströmdruck)
 P: p_D Druckstutzenenddruck (Abström- oder Förderdruck)
 p_S Saugstutzenenddruck (Zuström- oder Saugdruck)

¹⁾ Turbo von turbare (lat.) ... drehen

($\Pi \leq 1,1$), **Gebläse** ($\Pi \leq 4$) und **Kompressoren** ($\Pi > 4$). Ventilatoren werden oft auch als **Lüfter** bezeichnet und meist bei den hydraulischen Strömungsmaschinen eingeordnet, da $\rho \approx \text{konst}$ (Δp klein).

- Kraftmaschinen, also Turbinen (T), bei denen ebenfalls nach der Art des Arbeitsmediums unterschieden wird: Zwischen Wasserturbinen (WT) und Windturbinen (Windkonverter WK oder Luftturbinen LT) für „inkompressible“ Fluide einerseits sowie Dampfturbinen (DT) und Gasturbinen (GT) andererseits, welche kompressible Medien (Dämpfe, Gase) verarbeiten. Bei den Windturbinen verhält sich die Luft quasi inkompressibel, da Druckänderung sehr gering. Deshalb Zuordnung zu den hydraulischen Turbomaschinen.

Die gesamte Unterteilung der **Strömungsmaschinen**, die auch als **Turbomaschinen** bezeichnet werden, geht aus Bild 1-1 hervor. Die Laufradform und damit die Maschinenausführung wird dabei nach der Hauptströmungsrichtung des Fluids innerhalb des Laufrades bezüglich des Maschinenwellenverlaufs entsprechend der Prinzipdarstellung in Bild 1-2 gekennzeichnet.

1.4 Wirkungsweise

1.4.1 Grundsätzliches

Besonders der Vektorcharakter der Geschwindigkeit ist bei Strömungsmaschinen bedeutungsvoll. Jede Geschwindigkeitsänderung, ob nach Größe, und/oder Richtung ist Beschleunigung und deshalb nach dem NEWTON'schen Grundgesetz mit einer Kraft gekoppelt, da jeder Stoff, gleichgültig ob fest, flüssig oder gasförmig, massebehaftet ist. Nach dem aus dem NEWTON'schen Grundgesetz (manchmal auch als NEWTON'sches Aktions-Axiom bezeichnet) zusammen mit dem D'ALEMBERT'schen Prinzip abgeleiteten Impulssatz, verschiedentlich auch zweites NEWTON'sches Gesetz oder dynamisches Gleichgewicht genannt, bzw. dem zugehörigen Drallsatz erfordert die Beschleunigung eines Fluidstromes eine Kraft bzw. ein Drehmoment. Umgekehrt bewirkt eine Kraft bzw. ein Drehmoment die Beschleunigung des vorhandenen Fluidstromes.

In Pumpen wird das Fluid durch die Kraft- bzw. Drehmomentwirkung der Schaufeln des sich bewegenden Rades, des sog. **Laufrades**, beschleunigt

und teilweise sofort sowie in einem anschließenden, ruhenden, diffusorartigen Schaufelsystem, dem **Leitrad**, die Geschwindigkeit in Druck umgesetzt.

Bei Turbinen wird das in Düsen von Druck vollständig oder teilweise auf Geschwindigkeit gebrachte Medium durch die Schaufeln des Laufrades umgelenkt, also wieder beschleunigt. Die dadurch erzeugte Umfangskraft bewirkt über das zugehörige Moment die Drehung des Laufrades und liefert damit mechanische Energie.

Die wichtigsten Bestandteile einer Turbomaschine sind, wie später (Abschnitt 1.5.2) dargestellt, das sich bewegende Laufrad und das meist ruhende Leitrad. Durch diese Radkombination wird das beabsichtigte Umsetzen der Energie erzielt. Eine vereinfachte, idealisierte Form dieser Räder sind die weit- bzw. engstehenden **Flügelgitter**. Andere Bezeichnungen für Flügelgitter: Flügelreihen, Schaufelgitter oder kurz Gitter.

Bei weitstehenden Flügelgittern sind die einzelnen Flügel so weit voneinander entfernt angeordnet, dass sie sich, d. h. ihre Umströmungen, gegenseitig kaum noch beeinflussen. Die Strömung um einen Flügel weitstehender Gitter kann deshalb so behandelt werden, als ob der Flügel alleine vorhanden wäre, wie dies bei Flugzeugtragflächen zutrifft → Propeller oder Flügelräder.

Bei engstehenden Schaufelgittern folgen die einzelnen Schaufeln dicht aufeinander, d. h. stehen so eng beieinander, dass sie Kanäle bilden. Das durch diese Gitterzwischenräume hindurchfließende Medium wird somit durch „Schaufelkanäle“ geführt.

Zu bemerken ist noch, dass der Ausdruck **Flügel** bevorzugt bei weitstehenden und der Begriff **Schaufel** meist bei engstehenden Anordnungen (Gittern) verwendet wird → Kanalräder.

1.4.2 Einzelschaukel (Flügel)

Wie Tragflächen und Propeller von Flugzeugen, Windturbinen sowie Schiffsschrauben zeigen, wirken auf einzelne Flügel Kräfte, wenn sie ein relativ zu ihnen strömendes Fluid beeinflussen. Umgekehrt kann ein Flügel unter Kraftaufwand den Fluidstrom ablenken, d. h. beschleunigen. Das Medium muss also bei der Flügelumströmung nicht kanalartig geführt werden. Infolge der fehlenden Strahlumantelung herrscht jedoch vor und nach dem Flügel der gleiche Druck im Fluid (Gleichdruckwirkung).

Hierbei wird die nur theoretisch exakt geltende Annahme getroffen, dass sich die Einzelschaukel alleine in einem unendlich großen Raum bewege. Das sich ausbildende Strömungsfeld wird dann durch keine benachbarte Schaukel beeinflusst. Bei Anwendung der Theorie auf das Schaukelgitter (Abschnitt 1.4.3) sind entsprechende Korrekturen notwendig, um brauchbare Ergebnisse zu erzielen. Die Berechnungsart für die Einzelschaukel ist u. a. für die Auslegung von Tragflügeln geeignet und wird als **Tragflügeltheorie** (Abschnitt 3.3) bezeichnet.

Wenn sich ein Flügel unter Kraftaufwand in einem Fluid bewegt bzw. durch die vom strömenden Medium ausgehende Kraft bewegt wird, erfolgt Energieaustausch zwischen ihnen. Die wirkende Kraft sowie die übertragene Leistung lassen sich mit dem Impuls- bzw. Drallsatz oder der Energiegleichung wie folgt berechnen. Hierzu wird besonders auf [3] verwiesen:

A) Nach **Impulssatz**:

Im **Relativsystem**, d. h. in dem sich mit der Schaukel mit der Umfangsgeschwindigkeit u mitbewegenden Koordinatensystem (u, m) , ergibt der Impulssatz für den in Bild 1-4 dargestellten schaufelfesten **Kontrollraum RKR** (Relativkontrollraum) die zwischen Fluidstrom und Beschauflung wirkende Kraft. Dabei sei nochmals erwähnt, dass bei Flügeln Gleichdruck herrscht, d. h. $p_2 = p_1$.

$$\text{Nach IS } \textcircled{1}-\textcircled{2} \rightarrow \sum \vec{F} = 0 \quad \begin{cases} \nearrow \sum F_u = 0 \\ \searrow \sum F_m = 0 \end{cases}$$

Ausgewertet mithilfe von Bild 1-4

$$\begin{aligned} \text{a) } \sum F_u = 0: & \quad \dot{I}_{1u} + \dot{I}_{2u} - F_{Wd,u} = 0 \\ \text{b) } \sum F_m = 0: & \quad \dot{I}_{1m} - \dot{I}_{2m} - F_{Wd,m} = 0 \end{aligned}$$

Mit

$$\begin{aligned} \dot{I}_{1u} &= \dot{I}_1 \cdot \cos \beta_1 = \dot{m}_1 \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1 \\ &= \dot{m} \cdot w_{1u} \end{aligned} \quad (1-2)$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_{2u} &= \dot{I}_2 \cdot \cos \beta_2^* = \dot{m}_2 \cdot w_2 \cdot \cos(180^\circ - \beta_2) \\ &= \dot{m} \cdot w_2 \cdot (-\cos \beta_2) = -\dot{m} \cdot w_{2u} \end{aligned} \quad (1-3)$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_{1m} &= \dot{I}_1 \cdot \sin \beta_1 = \dot{m}_1 \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1 \\ &= \dot{m} \cdot w_{1m} \end{aligned} \quad (1-4)$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_{2m} &= \dot{I}_2 \cdot \sin \beta_2^* = \dot{m}_2 \cdot w_2 \cdot \sin(180^\circ - \beta_2) \\ &= \dot{m} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2 = \dot{m} \cdot w_{2m} \end{aligned} \quad (1-5)$$

Dann folgt aus:

$$\text{a) } F_{Wd,u} = \dot{I}_{1u} + \dot{I}_{2u} = \dot{m} \cdot (w_{1u} - w_{2u}) = \Delta \dot{I}_u \quad (1-6)$$

$$\text{b) } F_{Wd,m} = \dot{I}_{1m} - \dot{I}_{2m} = \dot{m} \cdot (w_{1m} - w_{2m}) = \Delta \dot{I}_m \quad (1-7)$$

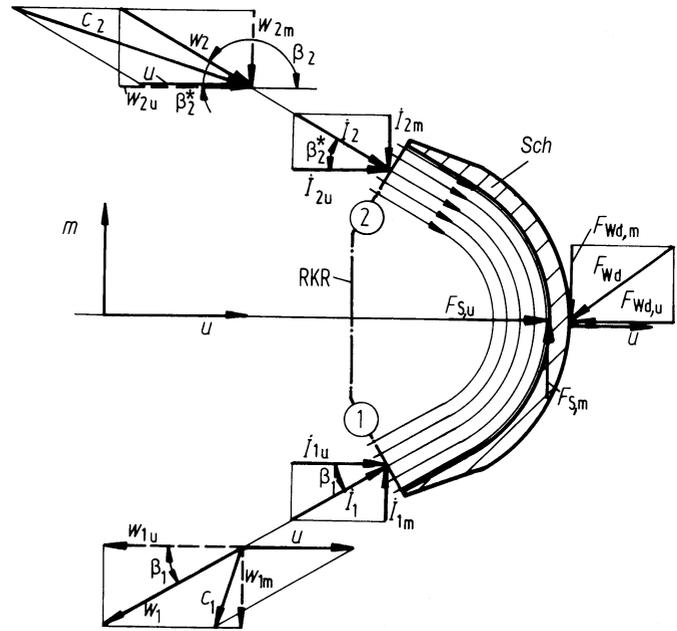


Bild 1-4 Schaufel Sch einer Axialturbine ($F_{S,u} \equiv F_{Sch}$) Umströmung und Kraftwirkungen, Relativ-Kontrollraum RKR schaufelfest, β Bezugswinkel von w gegenüber u . Aus den Geschw.-Plänen $|w_{1u} - w_{2u}| = |c_{1u} - c_{2u}|$.

Nach *actio gleich reactio* gelten:

Umfangs- oder Tangentialkraft $F_{Sch,u}$ des Fluidstromes auf die Schaufel (Index Sch)

$$F_{Sch,u} = F_{Wd,u} = \Delta \dot{I}_u = \dot{m} \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \quad (1-8)$$

Axial- oder Meridiankraft $F_{Sch,m}$ des Fluidstrahles auf die Einzelschaukel:

$$F_{Sch,m} = F_{Wd,m} = \Delta \dot{I}_m = \dot{m} \cdot (w_{1m} - w_{2m}) \quad (1-9)$$

Die zwischen Strömung und Flügel (Einzelschaukel) wirkenden Kräfte sind umso größer, je größer der Massenstrom und dessen Umlenkung werden. Die technisch maximal verwirklichte Umlenkung liegt unter 180° (ca. 150° bis 175°).

Die zwischen Strömung und Schaukel übertragene Leistung P_{Sch} ergibt sich mit Umfangskraft $F_{Sch,u}$ sowie Umfangsgeschwindigkeit u des Flügels:

$$\begin{aligned} P_{Sch} &= F_{Sch,u} \cdot u = \Delta \dot{I}_u \cdot r \cdot \omega = \Delta \dot{L}_u \cdot \omega \\ &= \dot{m} \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \cdot u \end{aligned} \quad (1-10)$$

Nach Gl. (1-10) ist demnach die übertragene Leistung proportional

- dem Massenstrom
 - der Strömungsgeschwindigkeitsänderung
 - dem Radius
 - der Winkelgeschwindigkeit
- } Drallstrom-
änderung
} Umfangsgeschw.
} Drehzahl

Bei symmetrischer Schaukel ($\beta_1 = \beta_2^* = \beta$) mit idealer, d. h. reibungsfreier Strömung ($w_1 = w_2 = w$) ergeben Gln. (1-8) bis (1-10):

$$\begin{aligned} \text{Mit } w_{1u} &= w_1 \cdot \cos \beta_1 = w \cdot \cos \beta = w_u \\ w_{2u} &= w_2 \cdot \cos \beta_2 = w_2 \cdot \cos(180^\circ - \beta_2^*) \\ &= -w_2 \cdot \cos \beta_2^* = -w \cdot \cos \beta = -w_u \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{und } w_{1m} &= w_1 \cdot \sin \beta_1 = w \cdot \sin \beta = w_m \\ w_{2m} &= w_2 \cdot \sin \beta_2 = w_2 \cdot \sin(180^\circ - \beta_2^*) \\ &= w_2 \cdot \sin \beta_2^* = w \cdot \sin \beta = w_m \end{aligned}$$

werden:

$$\text{Umfangskraft: } F_{\text{Sch},u} = 2 \cdot \dot{m} \cdot w_u = 2 \cdot \dot{m} \cdot w \cdot \cos \beta$$

$$\text{Axialkraft: } F_{\text{Sch},m} = 0$$

$$\begin{aligned} \text{Leistung: } P_{\text{Sch}} &= 2 \cdot \dot{m} \cdot w_u \cdot u \\ &= 2 \cdot \dot{m} \cdot w \cdot u \cdot \cos \beta \end{aligned}$$

B) Nach **Energiegleichung**:

In Bezug auf den ruhenden Beobachter und damit auf ein feststehendes Koordinatensystem hat das Fluid an Stelle ② die sog. Absolutströmungsgeschwindigkeit c_2 und an Stelle ① die absolute Strömungsgeschwindigkeit c_1 . Die spezifische kinetische Energie des strömenden Fluids beträgt deshalb an Stelle ② $c_2^2/2$ und an Stelle ① $c_1^2/2$. Da sich bei der vorhandenen Gleichdruckwirkung der Druck des Fluids im Flügelbereich (grob betrachtet) nicht ändert und keine Höhenunterschiede vorhanden bzw. vernachlässigbar sind, ergibt sich die zwischen Fluidmengenstrom \dot{m} und Schaufel übertragene theoretische Leistung $P_{\text{Sch},\text{th}}$ aus der Differenz der Strömungsenergien an den Stellen ② und ①:

$$P_{\text{Sch},\text{th}} = \dot{m} \cdot \Delta Y_{\text{Sch},\text{th}} = \dot{m} \cdot (c_2^2/2 - c_1^2/2) \quad (1-11)$$

Hierbei ist $Y_{\text{Sch},\text{th}}$ die theoretische spezifische Energie, welche bei Reibungsfreiheit, also idealem Fluid, übertragen wird.

Aus Gl. (1-11) folgt für die Umfangskraft $F_{\text{Sch},u}$ zwischen strömendem Fluid und (Einzel-)Schaufel:

$$F_{\text{Sch},u} = \frac{P_{\text{Sch},\text{th}}}{u} = \frac{\dot{m}}{u} \cdot (c_2^2/2 - c_1^2/2) \quad (1-12)$$

Infolge der gewählten Nummerierung (Abschnitt 2.5.1) ist bei allen Turbomaschinentypen (Pumpen, Turbinen) sowie -ausführungen (Radial, Axial, Diagonal), als auch Wirkungsweisen (Gleichdruck, Überdruck) an Stelle ② (Druckseite) die absolute Strömungsgeschwindigkeit immer größer als an Stelle ① (Saugseite), also $c_2 > c_1$. Dies gilt auch ohne Reibungsfreiheit und ist, wie Bild 1-4 bestätigt, bedingt durch die Schaufelbewegung (Umfangsgeschwindigkeit u). Bild 1-5 ohne Index Sch.

Je größer der Unterschied zwischen c_2 und c_1 , desto höher ist der Leistungsübergang nach Gl. (1-11).

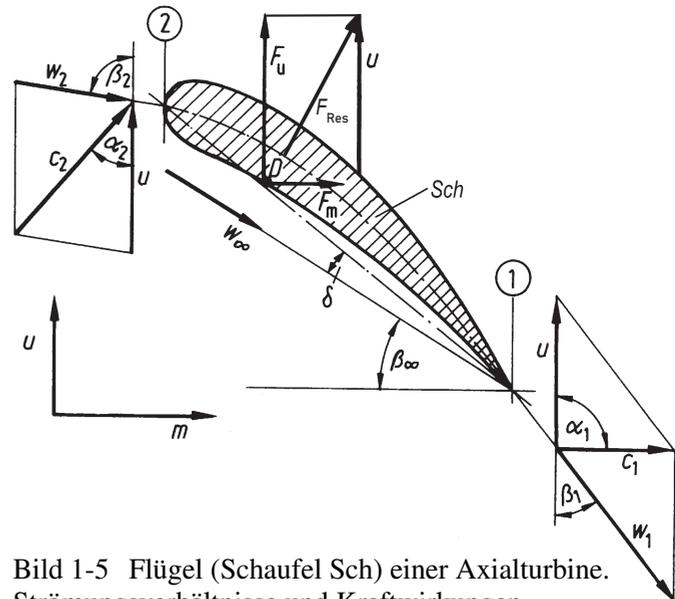


Bild 1-5 Flügel (Schaufel Sch) einer Axialturbine. Strömungsverhältnisse und Kraftwirkungen

Zwischen der sog. **Relativgeschwindigkeit** w und der **Absolutgeschwindigkeit** c der Fluidströmung besteht, wie in Abschnitt 2.5.1 gezeigt, über die **Umfangsgeschwindigkeit** u des Laufrades ein enger Zusammenhang. Die Gleichungen aus dem Impuls- bzw. Drallsatz und der Energiebedingung lassen sich deshalb gegenseitig ineinander überführen, was auch notwendig ist, da beide Wege zum gleichen Ergebnis führen müssen, allerdings nur bei idealer Strömung. Bei realem Fluid sind in der Energiegleichung die Strömungsverluste des Schaufelbereiches zu berücksichtigen, um mit dem Ergebnis des Impulssatzes übereinzustimmen.

Der Impulssatz und die Energiegleichung auf den Flügel von Bild 1-5 angewendet, führen zu denselben Ergebnissen wie bei der Schaufel nach Bild 1-4. Die Schaufel in Bild 1-4 und der Flügel von Bild 1-5 unterscheiden sich prinzipiell nur durch die Größe der Ablenkung $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ der Fluidströmung, also den Winkeln β (Flügelwinkel) an den Stellen (Flügelpunkten) ② und ①. Die Größe der Kraft zwischen Fluidstrom und Flügel verändert sich entsprechend. Die Gln. (1-8) bis (1-12) gelten deshalb allgemein bei idealer Strömung, d. h. für alle Arten von Flügeln.

1.4.3 Schaufelgitter (Schaufel)

Bei Schaufelgittern können die einzelnen Schaufeln (theoretisch in unendlicher Anzahl) längs einer Geraden angeordnet sein, sog. **gerade Gitter**, oder in endlicher Anzahl gleichmäßig über den Umfang eines Kreises verteilt sein, sog. **kreisförmige Gitter**. Gerade Schaufelgitter ergeben sich durch die Umfangsabwicklung eines Kreiszyinderschnitt-

tes bei den Axialrädern. Kreisförmige Gitter werden bei Radialturbomaschinen angewendet. Gerade Gitter heißen auch ebene oder **Axialgitter**, Kreisgitter auch **Radialgitter**. Der Abstand entsprechender Punkte zweier benachbarter Schaufeln wird mit Gitterteilung bezeichnet. Bei ebenen Gittern ist die Teilung t die geradlinige Entfernung dieser aufeinander folgenden Punkte. Bei Radialgittern mit z Schaufeln ergibt sich die Gitterteilung durch den Winkelabstand $\gamma = 2 \cdot \pi/z$ entsprechender Punkte. Die jeweiligen Verbindungslinien aller entsprechenden Schaufelpunkte sind beim ebenen Gitter parallele Geraden. Ihr Verlauf ist die Gitterrichtung. Beim Radialgitter liegen entsprechende Punkte auf konzentrischen Kreisen. Dabei wird zwischen der Radial- oder Meridianrichtung und der Tangential- oder Umfangsrichtung unterschieden.

An jeder Schaufel bzw. in jedem Schaufelkanal findet der gleiche Vorgang statt. Wird um eine Gitterteilung weiterschritten, wiederholt sich der Strömungsverlauf. Deshalb reicht es aus, die Strömung im Bereich einer Gitterteilung zu untersuchen. Ideal betrachtet, findet dabei in jeder Ebene senkrecht zu den *Erzeugenden* der Gitterschaufeln, d. h. in jedem Parallelschnitt zum Gitterbild, der gleiche Vorgang statt. Es handelt sich also theoretisch um eine ebene Strömung. Darin besteht eine wesentliche Vereinfachung gegenüber den wirklichen Schaufelrädern, bei denen im Allgemeinen in jedem Querschnitt, d. h. Parallelschnitt, eine andere Strömung herrscht.

Schaufelgitter mit idealer, also ebener Strömung werden auch als vollkommene Gitter bezeichnet. Anordnungen, welche diese Voraussetzungen nicht vollkommen, aber doch angenähert in einem großen Bereich erfüllen, werden als unvollkommene Gitter bezeichnet.

Vom ruhenden Beobachter aus gesehen, d. h. bezüglich eines ortsfesten Koordinatensystems, ist die Strömung durch ein sich bewegendes Gitter instationär. Die Strömung kann jedoch stationär „gemacht“ werden, wenn ein mit dem Gitter mitbewegtes, sog. relatives Bezugssystem eingeführt wird. In Bezug auf dieses Relativkoordinatensystem ruht dann das Gitter.

Bei umlaufenden kreisförmigen Gittern (Radialgittern) sind mitdrehende Koordinatensysteme notwendig. Dies hat jedoch zur Folge, dass die entstehende stationäre Relativströmung nicht mehr drehungsfrei und deshalb keine Potenzialströmung mehr ist.

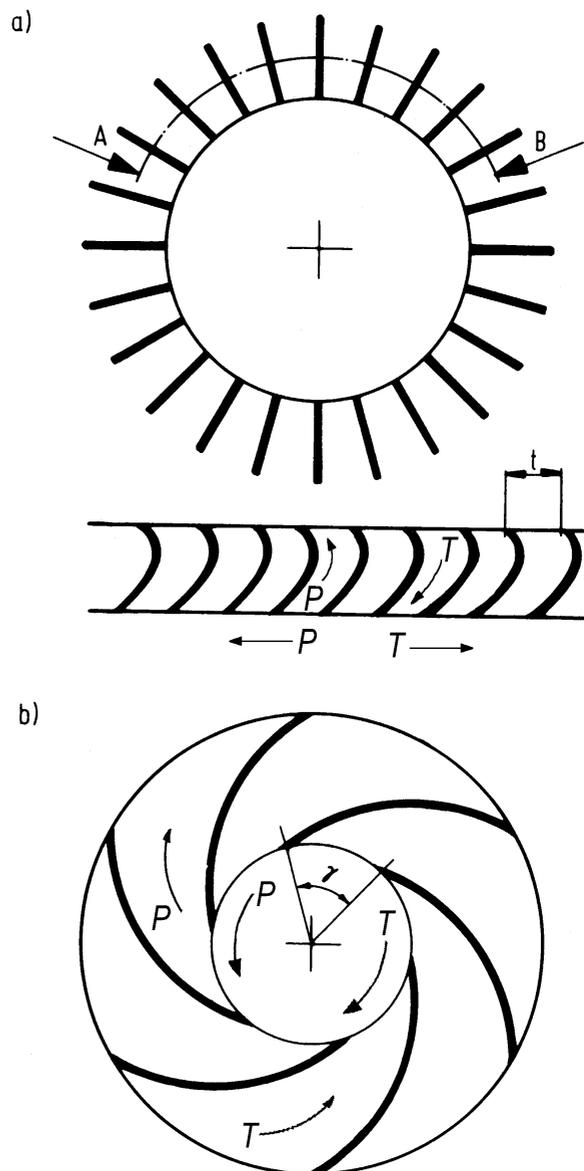


Bild 1-6 Gitter (P Pumpe; T Turbine) → Kanalräder
a) Gerades Gitter (Axialgitter), Seitenriss und abgewinkelter Zylinder-Schnitt A-B mit Teilung t
b) Kreisgitter (Radialgitter) mit Teilungswinkel γ am Innenradius

Pfeilrichtungen für Drehung sowie Durchströmung:
P bei Pumpen und T bei Turbinen

Diese nachteilige Erscheinung begründet sich darin, dass nur bei reiner Kreisströmung, die im ruhenden Bezugssystem drehungsfrei und somit eine Potenzialströmung ist, alle Fluidteilchen keine Eigendrehung, also Wirbelbewegung ausführen. Bezüglich des sich mitdrehenden Relativkoordinatensystems unterliegen die Fluidteilchen dann jedoch einer scheinbaren Eigendrehung im umgekehrten Sinn zur ursprünglichen Kreisströmung.

Bei geraden Gittern ist zum „Stationärmachen“ nur eine Parallelströmung zu überlagern. Die Fluidbewegung bleibt dabei eine Potenzialströmung, sofern die instationäre Ausgangs-Strömung eine war. Beim

Axialgitter kann deshalb der stationäre Fall des ruhenden, geraden Gitters betrachtet werden. Die Vorgänge beim bewegten Axialgitter ergeben sich dann durch einfaches Überlagern einer Parallelströmung in Bewegungsrichtung.

Gitterartige Schaufelanordnungen sollen den Fluidstrom beeinflussen und haben dabei folgende beiden wesentlichen Aufgaben, die entweder gemeinsam oder jede für sich alleine vorhanden sein können:

- Die Richtung der Strömungsgeschwindigkeit zu ändern, den Fluidstrom also wie einen Flügel abzulenken.
- Den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit zu ändern, d. h. zu erhöhen oder zu verringern, je nach Anwendungsfall.

In beiden Fällen handelt es sich um Ändern der Strömungsgeschwindigkeit, mathematisch ausgedrückt des Geschwindigkeitsvektors, also um Beschleunigung des massebehafteten Fluidstromes. Nach NEWTON hat bzw. erfordert diese wieder entsprechende Kraft, gerichtet je nachdem, ob der Fluidstrom auf das Schaufelgitter wirkt oder umgekehrt.

Erfolgt nur Ablenkung des Fluidstromes, also kein zusätzliches Ändern des Geschwindigkeitsbetrages, bleibt nach der BERNOULLI-Gleichung (Energiebeziehung) bekanntlich auch der Druck unverändert, sofern Höhenunterschiede und Strömungsverluste unberücksichtigt bzw. vernachlässigbar sind. Solche Gitter werden, entsprechend den Einzelschaufeln, als **Gleichdruckgitter** bezeichnet.

Meist ist mit der Umlenkung jedoch gleichzeitig auch eine Änderung des Betrages der Strömungsgeschwindigkeit und damit nach der Energiegleichung auch des Druckes verbunden. Gerade diese Druckänderung im Fluidstrom ist vielfach die eigentliche Aufgabe des Gitters. Je nachdem, ob im Schaufelgitter Druckabfall oder Druckanstieg stattfindet, wird von **Beschleunigungs-** oder **Verzögerungsgitter**, zusammenfassend von **Überdruckgitter**, gesprochen. Beschleunigungsgitter bilden in der Regel die Grundlage der Vorgänge in Turbinen, Verzögerungsgitter in Pumpen (Bild 1-7).

Wie beim Flügel ergibt sich die zwischen Fluidstrom und Schaufeln des Gitters wirkende Kraft aus der Energiebedingung (BERNOULLI-Gleichung) oder dem Impuls- bzw. Drallsatz, deren konsequente Umformung zur sog. EULER'schen Hauptgleichung der Strömungsmaschinen führt (Abschnitt 3.2.1).

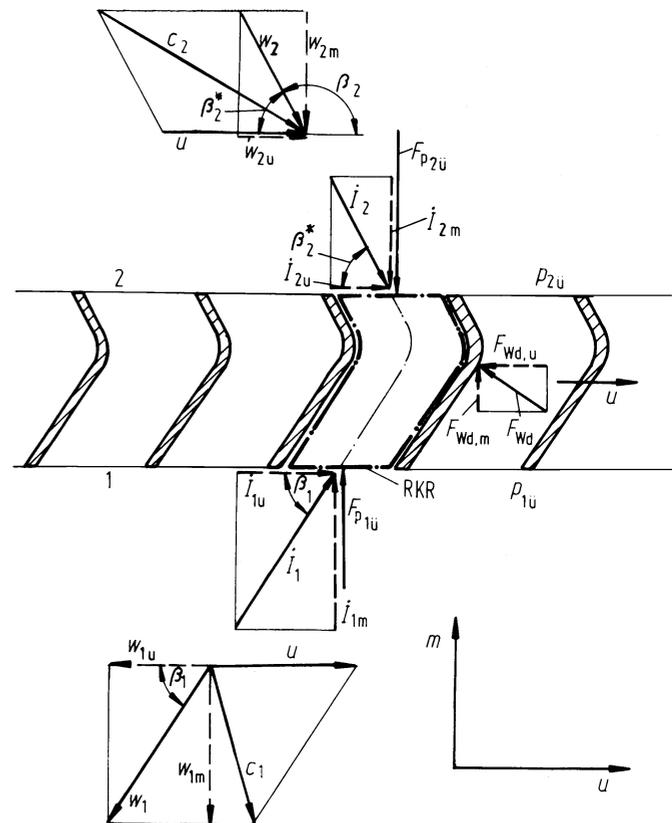


Bild 1-7 Ebenes Gitter (Zylindergitter) einer Axialturbinen. Strömungs- und Kraftverhältnisse

Dabei ist zu beachten, dass der Druck, wie bereits erwähnt, auf beiden Gitterseiten gleich (Gleichdruck- oder Aktionswirkung) oder verschieden (Überdruck- oder Reaktionswirkung) sein kann. Bei der Überdruckwirkung müssen beim Ansatz des dynamischen Kräftegleichgewichts (Impulssatz) außer den Impulsströmen auch die durch die Überdrücke auf beiden Gitterseiten bedingten Druckkräfte berücksichtigt werden.

A) Nach Energiesatz:

Wie bei der Einzelschaufel ergibt sich die zwischen Fluidströmung und Gitter übertragene spezifische theoretische Energie ΔY_{th} aus der Differenz der spezifischen Energien auf beiden Gitterseiten, d. h. zwischen Y_2 von Gitterseite 2 und Y_1 von Seite 1. Während der Lagenenergieunterschied vernachlässigbar klein, oder nicht vorhanden ist ($\Delta z = z_2 - z_1 \approx 0$), müssen die kinetischen Energien $c^2/2$ und Druckenergien p/ρ berücksichtigt werden. Der spezifische theoretische Energieunterschied ΔY_{th} des Fluidstromes zwischen den beiden Gitterseiten 2 und 1 beträgt deshalb, wenn die durch Strömungsreibung verursachten Energieverluste nicht berücksichtigt, also wieder ideales Fluid mit $\rho = \text{konst}$ angenommen:

$$\begin{aligned}\Delta Y_{\text{th}} &= Y_2 - Y_1 \\ &= (c_2^2/2 + p_2/\varrho) - (c_1^2/2 + p_1/\varrho) \\ \Delta Y_{\text{th}} &= (c_2^2/2 - c_1^2/2) + (p_2/\varrho - p_1/\varrho) \quad (1-13)\end{aligned}$$

Damit ergibt sich die zwischen dem Fluidmengenstrom \dot{m} und dem Gitter übertragene theoretische Leistung aus dynamischem und statischem Anteil:

$$\begin{aligned}P_{G,\text{th}} &= \dot{m} \cdot \Delta Y_{\text{th}} \\ &= \dot{m} \cdot \left[\left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) + \left(\frac{p_2}{\varrho} - \frac{p_1}{\varrho} \right) \right] \quad (1-14)\end{aligned}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit u folgt wieder aus der Leistungsgleichung $P_{G,\text{th}} = F_{G,u,\text{th}} \cdot u$ die zwischen Fluidstrom und Gitter wirkende theoretische Umfangskraft (Index th oft weggelassen):

$$\begin{aligned}F_{G,u,\text{th}} &= \frac{P_{G,\text{th}}}{u} \\ &= \frac{\dot{m}}{u} \cdot \left[\left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) + \left(\frac{p_2}{\varrho} - \frac{p_1}{\varrho} \right) \right] \quad (1-15)\end{aligned}$$

B) Nach Impulssatz:

Mit den Bezeichnungen von Bild 1-7 liefert der Impulssatz zwischen den Gitterseiten 1 und 2:

$$\text{Nach IS 1-2} \rightarrow \sum \vec{F} = 0 \begin{cases} \nearrow \sum F_u = 0 \\ \searrow \sum F_m = 0 \end{cases}$$

Bekanntlich gilt der Impulssatz unverändert sowohl bei idealer als auch bei realer Strömung. Die Strömungsverluste bei realem Fluid werden automatisch durch die infolge Reibung verringerten Impulsströme $\dot{I}_u = \dot{m} \cdot w_u$ berücksichtigt.

Den Impulssatz ausgewertet:

a) $\sum F_u = 0$ je Gitterteilung t (Zusatzindex t):

$$\begin{aligned}\dot{I}_{1u,t} + \dot{I}_{2u,t} - F_{Wd,u,t} &= 0, \quad \text{hieraus} \\ F_{Wd,u,t} &= \dot{I}_{1u,t} + \dot{I}_{2u,t}\end{aligned}$$

Für das gesamte Gitter mit z Schaufeln und nach actio gleich reactio ergibt sich die Kraft zwischen Fluidstrom und Gitter in Umfangsrichtung u :

$$F_{G,u} = z \cdot F_{Wd,u,t} = z \cdot (\dot{I}_{1u,t} + \dot{I}_{2u,t}) = \dot{I}_{1u} + \dot{I}_{2u}$$

Mit den Beziehungen Gln. (1-2) bis (1-5), die auch entsprechend für das Gitter (Index G) gelten, folgt wegen:

$$\begin{aligned}\dot{I}_{2u} &= z \cdot \dot{m}_t \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2^* \\ &= -z \cdot \dot{m}_t \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2 \\ F_{G,u} &= z \cdot \dot{m}_t \cdot (w_1 \cdot \cos \beta_1 - w_2 \cdot \cos \beta_2) \\ &= z \cdot \Delta \dot{I}_{u,t} = \Delta \dot{I}_u \equiv \Delta \dot{I}_{G,u} \quad (1-16)\end{aligned}$$

Obwohl anders aufgebaut, führt diese Beziehung zum selben Ergebnis wie Gl. (1-15). Mithilfe der späteren Gl. (2-25) und den Geschwindigkeitsverhältnissen nach Bild 1-7 sind beide Beziehungen in einander umschreibbar.

b) $\sum F_m = 0$ je Gitterteilung t mit $F_{pü} = p_{ü} \cdot A_m$:

$$F_{Wd,m,t} + p_{1ü} \cdot A_{1m,t} - p_{2ü} \cdot A_{2m,t} + \dot{I}_{1m,t} - \dot{I}_{2m,t} = 0$$

Hieraus mit $A_{1m,t} = A_{2m,t} = A_{m,t} = b \cdot t = b \cdot \pi \cdot D/z$ bei Vernachlässigung der Schaufeldicke:

$$F_{Wd,m,t} = A_{m,t} \cdot (p_{2ü} - p_{1ü}) + \dot{I}_{2m,t} - \dot{I}_{1m,t} \quad (1-17)$$

Ebenfalls für das gesamte Gitter mit z Schaufeln und actio gleich reactio folgt für die Kraft zwischen Fluidstrom und Gitter in Meridian-, d. h. Axialrichtung:

$$\begin{aligned}F_{G,m} &\equiv F_{G,a} = z \cdot F_{Wd,m,t} \\ F_{G,m} &= z \cdot [A_{m,t} \cdot (p_{2ü} - p_{1ü}) + \dot{I}_{2m,t} - \dot{I}_{1m,t}] \quad (1-18)\end{aligned}$$

Bei Gleichdruckwirkung ($p_{2ü} = p_{1ü}$) fällt wieder der erste Term dieser Gleichung weg.

Während die Meridiankraft von einem Axiallager aufgenommen oder hydraulisch kompensiert werden muss, folgt die zwischen Fluidstrom und Gitter übertragene Leistung aus der Umfangskraft $F_{G,u}$ und der Umfangsgeschwindigkeit u :

$$\begin{aligned}P_G &= F_{G,u} \cdot u = u \cdot z \cdot \dot{m}_t \cdot (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) \\ P_G &= u \cdot z \cdot \Delta \dot{I}_{u,t} = u \cdot \Delta \dot{I}_u = z \cdot \omega \cdot r \cdot \Delta \dot{I}_{u,t} \\ &= z \cdot \omega \cdot \Delta \dot{L}_{u,t}\end{aligned}$$

$$P_G = z \cdot \omega \cdot \Delta \dot{L}_{u,t} = \omega \cdot \Delta \dot{L}_u \quad (1-19)$$

Diese Beziehung unterscheidet sich von Gl. (1-10) nur durch die Schaufelzahl z bzw. überhaupt nicht, wenn jeweils der gesamte Fluidmassenstrom $\dot{m} = z \cdot \dot{m}_t$ und Drallstrom $\dot{L} = r \cdot \dot{I}_u$ eingesetzt werden.

Damit ist der Zusammenhang zwischen Flügel (Einzelschaukel) und Gitter bestätigt, was sich dadurch erklärt, dass das Gitter aus einer Ansammlung von Schaufeln besteht.

Obwohl die Gleichungen für die Kräfte $F_{G,u}$, $F_{G,m}$ (Gln. (1-16), (1-18)) und die Leistung P_G (Gl. (1-19)) am **Axialgitter** abgeleitet wurden, gelten diese allgemein, also entsprechend auch für Radialgitter, wie in Abschnitt 3.2.1 dargestellt.

1.5 Bauarten

1.5.1 Vorbemerkungen

In den vorhergehenden Abschnitten wurden verschiedentlich Begriffe verwendet, die erst jetzt im Zusammenhang genauer erläutert werden. Die Begriffe betreffen die Kennzeichnung der Bauarten, den Aufbau, die Hauptteile und die Aufteilung der Strömungsmaschinen.

Einerseits erschien es aus Gründen des Verwirrens und Ablenkens nicht sinnvoll, die von selbst verständlichen Begriffe an betreffender Stelle sofort zu erläutern, andererseits war die zusammenfassende Darstellung früher nicht günstig. Folgende gemeinsame Betrachtung gibt auch über das die Turbomaschinen Verbindende besseren Aufschluss.

1.5.2 Hauptteile

Die Hauptteile der Turbomaschinen sind:

Lauftrad: Mit Schaufeln (Laufschaufeln) bzw. Flügeln bestücktes Rad, das mit der sich drehenden Welle fest verbunden ist. Das Lauftrad kann in einem Gehäuse eingebaut (üblich bei Pumpen und Turbinen) oder frei, d. h. ohne Umhüllung (üblich bei Antriebspropellern, Ventilatoren und Windkonvertern) umlaufen.

Leitrad: Meist ebenfalls aus kreisförmig angeordneten Schaufeln bestehende Einrichtung, auch besser als **Leitvorrichtung** oder **Leitapparat** bezeichnet und im stehenden Gehäuse fest eingebaut, also in der Regel nicht umlaufend. Eine Ausnahme bilden die heute kaum noch verwendeten gegenläufigen radialen Dampfturbinen, bei denen sich das Leitrad entgegen dem Lauftrad dreht.

Die Leitvorrichtung befindet sich bei fast allen Strömungsmaschinen ausschließlich auf der Druckseite des Lauftrades, d. h. im Bereich des höheren Druckes. Hiervon weichen nur bestimmte Kreisverdichter ab, bei denen verschiedentlich auch ein Leitapparat als sog. **Vorleitrad** auf der Saugseite sitzt und einen Gegendrall erzeugt, den dann das Lauftrad abbaut.

Strömungsmaschinen ohne Gehäuse verzichten völlig auf eine Leitvorrichtung, bestehen somit nur aus Lauftrad mit Welle und manchmal einer Ummantelung, was den Wirkungsgrad verbessert. Diese Turbomaschinen verändern nicht den Druck, sondern nur die Strömungsenergie, d. h. die Geschwindigkeit des Mediums.

Bei Pumpen kann die Leitvorrichtung auch zu einem sog. schaufellosen **Ringraum** und/oder einem **Spiralgehäuse** (zugleich Fluid-Sammler) „entarten“ (Abschnitt 7.2.1.5).

Bei mehrstufigen Radialmaschinen zählen auch die als Umlenkräume bezeichneten Bereiche und die **Rückführschaufel-Kränze** zu den Leitapparaten (Abschnitt 7.2.1.6).

Die Leitvorrichtung setzt bei

- Arbeitsmaschinen (Pumpen, Index P) Geschwindigkeit in Druck um, besteht daher aus **Diffusoren** und befindet sich in der Regel in Strömungsrichtung hinter dem Lauftrad.
- Kraftmaschinen (Turbinen, Index T) Druck in Geschwindigkeit um, besteht deshalb aus **Düsen** und befindet sich in Richtung Fluidströmung vor dem Lauftrad.

Aus der Fluidmechanik ist bekannt, dass auch bei gleicher qualitativer Ausführung Diffusoren immer verlustbehafteter (Strömungsablösung!) sind als Düsen. Darin begründet sich, warum der erreichbare Wirkungsgrad von Strömungspumpen, also Kreiselpumpen und -verdichtern, grundsätzlich schlechter ist als bei Turbinen ($\eta_P < \eta_T$).

In der Regel sind sowohl Lauf- als auch Leitrad der Strömungspumpen diffusorartig und bei Turbinen düsenartig ausgebildet.

Weitere wichtige Teile der Strömungsmaschinen:

- Welle mit Lager
- Gehäuse mit Dichtungen
- Regeleinrichtungen.

1.5.3 Bezeichnungen

Wichtige, auf die gesamte Maschine bezogene Bezeichnungen sind:

Stufe: Kombination von einer Leitvorrichtung mit einem Lauftrad-Kranz.

Mehrstufigkeit, mehrstufige Strömungsmaschinen: Hintereinanderschaltung (Reihen- oder Serienschaltung) mehrerer Stufen. Die gesamte verarbeitete Druckdifferenz zwischen Druck und Saugstutzen der Turbomaschine als Zusammenfassung der Stufen-Druckunterschiede wird entsprechend größer.

Mehrflutigkeit, mehrflutige Turbomaschinen: Parallelschaltung (Nebeneinanderschaltung) von Stufen oder Stufengruppen. Der Fluidstrom teilt sich vor bzw. in der Maschine entsprechend in Teilströme auf,

welche die nebeneinander geschalteten Stufen bzw. Stufengruppen durchströmen und danach wieder vereinigen. Der gesamte verarbeitete Fluidstrom ergibt sich aus der Summe der Teilströme.

1.5.4 Aufteilung

Die Aufteilung der Turbomaschinen ist nach folgenden Gesichtspunkten möglich:

a) Durchströmrichtung (Bild 1-2)

Radialmaschinen: Hauptströmrichtung des Fluids radial, also senkrecht zur Welle.

Diagonal- und/oder **Halbaxialmaschinen:** Hauptströmrichtung diagonal, d. h. schräg zur Wellenrichtung.

Axialmaschinen: Hauptströmrichtung des Mediums axial, also parallel zum Wellenverlauf.

b) Wirkungsweise

Gleichdruck-Wirkung (Aktionswirkung):

Fluiddruck vor und hinter dem Laufrad gleich groß. Druckänderung erfolgt nur im Leitrad. Daher Querschnitt

- der Laufschaufelkanäle bei AM (Arbeitsmaschinen) und KM (Kraftmaschinen) gleich bleibend
- der Leitschaufelkanäle bei AM diffusorartig, bei KM düsenförmig.

Die Energieumsetzung im Laufrad erfolgt deshalb **nur** durch Richtungsänderung der Geschwindigkeit des Fluidstromes (Umlenkung).

Überdruck-Wirkung (Reaktionswirkung):

Mediumdruck auch vor und hinter dem Laufrad unterschiedlich. Druckumsatz daher sowohl im Leit- als auch im Laufrad, und zwar bei

- AM Druck vor dem Lauf- und Leitrad jeweils kleiner als dahinter
- KM Druck vor dem Leit- und Laufrad jeweils größer als danach.

Demnach Leit- und Laufschaufelkanäle bei

- AM diffusorförmig
- KM düsenartig.

Die Energieumsetzung im Laufrad erfolgt durch Geschwindigkeits- **und** Druckänderung.

Zusammenfassend kann demnach festgehalten werden:

Innerhalb jeder Stufe ändert sich der Druck bei Gleichdruck-Turbomaschinen nur im Leitrad (im

Laufrad bleibt er konstant), bei Überdruckmaschinen dagegen sowohl im Leit- als auch Laufrad.

c) Anordnung

Nach **Stufenanordnung** werden unterschieden:

Einstufige – Mehrstufige } Turbomaschinen
Einflutige – Mehrflutige }

Auf den **Anwendungsfall** abgestimmt sind die verschiedensten Kombinationen der Anordnung möglich und damit Probleme lösbar. Beispiele:

Mehrstufige – mehrflutige Dampfturbine
Mehrstufige – einflutige Gasturbine
Einstufiger – mehrflutiger Kreiselerdichter
Einstufige – einflutige Kreiselpumpe
(einfachste Pumpe).

1.6 Vergleich mit Kolbenmaschinen

1.6.1 Vorbemerkungen

Kreiselmotoren und Kolbenmaschinen stehen auf vielen Gebieten im Wettbewerb. Zur Flüssigkeitsförderung werden Kreiselpumpen und Kolbenpumpen eingesetzt. Zum Verdichten von Gasen dienen Kreiselerdichter und Kolbenverdichter. Die Gasturbine steht verschiedentlich in Konkurrenz zum Verbrennungsmotor. Das Gegenstück zur Dampfturbine ist die Kolbendampfmaschine, die heute allerdings kaum noch verwendet wird. Wasserturbinen und neuerdings auch wieder Windturbinen wie auch Antriebspropeller sind Strömungsmaschinen ohne *Gegenüber* unter den Kolbenmaschinen. Nur im Bereich der „Kraft“-Hydraulik gibt es Fluidmotoren nach dem Verdränger-, also Kolbenprinzip. Aber auch bei automatischen Getrieben gibt es solche nach dem hydrodynamischen (StM) und dem hydrostatischen (KoM) Prinzip.

Im Wettbewerb zwischen Strömungs- und Kolbenmaschinen zeichnet sich jedoch eine relativ klare Linie ab. Bei niedrigen Drücken, hohen Volumenströmen und großen Leistungen überwiegen die Vorteile der Strömungsmaschinen. Bei hohen Drücken, niedrigen Volumenströmen und kleinen Leistungen dagegen sind Kolbenmaschinen den Turbomaschinen oft überlegen. Dabei ist es nicht notwendig, dass die aufgeführten drei Bedingungen zugleich auftreten. Dosierpumpen wie beispielsweise die Einspritzpumpen von Dieselmotoren sind allerdings nur als Kolbenpumpen möglich.

durch die Reibung zwischen Kolben und Zylinder sowie in dem meist notwendigen Kurbeltrieb. Die Rotationsbewegung der Strömungsmaschinen bedingt mechanische Reibung nur in den Lagern und Dichtungen der Welle.

Weitere wichtige Unterschiede der Strömungsmaschinen gegenüber den Kolbenmaschinen:

- Höhere Drehzahlen möglich. Bei Kreiselpumpen bis etwa 6000 1/min, bei Kreiselerdichtern bis ca. 30 000 1/min, bei Gasturbinen bis ca. 50 000 1/min und bei Sonderausführungen, den sog. Abgas-Turboladern, bis über 250 000 1/min; Ottomotoren unter ca. 20 000 min^{-1} wegen der Verbrennung und Massenkräften.
- Niedrige Leistungsmasse, bis herab zu einem Zehntel.
- Niedrigere Drücke.
- Kein direkter Kontakt zwischen Mediumstrom und Schmiermittel innerhalb der Maschine.
- Höhere Fluid-Temperaturen zulässig, da kein Schmiermittelkontakt. Deshalb keine Tempe-

raturbegrenzung durch Verkokungsgefahr von Schmieröl (bei ca. 150 . . . 250 °C) und flexiblen Dichtungsmaterialien.

- Geringere Betriebs- und Wartungskosten. Keine hin- und hergleitenden Teile sowie Ventile. Deshalb geringerer Verschleiß und weniger Schmiermittel notwendig (nur für die Lager!).
- Verarbeitung von Dickstoffen sowie verschmutzten oder feststoffhaltigen Fluiden u. Ä. möglich.
- Kein unterbrochener, sondern gleichmäßiger Fluidstrom und Leistungsfluss.
- Kein Massenausgleich notwendig.

Hauptgrößen zur Berechnung sind, wie erläutert, bei

- Strömungsmaschinen, Leistung bis ca. 2 000 MW: Mengenstrom und Strömungsgeschwindigkeit des Fluids sowie die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades.
- Kolbenmaschinen, Leistung bis ca. 100 MW: Fluiddruck, Zylindervolumen (Kolbenfläche, Kolbenhub) und Drehzahl der Maschine.

2 Strömungsverhältnisse

2.1 Zusammengesetzte Strömungen

2.1.1 Grundsätzliches

Die Gesamtströmung in Turbomaschinen kann zerlegt werden in zwei Teilströmungen, und zwar in eine Kreis- und eine Transportbewegung. Dabei bestimmt die Kreisbewegung hauptsächlich den Energieumsatz und die Transportströmung den Mengendurchsatz.

Die Transportbewegung erfolgt bei

- Radialmaschinen radial, also senkrecht zur Welle, und zwar in
 - Pumpen radial nach außen (Quelle)
 - Turbinen radial nach innen (Senke)
- Axialmaschinen axial, also parallel zur Welle.

Da Geschwindigkeiten Vektoren sind, muss das Zusammenfassen von Komponenten oder Zerlegen in Komponenten wie bei Kräften vektoriell (geometrisch) erfolgen. Zusammengesetzte Strömungen

- entstehen deshalb durch vektorielle Überlagerung (Superposition) von Teilströmungen,
- sind durch vektorielles Zerlegen in Teil-, d. h. Komponentenströmungen aufspaltbar.

Die Strömungsaufteilung bzw. -zusammenfassung ist zum Untersuchen und Darstellen komplizierter Strömungsvorgänge sehr vorteilhaft.

2.1.2 Radialrotationshohlräume

2.1.2.1 Vorbemerkungen

Wichtige Strömungen in Radialrotationshohlräumen sind bei:

Idealem Fluid ($\nu = 0$, d. h. reibungsfrei)

- *Wirbelquelle*: Überlagerung von reibungsfreier Kreisströmung (Potenzialwirbel) und Quellenströmung.
- *Wirbelsenke*: Superposition von Potenzialwirbel mit Senkenströmung.

Realem Fluid (Viskosität $\nu \neq 0$, d. h. $\nu > 0$, also reibungsbehaftet)

- Überlagern von reibungsbehafteter Kreisströmung mit Quellen- bzw. Senkenströmung.

In Bild 2-1 ist die Überlagerung von Quellenströmung (Geschwindigkeit c_m) und Kreisströmung (Ge-

schwindigkeit c_u) zur Gesamtströmung (Geschwindigkeit c) in einem Radialrotationshohlräum dargestellt, also ohne Einbauten und somit keine Wirkung (Kraft) auf die Fluidströmung (Drallkonstanz).

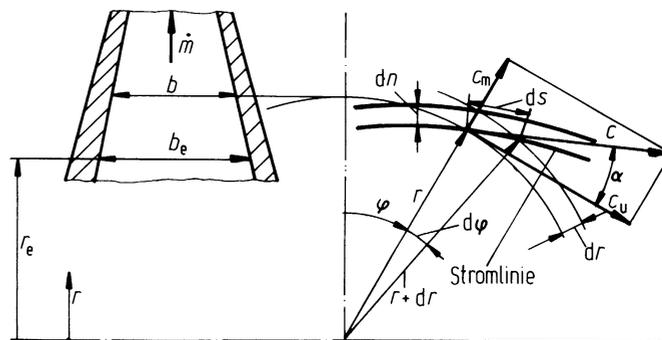


Bild 2-1 Strömung im Radialrotationshohlräum (e ... ein). Eingetragen zwei Stromlinien im Abstand dn

Mithilfe von Bild 2-1 sind die Summenströmungen der verschiedenen Fluidtypen aufzeigbar.

2.1.2.2 Reibungsfreie Strömungen

Wirbelquelle

Quellenströmung: Aus der Durchflussgleichung

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot A_m \cdot c_m = \rho \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot b \cdot c_m$$

ergibt sich, da c_m senkrecht zu $A_m = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot b$, zwingend:

$$c_m = \frac{\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b \cdot r} \quad (2-1)$$

Potenzialwirbel: Aus Drallsatz ($\sum \dot{L} - \sum T = 0$) folgt, da $\sum T = 0$ somit auch $\dot{L} = 0$, weshalb dann

$L = m \cdot r \cdot c_u = \text{konst.}$ Da auch $m = \text{konst.}$ ergibt den sog. **Flächensatz**:

$$c_u \cdot r = \text{konst} \rightarrow c_u = \text{konst}/r \quad \text{oder} \quad (2-2)$$

$$c_u \cdot r = c_{e,u} \cdot r_e \rightarrow c_u = c_{e,u} \cdot r_e/r \quad (2-3)$$

Überlagerung: Mit Beziehungen (2-1) und (2-3)

$$c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2} = \frac{1}{r} \cdot \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b}\right)^2 + (c_{e,u} \cdot r_e)^2} \quad (2-4)$$

$$\begin{aligned} \tan \alpha &= \frac{c_m}{c_u} = \frac{\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b} \cdot \frac{1}{c_{e,u} \cdot r_e} \\ &= \frac{\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot c_{e,u} \cdot r_e} \cdot \frac{1}{\rho \cdot b} \end{aligned}$$

und da $\dot{m} = \text{konst.}$ wird:

$$\tan \alpha = \text{konst}/(\rho \cdot b) \quad (2-5)$$

Sonderfall: $b = b_e = \text{konst}$ (parallelwandiger Kanal) und $\rho = \text{konst}$ (inkompressibles Fluid). Hierfür:

$$\alpha = \text{konst} \quad (2-6)$$

Radialkurven mit Umfangswinkel (Steigungswinkel) $\alpha = \text{konst}$ werden als *logarithmische Spiralen* bezeichnet (Bild 2-2).

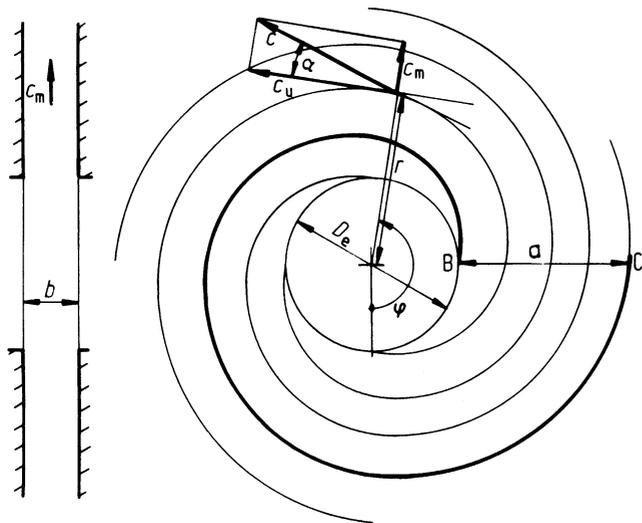


Bild 2-2 Stromlinienverlauf der Wirbelquelle in parallelwandigem Radialrotationshohlraum ($b = \text{konst}$). Stromlinie B–C bei 360° Umlaufwinkel

Wirbelsenke:

Senkenströmung: Strömungsrichtung umgekehrt zu der in Bild 2-2 für die Quellenströmung eingetragen, also c_m und dazugehörend \dot{m} entgegengesetzt gerichtet.

Potenzialwirbel: Wie bei Wirbelquelle.

Superposition: Beziehungen von Wirbelquelle gültig, Stromlinien verlaufen jedoch spiegelbildlich.

2.1.2.3 Reibungsbehaftete Strömungen

Überlagerung von reibungsbehafteter Kreisströmung mit Quellen- bzw. Senkenströmung. Könnte auch als *reibungsbehaftete Wirbelquelle* bzw. *Wirbelsenke* bezeichnet werden.

Quellen- bzw. Senkenströmung: Strömungsgeschwindigkeit c_m nach Durchflussbedingung ausschließlich durch den Massenstrom \dot{m} und Querschnitt bestimmt. Die Strömungsreibung beeinflusst deshalb die Radialgeschwindigkeit c_m nicht, sodass Gl. (2-1) allgemein gilt.

Reibungsbehaftete Kreisströmung: Infolge des durch Strömungsreibung bedingten Widerstandes ist bei realen Fluiden der Drall $m \cdot c_u \cdot r$ bzw. der spezifische Drall, das sog. **Geschwindigkeitsmoment** $c_u \cdot r$ nicht mehr konstant. Nach der Formel von DARCY [3] gilt für die infinitesimale Verlustenergie dY_V entlang des differentiellen Wegelementes ds (Bild 2-1):

$$dY_V = \lambda \cdot (ds/D_{gl}) \cdot c^2/2$$

Mit dem gleichwertigen Durchmesser D_{gl} aus Querschnitt $A = b \cdot dn$ und fluidbenetztem Wandumfang $U = 2 \cdot dn$

$$D_{gl} = 4 \cdot A/U = (4 \cdot b \cdot dn)/(2 \cdot dn) = 2 \cdot b$$

erhält die differentielle spezifische Verlustarbeit dY_V die Form:

$$dY_V = \lambda \cdot \frac{ds}{2 \cdot b} \cdot \frac{c^2}{2}$$

Diese Reibungsarbeit verursacht einen Druckverlust, der sich nach dem Druckfortpflanzungsgesetz (PASCAL) nur in radialer Richtung auswirken kann. Das bedeutet, auf jeder Parallelkreislinie ist der Druck jeweils konstant, während er in radialer Richtung entsprechend durch den sog. **Reibungsdruckverlust** vermindert wird. Wegen der Achsensymmetrie und fehlender Begrenzung entsprechend Austrittsströmung äußert sich der Reibungsverlust jedoch in einer Geschwindigkeitseinbuße. Die Umfangsgeschwindigkeit c_u der reibungsbehafteten Kreisströmung verkleinert sich deshalb nach außen stärker, als dem Flächensatz (Satz vom konstanten Drall) entspricht. Wie zuvor begründet, bleibt nur die Radialkomponente c_m von der Reibung unbeeinflusst.

Aufgrund dieser Überlegung kommt PFLEIDERER [29] nach längeren Ableitungen zu dem von ihm als **Flächensatz der reibungsbehafteten Strömung** oder kurz als **erweiterten Flächensatz** bezeichneten Beziehung:

$$\frac{1}{r \cdot c_u} - \frac{1}{r_e \cdot c_{e,u}} = \pm \frac{\lambda \cdot \pi \cdot \rho_e}{2 \cdot \dot{m}} \cdot (r - r_e) \quad (2-7)$$

Hierbei: *Index e* für Eintritt (Anfang)

- *Oberes Vorzeichen* (Pluszeichen) für radial nach außen gerichtete Strömung, d. h. Quelle (Pumpenströmung). Gemäß Strömungsrichtung hier $r \geq r_e$.
- *Unteres Vorzeichen* (Minuszeichen) für radial nach innen gerichtete Strömung, d. h. Senke (Turbinenströmung). Analog zur Strömungsrichtung ist deshalb hier $r \leq r_e$.

Die **Widerstandsziffer** λ ist bei Strömungen nach außen (Pumpen) größer als nach innen (Turbinen).

Begründung: Nach außen, d. h. mit zunehmendem r , erweitert sich (auch bei $b = \text{konst}$) der Querschnitt $A = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot b$. Es liegt also Diffusorströmung (Drucksteigerung) vor, bei der infolge Grenzschichtanhäufung große Ablösungsgefahr mit Wirbelbildung besteht, also höhere Verluste.

Bei der Fließrichtung nach innen dagegen handelt es sich um Düsenströmung (Druckabbau), die wegen Strömungsbeschleunigung verlustärmer ist.

Nach Versuchsergebnissen gilt lt. PFLEIDERER für:

- *Pumpenströmung* (nach außen gerichtet):
 $\lambda \approx 0,04$
- *Turbinenströmung* (nach innen gerichtet):
 $\lambda < 0,04$; meist $\lambda \approx 0,02 \dots 0,03$

Bei $\lambda = 0$ (ideale Strömung) geht der erweiterte Flächensatz nach Gl. (2-7) notwendigerweise in Gl. (2-3), den (reibungsfreien oder nichterweiterten) Flächensatz über.

Beziehung (2-7) bestätigt, dass das Geschwindigkeitsmoment $r \cdot c_u$ mit zunehmendem Reibungsweg entsprechend $(r - r_e)$ kleiner wird. Dagegen beeinflusst die Kanalbreite b die Abnahme des Geschwindigkeitsmomentes nicht. Die Begründung liegt, wie schon dargestellt, darin, dass die Kanalbreite über das Durchflussgesetz nur die Radialkomponente c_m , nicht jedoch die Umfangskomponente c_u der Geschwindigkeit c beeinflusst. Die Strömungsreibung kann sich deshalb nicht auf c_m , sondern nur auf c_u auswirken.

Wird Gl. (2-7) mit dem Massenstrom \dot{m} durchmultipliziert und nach dem Durchflussgesetz ersetzt

- im ersten Glied
 $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot c_m \cdot A_m = \rho \cdot c_m \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot b$
- im zweiten Glied
 $\dot{m} = \rho_e \cdot \dot{V}_e = \rho_e \cdot c_{e,m} \cdot A_{e,m} = \rho_e \cdot c_{e,m} \cdot 2 \cdot r_e \cdot \pi \cdot b_e$

führt dies zu:

$$\frac{\dot{m}}{r \cdot c_u} - \frac{\dot{m}}{r_e \cdot c_{e,u}} = \pm \frac{\lambda \cdot \pi \cdot \rho_e}{2} \cdot (r - r_e)$$

$$\frac{c_m}{c_u} \cdot \rho \cdot b - \frac{c_{e,m}}{c_{e,u}} \cdot \rho_e \cdot b_e = \pm \frac{\lambda \cdot \rho_e}{4} \cdot (r - r_e) \quad (2-8)$$

Den Neigungswinkel α der Stromlinien gegenüber der Umfangsrichtung bzw. $\tan \alpha = c_m/c_u$ am beliebigen Radius r und bei r_e eingeführt, ergibt letztlich:

$$\rho \cdot b \cdot \tan \alpha - \rho_e \cdot b_e \cdot \tan \alpha_e = \pm \frac{\lambda \cdot \rho_e}{4} \cdot (r - r_e) \quad (2-9)$$

Für den Regelfall: $\rho_e \approx \rho \approx \text{konst}$, Flüssigkeiten oder Gase (Dämpfe) bei relativ geringer Druckänderung, geht Gl. (2-9) über in die meistbenützte Form:

$$b \cdot \tan \alpha - b_e \cdot \tan \alpha_e = \pm \frac{\lambda}{4} \cdot (r - r_e) \quad (2-10)$$

$$\tan \alpha = \frac{b_e}{b} \cdot \tan \alpha_e \pm \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{r}{b} \cdot \left(1 - \frac{r_e}{r}\right) \quad (2-11)$$

Sonderfall: $b = b_e = \text{konst}$, also gleich bleibende Kanalbreite. Hierfür gehen die Gleichungen (2-10) und (2-11) für $\rho = \text{konst}$ über in:

$$\tan \alpha - \tan \alpha_e = \pm \frac{\lambda}{4 \cdot b} \cdot (r - r_e) \quad (2-12)$$

$$\tan \alpha = \tan \alpha_e \pm \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{r}{b} \cdot \left(1 - \frac{r_e}{r}\right) \quad (2-13)$$

Diese Beziehungen für reale Strömung treten je nach Anwendungsfall an die Stelle der zugehörigen Ausdrücke für ideale Strömung (Gl. (2-5) bzw. (2-6)). Im Gegensatz zur konstanten Steigung der logarithmischen Spiralen nach Gl. (2-6) sind die Stromlinien nach Gl. (2-13) Spiralen mit in Strömungsrichtung zunehmender Steigung, was BROECKER¹⁾ experimentell nachwies.

2.1.3 Beliebige rotationssymmetrische Kanäle

Nach PFLEIDERER können die Beziehungen, Gln. (2-9) bis (2-13) auf die reale Strömung in beliebigen achsensymmetrischen Kanälen (Bild 2-3) angewendet werden, wenn $(r - r_e)$ durch die Länge des Strömungsweges L im Quer- oder Radialschnitt, dem sog. Meridianschnitt ersetzt wird. Da die Länge L stets positiv ist, fällt der Vorzeichenwechsel hierbei weg. Dann gehen die Gln. (2-9) bis (2-13) über in:

Allgemein:

$$\rho_a \cdot b_a \cdot \tan \alpha_a - \rho_e \cdot b_e \cdot \tan \alpha_e = \rho_e \cdot L \cdot \lambda / 4 \quad (2-14)$$

Mit der Widerstandsziffer $\lambda = 0,03 \dots 0,04$

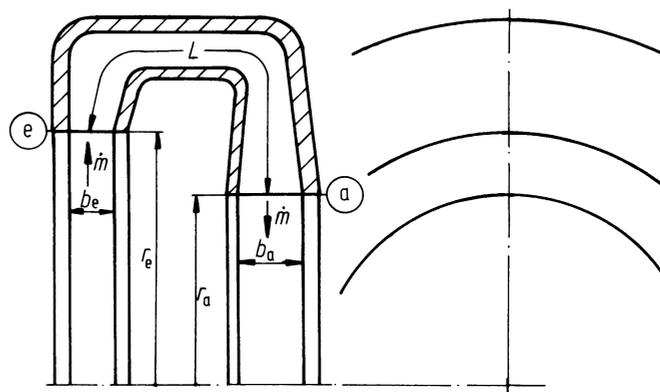


Bild 2-3 Rotationshohlraum mit beliebigem Querschnittsverlauf. Index e ... Kanaleintritt, a ... Kanalaustritt

¹⁾ BROECKER, E.: VDI-Berichte 3 (1955), S. 110

Regelfall: $\rho \approx \text{konst}$ ($\rho_a \approx \rho_e \approx \rho$)

$$b_a \cdot \tan \alpha_a - b_e \cdot \tan \alpha_e = L \cdot \lambda / 4 \quad (2-15)$$

Sonderfall: $b = \text{konst}$ ($b_a = b_e = b$), Kanal gleich bleibender Breite und bei $\rho = \text{konst}$:

$$\tan \alpha_a - \tan \alpha_e = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{L}{b} \quad (2-16)$$

Bei mehrstufigen Radialmaschinen (KP, KV) werden solche achsensymmetrischen Kanäle als sog. schaufellose Ringräume (Umlenkräume) zwischen Leit- und Rückföhreinrichtung angewendet.

2.1.4 Axialrotationshohlräume

Die Strömung in Axialrotationshohlräumen (Bild 2-4) ist, da entlang der Stromlinien jeweils $r = \text{konst}$, wesentlich einfacher als in Radialrotationshohlräumen.

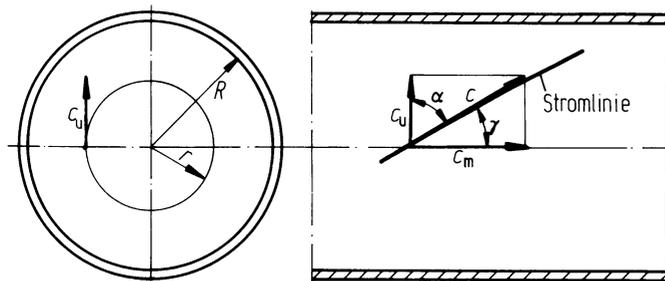


Bild 2-4 Axialrotationshohlraum

Die Gesamtströmung (Geschwindigkeit c) folgt wieder durch Überlagern der Umfangsströmung (Geschwindigkeit c_u) mit der Axialströmung (Geschwindigkeit c_m). Dabei ergibt sich eine Schraubenbewegung mit dem Steigungswinkel α bzw. der Steigung $\tan \alpha = c_m / c_u$, zugehörig zum Radius r .

In einem Kreiszyylinder von gleich bleibendem Radius ($r = \text{konst}$ mit $r \leq R$) bleibt

- bei idealer Strömung der Steigungswinkel der Stromlinien jeweils unverändert ($\alpha = \text{konst}$), weil sich die Geschwindigkeitskomponenten in axialer (c_m) und tangentialer Richtung (c_u) entlang dem Fließweg nicht ändern.
- bei realer Strömung wird der Steigungswinkel α mit zunehmendem Strömungsweg ständig größer und geht deshalb letztlich gegen 90° ($\alpha \rightarrow 90^\circ$, $\gamma \rightarrow 0^\circ$), d. h., die Bewegung verläuft achsparallel. Während die Axialgeschwindigkeit c_m (Meridiankomponente) durch das Durchflussgesetz bestimmt ($c_m = \dot{V} / A_m = \dot{V} / (R^2 \pi)$) und deshalb konstant bleibt sowie unabhängig vom Radius r

ist, verringert sich die Tangentialgeschwindigkeit c_u (Umfangskomponente) infolge Strömungsreibung fortlaufend mit der Weglänge.

2.2 Relativbewegung

Bewegen sich zwei Stoffe S1 und S2 (Bild 2-5) mit verschiedenen Geschwindigkeiten (nach Größe, d. h. Betrag und/oder Richtung) bezüglich eines Koordinatensystems oder eines dritten Stoffes, besteht zwischen ihnen eine **Relativbewegung**.

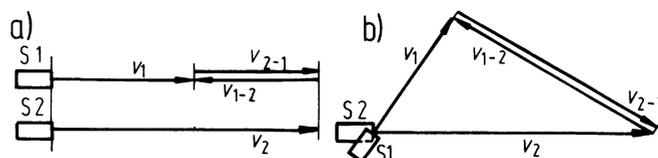


Bild 2-5 Bewegungsverhältnisse

v_1, v_2 Absolutgeschwindigkeiten; v_{1-2}, v_{2-1} Relativgeschwindigkeiten; a) Parallele Bewegung. b) Schiefe Bewegung

Absolutgeschwindigkeit: Geschwindigkeit eines Stoffes gegenüber einem ruhenden Bezugssystem. Für Betrachtungen im Strömungsmaschinenbau ist dies die als ruhend angesehene Erde bzw. Umgebung.

Relativgeschwindigkeit: Geschwindigkeit eines Stoffes gegenüber einem anderen, der sich in der Regel ebenfalls bewegt.

In Bild 2-5, das zwei Bewegungsfälle darstellt, sind:

- v_{1-2} die Relativgeschwindigkeit von Stoff S1 gegenüber Stoff S2
- v_{2-1} die Relativgeschwindigkeit von Stoff S2 gegenüber Stoff S1

Da Geschwindigkeiten Vektoren sind, müssen sie vektoriell zusammengefasst werden. In Bild 2-5 gilt:

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_2 + \vec{v}_{1-2} \quad \text{und} \quad \vec{v}_2 = \vec{v}_1 + \vec{v}_{2-1}$$

mit

$$|\vec{v}_1| = v_1; \quad |\vec{v}_2| = v_2 \\ |\vec{v}_{1-2}| = v_{1-2} = v_{2-1} = |\vec{v}_{2-1}|$$

2.3 Energiegleichung der Relativströmung

Laufradströmungen sind Relativbewegungen. Das Fluid strömt in jeder Turbomaschine mit der Geschwindigkeit w gegenüber dem sich mit der Umfangsgeschwindigkeit u drehenden Laufrad und so-

mit relativ zu diesem. Die Geschwindigkeit w wird daher mit Relativgeschwindigkeit des Fluidstromes im Laufrad bezeichnet. Für diese Bewegung wird die Energiebilanz idealer Fluide, also reibungsfreier Strömung, aufgestellt. Die sich ergebende sog. **Energiegleichung der Relativströmung** ist zur Berechnung und Interpretation der Fluiddurchflüsse von Laufrädern vorteilhaft.

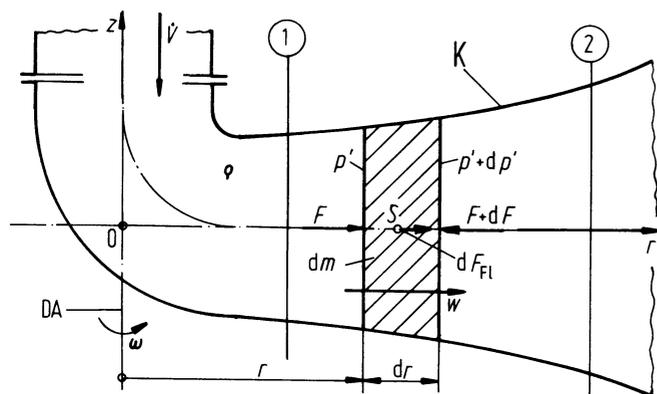


Bild 2-6 Strömung in rotierendem Kanal (Relativströmung)

Für die Herleitung der Energiegleichung der Relativströmung wird von folgender Problemstellung ausgegangen:

Gesucht: Druck als Funktion vom Radius, $p = f(r)$, in fluiddurchströmtem, um die Drehachse DA mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ($\omega = \text{konst}$) rotierendem Kanal K (Bild 2-6).

Da Drücke und Energien Skalare sind, ergeben sich die Gesamtwerte durch skalare (algebraische) Addition. Das Problem ist deshalb einfach in zwei Teilprobleme aufteilbar. Das Ergebnis folgt dann durch arithmetische Superposition (Überlagerung) der beiden Einzellösungen. Dabei werden die Drücke der ersten Teillösung mit p' , die der zweiten mit p'' und die der Gesamtlösung mit p bezeichnet.

a) *Teillösung 1:* Rotierendes ($\omega = \text{konst}$) mit Fluid gefülltes Gefäß an Stelle ② verschlossen, also $w = 0$:

Das dynamische Kräftegleichgewicht nach D'ALEMBERT¹⁾ auf das Fluidmassenteilchen dm , unter Berücksichtigung der Fliehkraft dF_{Fl} angewendet, ergibt in radialer Richtung:

$$\sum F_r = 0: \quad F + dF_{\text{Fl}} - (F + dF) = 0$$

¹⁾ D'ALEMBERT, JEAN (1717–1783)

²⁾ BERNOULLI, DANIEL (1700–1782)

Bei $A \approx \text{konst}$, was innerhalb dr zulässig, da bei den infiniten (differenziellen) Größen $dA \sim (dr)^2$, also klein von zweiter Ordnung:

$$F = p' \cdot A \quad \text{und} \quad (F + dF) = (p' + dp') \cdot A$$

weshalb

$$dF = dp' \cdot A$$

Mit

$$dF_{\text{Fl}} = dm \cdot \omega^2 \cdot r = \rho \cdot A \cdot dr \cdot \omega^2 \cdot r$$

folgt aus dem dynamischen Kräftegleichgewicht $\sum F_r = 0$:

$$dF_{\text{Fl}} = dF$$

$$\rho \cdot A \cdot dr \cdot \omega^2 \cdot r = dp' \cdot A$$

Hieraus

$$dp' = \rho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr$$

Diese Differentialgleichung (Dgl.) für $p' = f(r)$ bei inkompressiblem Fluid ($\rho = \text{konst}$) unbestimmt integriert, führt zu

$$\begin{aligned} \int dp' &= \rho \cdot \omega^2 \cdot \int r \cdot dr \\ p' &= \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 / 2 + C \\ p' / \rho - (\omega \cdot r)^2 / 2 &= C / \rho \end{aligned}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit $u = r \cdot \omega$ und der Konstanten $\text{konst} = C / \rho$ ergibt sich letztlich allgemein als erste Teillösung

$$p' / \rho - u^2 / 2 = \text{konst} \quad (2-17)$$

Oder zwischen den Grenzen, Stelle ① und beliebiger Stelle längs der Koordinate r :

$$p' / \rho - u^2 / 2 = p'_1 / \rho - u_1^2 / 2 = \text{konst} \quad (2-18)$$

Des Weiteren zwischen den Grenzen ① und ②:

$$p'_1 / \rho - u_1^2 / 2 = p'_2 / \rho - u_2^2 / 2 = \text{konst} \quad (2-19)$$

b) *Teillösung 2:* Gefäß steht still ($\omega = 0$) und ist an Stelle ② geöffnet, wird also vollständig vom Fluid mit der Relativgeschwindigkeit w durchströmt.

Für diesen Fall gilt die Energiegleichung der Absolutströmung idealer Fluide (BERNOULLI²⁾-Gleichung). Infolge waagrechter Anordnung ($z = 0$ bzw. $z = \text{konst}$) fallen die Höhenglieder weg.

Allgemein

$$p'' / \rho + w^2 / 2 = \text{konst} \quad (2-20)$$

Zwischen Stelle ① und beliebiger Stelle längs der Koordinate r :

$$p''/\varrho + w^2/2 = p_1''/\varrho + w_1^2/2 = \text{konst} \quad (2-21)$$

Zwischen Stellen ① und ②

$$p_1''/\varrho + w_1^2/2 = p_2''/\varrho + w_2^2/2 = \text{konst} \quad (2-22)$$

c) *Gesamtlösung*: Durch Superposition der beiden Teillösungen:

$$p = p' + p''$$

Die Ausdrücke für p' und p'' aus Gl. (2-17) und Gl. (2-20) eingesetzt, die für $\varrho \approx \text{konst}$ gelten, ergibt:

$$p/\varrho = \text{konst} + u^2/2 + \text{konst} - w^2/2$$

$$p/\varrho + (w^2 - u^2)/2 = \text{konst} \quad (2-23)$$

Diese Beziehung (2-23) wird als **Energiegleichung der Relativströmung** idealer, d. h. reibungsfreier inkompressibler Fluide bezeichnet.

Gleichung (2-23) zwischen Stelle ① und einer beliebigen Stelle längs der Koordinate r angewendet:

$$p/\varrho + (w^2 - u^2)/2 = p_1/\varrho + (w_1^2 - u_1^2)/2 = \text{konst} \quad (2-24)$$

Zwischen Stellen ① und ② mit $\Delta = (2) - (1)$

$$p_1/\varrho + (w_1^2 - u_1^2)/2 = p_2/\varrho + (w_2^2 - u_2^2)/2 = \text{konst} \quad (2-25)$$

$$\Delta(p/\varrho) = \Delta[(u^2 - w^2)/2] \quad (2-26)$$

Sonderfall: $u = \text{konst}$, also entlang eines Parallelkreises ($r = \text{konst}$). Dafür ergibt Gl. (2-23)

$$p/\varrho + w^2/2 = \text{konst} \quad (2-27)$$

Die Beziehung entspricht der BERNOULLI-Gleichung für die waagrechte Ebene ($z = \text{konst}$), wobei allerdings mit der Relativgeschwindigkeit w zu rechnen ist, statt, wie normalerweise der Fall, mit der Absolutströmungsgeschwindigkeit c . Die Gleichung ergibt deshalb nur den Zusammenhang zwischen zwei Punkten, die auf einer Kreislinie liegen, sagt jedoch nichts über die spezifische Gesamtenergie an diesen Stellen aus.

In diesem Zusammenhang wird insbesondere auf [3] verwiesen, wo die Energiegleichung der Relativströmung ausführlich dargestellt und durch Beispiele unterlegt ist. Dichte $\varrho \neq \text{konst}$ (Gase/Dämpfe) erfordert dann entsprechendes Berücksichtigen (Gasdynamik [3]) bei Integration der anfänglichen Differenzialgleichung und bei Beziehung (2-20).

2.4 Instationäre Strömung

2.4.1 Grundsätzliches

Instationäre Strömungen sind solche, bei denen sich die Fluidgeschwindigkeit nicht nur mit dem Ort, d. h. dem Strömungsweg, sondern auch mit der Zeit verändert. Die Strömungsgeschwindigkeit ist somit eine Funktion von Ort und Zeit, $c = f(s, t)$. Solche Strömungen sind sehr kompliziert, kommen jedoch häufig vor. Sie treten in Strömungsmaschinen-Anlagen z. B. beim Regeln auf, d. h. beim Verändern des Durchsatzes (Volumenstromes \dot{V}) durch volles oder teilweises Öffnen und Schließen von Ventilen und damit Zu- oder Abschalten von Leitungen. Je schneller der Volumenstrom geändert wird, desto stärker werden, insbesondere bei inkompressiblen Fluiden, die dadurch verursachten dynamischen Wirkungen. Dies drückt sich in einem entsprechend steilen und starken Druckanstieg aus. Der geradezu schlagartige Druckanstieg, der beim plötzlichen teilweisen oder vollständigen Absperren bzw. Öffnen in Leitungen auftritt, wird als **Strom-** oder **Druckstoß** bezeichnet. Solche plötzlichen Drucksprünge können für Leitungen, die Flüssigkeiten führen, gefährlich werden, da festigkeitsmäßig nicht mehr beherrschbar. Um Bersten und sonstigen Schaden zu vermeiden, kann es notwendig sein, den Drucksprung durch entsprechende Maßnahmen in seiner Höhe zu begrenzen, z. B. indem druckstoßgefährdete Rohrsysteme nicht zu schnell abgesperrt werden können und Pumpen durch angebaute Schwungräder nach dem Abschalten drehzahlmäßig langsam „auslaufen“.

2.4.2 Energiegleichung der instationären Strömung

Das D'ALEMBERT'sche Kräftegleichgewicht mithilfe des NEWTON'schen Aktions-Axioms auf instationäre inkompressible Strömungen angewendet und entlang des Strömungsweges integriert, führt zur **Energiegleichung der eindimensionalen instationären inkompressiblen Strömung**. Einfachheit halber wird auf die Herleitung dieser Gleichung verzichtet und auf [3] verwiesen.

$$g \cdot z + \frac{p}{\varrho} + \frac{c^2}{2} + \int_{s_0}^s \frac{\partial c}{\partial t} \cdot ds = \text{konst} \quad (2-28)$$

Der Vergleich mit der Energiegleichung eindimensionaler stationärer inkompressibler Strömung, der BERNOULLI-Gleichung, zeigt, dass das Wegintegral