

Vorwort

Zur Förderung von Stoffströmen werden in allen Industriebereichen bevorzugt Kreiselpumpen als Arbeitsmaschinen eingesetzt. Da jedoch die Kreiselpumpe als Strömungsmaschine ein Kennfeld besitzt, stellt sich der gewünschte Förderstrom (Betriebspunkt) nur im Zusammenhang mit der Anlage ein.

Dieser Zusammenhang ist von entscheidender Bedeutung für den wirtschaftlichen Einsatz von Kreiselpumpen.

Strömungstechnische Kenntnisse (Druckverlust) sowie wärmetechnische Beachtungsmerkmale (Verdampfung der Flüssigkeit) sind von grundlegender Bedeutung für die einwandfreie Funktionsfähigkeit von Kreiselpumpen in den Anlagen.

Eine rein theoretische Beschreibung der genannten Gegebenheiten führt zu einer Darstellung, die für praktizierende Fachleute wenig hilfreich ist. Es war daher notwendig, praktische Erfahrungen der Herstellerfirmen zu berücksichtigen. Aus diesem Grund wurden aus den Firmenschriften entsprechende Angaben übernommen, wodurch viele Beispiele praxisnah gestaltet werden konnten. Im Besonderen sind hier die Firmen: Allweiler, Hermetic, KSB, SIHI und Sulzer zu nennen.

Des Weiteren hielten Fachleute Vorträge bei WTS-Seminaren vor Praktikern, wobei auch diese Ausführungen Berücksichtigungen fanden.

Das Buch wendet sich an Studenten von Universitäten und Fachhochschulen der Fachrichtungen Maschinenbau, Verfahrenstechnik, Versorgungstechnik, Kraftwerkstechnik, Umwelttechnik und Heizungstechnik. Ebenso wertvoll ist es für Projektierungs-, Konstruktions- und Betriebsingenieure sowie Techniker, die in ihrer Berufspraxis mit der Auswahl von Pumpen bei der Anlagenplanung bzw. Konstruktion und mit der Betreuung von Pumpenanlagen im betrieblichen Einsatz zu tun haben.

Resonanz aus Leserkreisen ist mir stets willkommen: E-Mail: wagner@wts-online.de. Der Vogel Communications Group danke ich für die gewohnt hervorragende Zusammenarbeit.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
1 Einleitung	13
1.1 Allgemeines	13
1.2 Aufbau und Wirkungsweise	20
1.3 Einsatzbereiche	22
1.4 Betriebsbedingungen	22
1.4.1 Eigenschaften des Fördermediums	22
1.4.2 Förderaufgabe	23
1.5 Bildzeichen	23
2 Strömungstechnische Grundlagen	25
2.1 Kontinuitätsgleichung	25
2.2 Energiegleichung	26
2.2.1 Kinetische Energie	26
2.2.2 Potentielle Energie	28
2.2.3 Druckenergie	29
2.2.4 Innere Energie	30
2.2.5 Bernoullische Gleichung	30
2.3 Definition von Druck in einer Strömung	31
2.3.1 Gesamtdruck p_{ges}	31
2.3.2 Kinetischer Druck (dynamischer Druck) p_{dyn}	32
2.4 Impulsgleichung	32
2.4.1 Impulsstrommoment (Drehimpuls)	34
2.5 Pumpenhauptgleichung	36
2.6 Drosselkurve	39
2.7 Spezifische Drehzahl	40
2.7.1 Schnellläufigkeit K	42
2.8 Festlegung des Laufrad-Außendurchmessers	43
2.8.1 Laufradformen	44
2.9 Ähnlichkeitsbeziehungen	46
2.9.1 Förderstrom Q	46
2.9.2 Förderhöhe H	47
2.9.3 Leistung P	48
3 Kenndaten von Kreiselpumpen	51
3.1 Förderstrom Q	51
3.2 Förderhöhe H	52
3.2.1 Festlegung der Förderhöhe durch Pumpendaten	53
3.2.2 Festlegung der Förderhöhe durch Anlagendaten	55
3.3 Leistung P	56
3.3.1 Förderleistung P_Q	57
3.3.2 Leistungsbedarf P	57
3.3.3 Ermittlung der Motorleistung P_M	57

3.4	Wirkungsgrad η	59
3.5	Drehzahl n	60
3.6	Auswahl der Pumpengröße	61
4	Kennfelder und Regelung	69
4.1	Grundkennlinien	69
4.2	Änderung der Drehzahl	74
4.3	Änderung des Laufraddurchmessers	77
4.4	Zuschärfen der Schaufelenden	80
4.5	Vordrallregelung	81
4.6	Laufschaufelverstellung	82
4.7	Beeinflussung der Steigung der Kennlinie $H(Q)$ durch den Einbau einer Blendenscheibe zwischen Druckstutzen und Druckleitung	82
4.8	Bypass-Regelung	87
4.9	Leistungsvergleich der verschiedenen Regelarten	87
4.10	Mindestförderstrom	87
4.10.1	Zulässiger Temperaturanstieg	89
4.11	Serienschaltung und Parallelschaltung	92
4.11.1	Serienschaltung	92
4.11.2	Parallelschaltung	93
5	Förderung von Flüssigkeiten, deren Eigenschaften von Wasser abweichen	97
5.1	Förderung viskoser Flüssigkeiten	97
5.2	Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen	101
5.3	Förderung von Stoffsuspensionen (Stoffaufschwemmungen)	105
5.4	Förderung von Feststoffen	107
6	Saugverhalten	113
6.1	Einleitung	113
6.2	Haltedruckhöhe (<i>NPSH</i> -Wert)	114
6.2.1	<i>NPSH</i> -Wert der Anlage (<i>NPSHA</i>)	115
6.2.2	<i>NPSH</i> -Wert der Pumpe (<i>NPSHR</i>)	118
6.2.3	Gebrauchsgleichungen für den <i>NPSH</i> -Wert der Anlage bei kaltem Wasser und horizontal aufgestellten Normpumpen	121
6.2.4	Abschätzen des <i>NPSH</i> -wertes der Pumpe	123
6.3	Maximal zulässige Aufstellungshöhe $H_{s\text{geo}/\text{max}}$	125
6.4	Gasausscheidung	125
6.5	Werkstofffragen	125
6.6	Kavitationsversuche	126
6.7	Maßnahmen zur Vermeidung von Kavitation	129
6.8	Anordnung der Saugleitung	130
6.9	Gestaltung des Pumpensumpfes	132
6.10	Auslegung der Entlüftungspumpen	134
7	Anlagenkennlinie und Betriebspunkt	143
7.1	Einleitung	143
7.2	Bestimmung der Rohrleitungskennlinie	146

7.3	Verlusthöhenberechnung	149
7.3.1	Druckverlust in geraden Rohrleitungen	149
7.3.2	Vereinfachte Druckverlustberechnung	150
7.3.3	Beachtungspunkte zur Druckverlustberechnung in Rohren	155
7.3.4	Druckverlust in Rohreinbauelementen (Einzelwiderstände)	157
7.4	Parallel- und Hintereinanderschaltung von Rohrleitungen	166
7.4.1	Parallelschaltung	166
7.4.2	Hintereinanderschaltung (Reihenschaltung)	167
7.5	Betrieb von Kreiselpumpen in verzweigten Rohrleitungen	168
7.5.1	Verzweigte Druckleitung und eine Kreiselpumpe	168
7.5.2	Parallelbetrieb von Kreiselpumpen mit gemeinsamer Rohrleitung	170
7.5.3	Parallelbetrieb von Kreiselpumpen mit getrennten und gemeinsamen Rohrleitungsabschnitten	171
7.5.4	Reihenbetrieb von Kreiselpumpen mit gemeinsamer Rohrleitung	173
7.5.5	Reihenbetrieb von Kreiselpumpen mit verzweigter Rohrleitung	173
8	Antriebe	183
8.1	Elektromotoren	183
8.1.1	Eigenschaften von verschiedenen Elektromotoren	183
8.1.2	3-Phasen-Motoren	183
8.1.3	Anlaufkennlinien	185
8.1.4	Merkmale, die bei der Wahl von Drehstrommotoren zum Antrieb von Kreiselpumpen zu beachten sind	188
8.1.5	Leistungsaufnahme und Nennstrom	193
8.1.6	Drehmoment	200
8.1.7	Anfahrzeit von Kreiselpumpen	201
8.1.7.1	Anfahren bei verschiedenen Anlagengegebenheiten	203
8.1.8	Auslaufzeit von Kreiselpumpen	205
8.2	Dieselmotoren	206
9	Bauteile	213
9.1	Wellendichtungen und Lagerungen	213
9.1.1	Wellendurchbiegung	213
9.1.2	Axialschub	214
9.2	Wellenkupplungen	217
10	Montage	221
10.1	Rohrleitungskräfte	222
10.2	Stützenbelastung (Kräfte und Momente) nach DIN EN ISO 5199	224
10.3	Pumpenaufstellung	226
10.4	Inbetriebnahme	231
10.5	Wartung, vorbeugende Instandhaltung	232
10.6	Betriebspunktermittlung (B)	232
10.7	Schwingungen	234
11	Normpumpen	237
11.1	Kreiselpumpen nach EN 733, PN10 / EN 22858, PN16	237
11.2	Konstruktive Merkmale	244

11.3 Leistungsprüfung	246
11.4 Ausführungsformen	248
12 Wellendichtungslose Pumpen	251
12.1 Spaltrohrmotorpumpen	251
12.1.1 Aufbau und Funktionsweise	251
12.1.2 Kennlinien und Einsatzbereiche	252
12.1.3 Radiallager und ihre Entlastung	255
12.1.4 Der Spaltrohrmotor	255
12.1.5 Spaltrohrmotorpumpen mit fremdgekühlten Motoren	256
12.1.6 Spaltrohrmotorpumpen mit eigengekühlten Motoren	257
12.1.7 Explosionsschutz	259
12.1.8 Geräuschemission	259
12.2 Magnetkupplungspumpen	259
12.2.1 Aufbau und Funktionsweise	259
12.2.2 Funktion der Magnetkupplung	261
12.2.3 Leistungsbilanz	262
12.2.4 Temperatureinfluss	267
12.2.5 Startverhalten	268
12.2.6 Werkstoffe und funktionsgerechte Konstruktion	269
12.2.7 Magnetkupplungspumpe für hohe Temperaturen	271
12.2.8 Geräuschemissionen	273
12.3 Betriebssicherheit, Funktionssicherheit	273
12.4 Einsatzbereiche	274
13 Geräuschemissionen in Kreiselpumpenanlagen	279
13.1 Allgemeine Begriffe	279
13.2 Geräuschquellen	281
13.2.1 Antriebsmotoren	281
13.2.2 Pumpen	282
13.3 Schallschutzmaßnahmen	284
14 Messgeräte zur Überwachung von Kreiselpumpenanlagen	287
14.1 Druckmessung	287
14.2 Messung des Förderstromes	287
14.3 Leistungsmessung	288
14.4 Drehzahlmessung	289
14.5 Temperaturmessung	289
14.6 Sonstige Messeinrichtungen	290
14.7 Störungsfrüherkennungssystem	290
15 Abnahme von Kreiselpumpen	293
16 Kennlinienblätter und Wirtschaftlichkeit	301
16.1 Pumpen-Kennlinien	301
16.2 Wirtschaftlichkeit	301
16.3 Energieeffizienz an einem Beispiel	304

17 Vorschriften und Normen	311
17.1 Explosionsschutz-Richtlinie ATEX 102a	316
18 Stoffdaten von Flüssigkeiten	319
19 Problemstellungen und Lösungen aus der Praxis	329
19.1 Pumpenschäden	329
19.2 Kriterien für die Auswahl von Kreiselpumpen	332
19.3 Hydraulische Auslegung von Pumpen anhand von 2 Beispielen	345
19.4 Modulare Bauteile zur Pumpenüberwachung in wärmetechnischen Großanlagen	362
Bedeutung der wichtigsten Formelzeichen	367
Literaturverzeichnis	371
Stichwortverzeichnis	373

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Im Anlagenbau stellt sich oft die Aufgabe, dass ein Massenstrom von Punkt A zu Punkt B gefördert werden muss. Für diese Aufgabe benötigt man als Lösung ein Förderstrom-Aggregat (Bild 1.1).

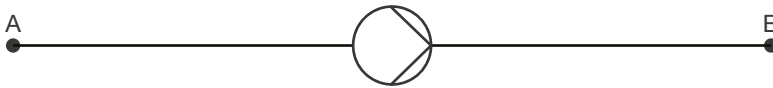


Bild 1.1 Förderstrom-Aggregat

DEFINITION

Der **Massenstrom** kann ein Feststoff, eine Flüssigkeit, ein Gas oder aber ein Dampf sein, auch Kombinationen der Fluide wie: Feststoff und Flüssigkeit, die als hydraulische Feststoffförderung, oder aber Feststoff und Gasmische, die als pneumatische Förderung bezeichnet werden.



Auch Flüssigkeiten mit Gasförderung gibt es in Sonderanwendungen.

Hier soll jedoch nur die Flüssigkeitsförderung behandelt werden.

Die Gasförderung erfolgt mit Ventilatoren oder bei hohen Druckverhältnissen mittels Verdichter (siehe Lufttechnische Anlagen [1.2]).

Das Förderstrom-Aggregat nach Bild 1.1 kann man sich vorstellen als einen Apparat, der die erforderliche Druckdifferenz erzeugt, z.B.: Ein hoch liegender Behälter bei A mit einer Verbindungsleitung zum tiefer liegenden Behälter B (Bild 1.2) hat eine Druckdifferenz von:

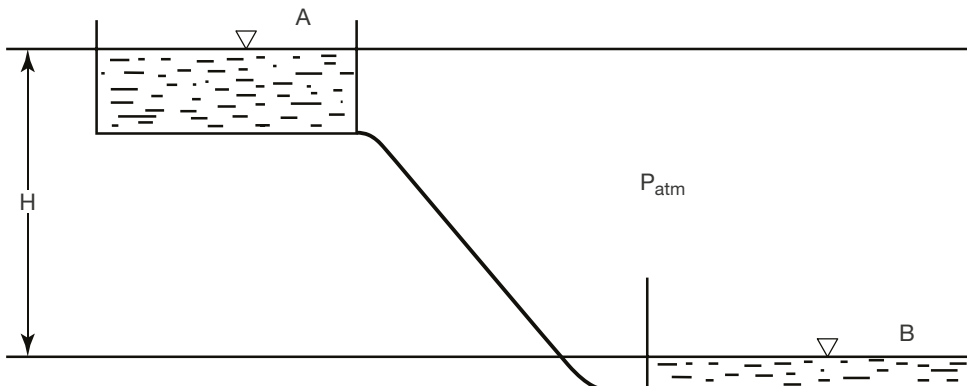


Bild 1.2

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H$$

(Gl. 1.1)

Die Geschwindigkeit, die sich dabei im Rohr einstellt, ist von der Rohrabmessung und den Strömungswiderständen ($\Sigma \zeta$) abhängig und steht mit der vorhandenen Druckdifferenz im Gleichgewicht gemäß:

$$\Delta p = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (\text{Gl. 1.2})$$

Hieraus ergibt sich die Geschwindigkeit:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\sum \zeta \cdot \rho}} \quad (\text{Gl. 1.3})$$

und schließlich der gesuchte Volumenstrom:

$$Q = w \cdot A \quad (\text{Gl. 1.4})$$

A Querschnitt der Verbindungsleitung

Bei Röhren gilt: $A_{\text{rohr}} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$ (siehe Bild 1.3)

Leistungsbedarf

Würde der Behälter A in Bild 1.2 leerlaufen, müsste man mit einem Förderaggregat das Fluid von Behälter B wieder in den Behälter A zurückpumpen.

Hierfür wäre eine Leistung notwendig von:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} \quad (\text{Gl. 1.5})$$

$$\rho = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \text{N} \cdot \text{m} / \text{s} = \text{J} / \text{s} = \text{W}$$

η Gesamtwirkungsgrad des Förderaggregats

Setzt man noch den Differenzdruck von Gl. 1.1 ein, ergibt sich:

$$P = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta} \quad (\text{Gl. 1.6})$$

Q Volumenstrom (m^3 / s)

ρ Dichte des Fluids (kg / m^3)

g Fallbeschleunigung ($9,81 \text{ m} / \text{s}^2$)

H Förderhöhe oder Verlusthöhe (m)

(siehe Bild 1.4)

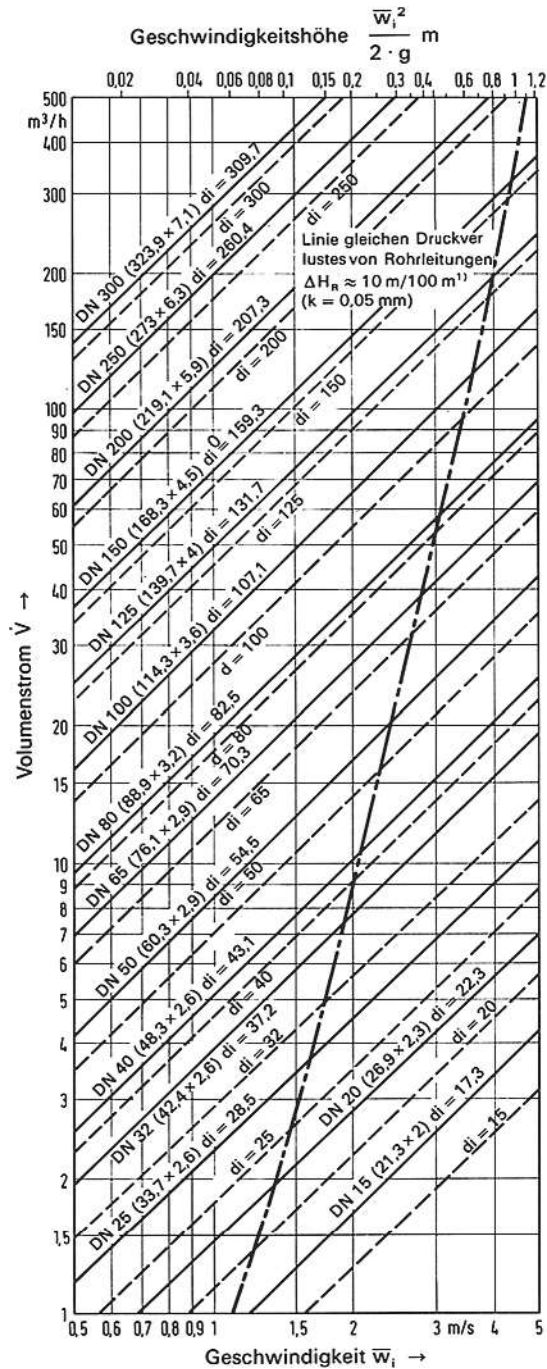
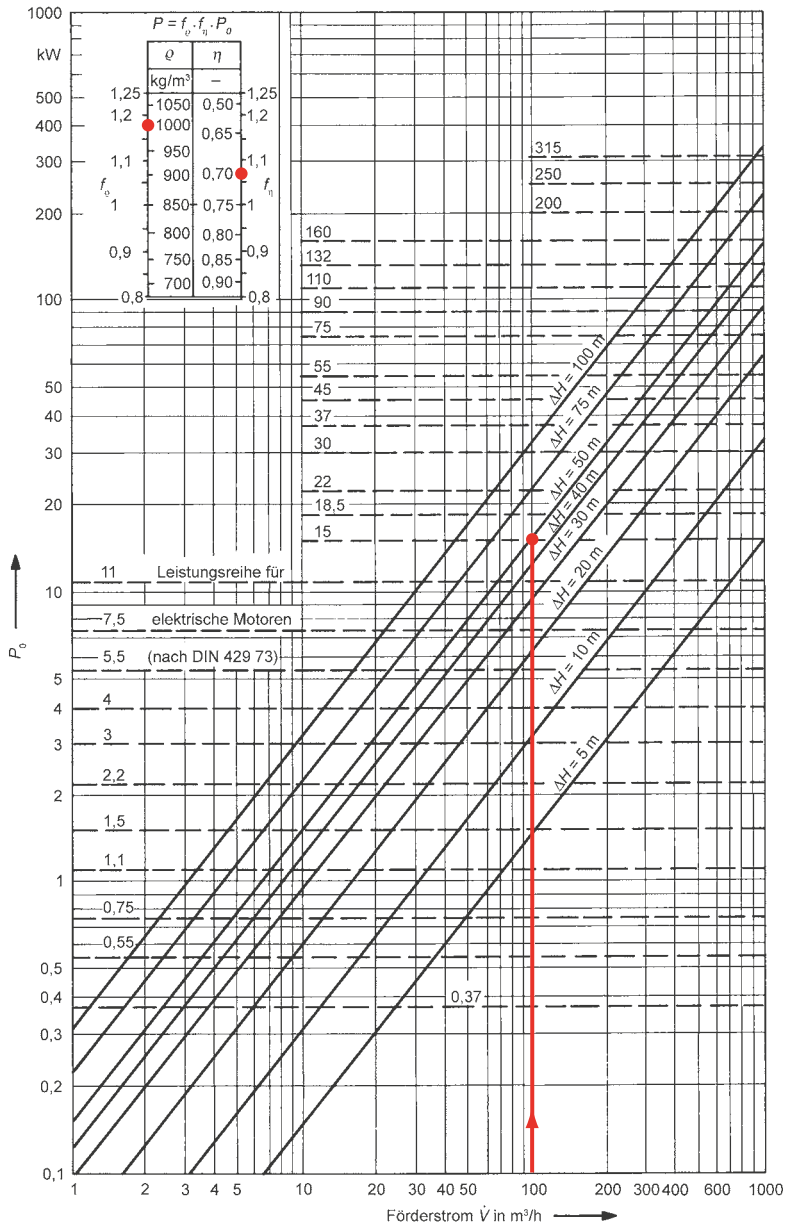


Bild 1.3 Bestimmung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in Rohren

1) $H_R = 10 \text{ m}$ Verlusthöhe pro 100 m Leitungslänge.



Beispiel:

Gegeben:

- $\dot{V} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Delta H = 50 \text{ m}$
- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- $\eta = 0,70$

Gesucht:

- $P = P_0 \cdot f_v \cdot f_n = 15 \cdot 1,18 \cdot 1,07 \approx 19 \text{ kW}$
- $P_M = 22 \text{ kW}$ (Motorgröße)

Bild 1.4 Leistungsbestimmung bei Pumpen

Beispiel der Volumenstrom-Bestimmung aus den Anlagendaten eines Wärmetauschers

Gemäß Bild 1.5 ergibt sich aus der Bilanz des Wärmetauschers bei gegebener Wärmeleistung der erforderliche Volumenstrom zu:

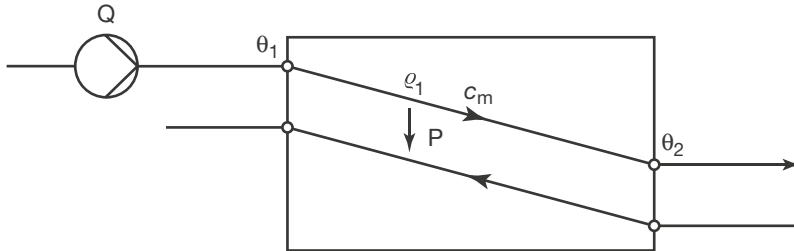


Bild 1.5

$$P = M \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{Gl. 1.7})$$

Den Massenstrom erhält man aus dem gesuchten Volumenstrom und der Dichte des Fluids zu:

$$P = Q \cdot \varrho \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{Gl. 1.8})$$

und schließlich der Volumenstrom:

$$Q = \frac{P}{\varrho \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2)} \quad (\text{Gl. 1.9})$$

ϱ Dichte des Fluids auf der Seite, auf der die Pumpe angebracht ist

c_m mittlere spezifische Wärmekapazität des Fluids

Pumpenauswahl

Zur Förderung von Flüssigkeiten werden im Anlagenbau überwiegend **Kreiselpumpen** eingesetzt.

Kreiselpumpen sind Strömungsmaschinen im Gegensatz zu Verdrängerpumpen.

Verdrängerpumpen bilden Hohlräume für die Flüssigkeiten, die als Förderkammern mit jeder Umdrehung auf der Austrittsseite einen gleichen Volumenstrom ausströmen gegen jeden Druck.

Um Rückströmungen zu vermeiden zwischen Gehäuse und Drehspindel, müssen kleine Spalttoleranzen eingehalten werden. Temperaturdifferenzen zwischen Montage und Betriebstemperatur müssen bei der Anwendung und Auslegung beachtet werden.

Auch Flüssigkeiten mit niedriger Viskosität erhöhen den Bypass-Strom. Als Vorteil ist anzusehen, dass der Volumenstrom fast konstant eingehalten wird – unabhängig vom Gegendruck. Dies bedeutet jedoch, dass diese Pumpenbauart zur Vermeidung eines unzulässigen Überdruckes mit einer Überdrucksicherung ausgerüstet werden muss.

Hydraulik

Kreiselpumpen sind dagegen Strömungsmaschinen, die durch Impulskräfte die Förderhöhe H erzeugen und die Querschnitte des Laufrades den Volumenstrom Q bestimmen.

Die für den Nennbetriebspunkt ausgelegten Laufradabmessungen haben in diesem Punkt den optimalen Wirkungsgrad h_{opt} . Weicht der Nennvolumenstrom Q_N von Q_{opt} ab, ergibt sich meist links von Q_{opt} ein geringer Anstieg der Förderhöhe H_N und rechts davon ein Abfall der Förderhöhe H_N gegenüber H_{opt} , bedingt durch Stoß- und Reibungsverluste.

Im Extremfall wird die gesamte Antriebsleistung für das Durchströmen des Volumenstromes Q benötigt, ohne eine Förderhöhe außerhalb der Pumpe zu erzeugen.

Links von Q_{opt} steigt die Förderhöhe üblicherweise etwas an und erreicht beim Betrieb gegen die geschlossene Rohrleitung die Nullförderhöhe H_0 . Diese Förderhöhe liegt informativ etwa 20% über H_{opt} (Bild 2.9a).

Ein Betrieb gegen H_0 ist nur kurzzeitig möglich (ca. 1 Minute), da ansonsten die eingebrachte hydraulische Leistung die Flüssigkeit unzulässig erwärmen kann.

Anhaltswerte für den Betriebsbereich sind ca.:

$$0,15 \cdot Q_{\text{opt}} \leq Q_N \leq 1,5 \cdot Q_{\text{opt}}$$

Bauarten

Kreiselpumpen werden üblicherweise in das Rohrleitungssystem eingebaut. Geht man von den Rohrabmessungen aus, ergibt sich ein Anschlussnennweitenbereich von DN 25 bis DN 250, was bei einer wirtschaftlichen Strömungsgeschwindigkeit von 1 bis 2,5 m/s einem Volumenstrom von 2 bis 500 m³/h entspricht.

Die Förderhöhe der Pumpe ergibt sich aus der Drehzahl und dem Durchmesser des Laufrades.

Da die Pumpen in den meisten Fällen ohne Getriebe oder Drehzahlregelung eingebaut werden, ergeben sich bei 2-poligen 50-Hz-Motoren Drehzahlen von ca. 2900 min⁻¹ und bei 2-poligen 60-Hz-Motoren 3500 min⁻¹.

Es werden auch oftmals 4-polige Motoren eingesetzt, die dann die Hälfte dieser Drehzahlen haben (1450 und 1750 min⁻¹).

Als Basisdurchmesser für das Laufrad hat sich für den 2-poligen 50-Hz-Motorantrieb ein Laufraddurchmesser ergeben von 200 mm für eine Förderhöhe von ca. 50 m.

Ein Abdrehen dieses Durchmessers um bis zu 20% kann dann ein Anpassen des Betriebspunktes an den Nennpunkt des Betriebs (Q_N und H_N) zur optimalen Leistungsaufnahme (kW) bewirken.

Um den Volumenstrom zu erhöhen, kann man auch 2-flutige Pumpen (Bild 1.9b) und bei größeren Förderhöhen auch mehrstufige Pumpen (Bild 1.9c) einsetzen.

Die alles bestimmende Gleichung für den Leistungsbedarf lautet:

$$P_N = \frac{Q_N \cdot \rho \cdot g \cdot H_N}{\eta_{\text{ges}}} \quad (\text{Gl. 1.10})$$

Wellenabdichtung

Der Antrieb des Laufrades erfolgt über die Pumpen- und Motorwelle.

Hier unterscheidet man Pumpenwellen, die durch das Lagergehäuse geführt werden und somit mit einer Wellenabdichtung versehen sein müssen, sowie wellendichtungslose Pumpen.

Pumpenwellen mit Abdichtung am Pumpengehäuse

1. Abdichtung mittels Stopfbuchspackung und
2. Abdichtung mit Gleitringdichtung.

Es ist bei beiden Arten zu beachten, dass diese Pumpen eine Leckage an der Abdichtung haben müssen (auch wenn diese Leckage gering ist), um Trockenlauf zu verhindern.

Pumpenwellen ohne Abdichtung am Gehäuse

1. Magnetkupplungspumpen und
2. Spaltröhr-Motorpumpen.

Hierbei ist zu beachten, dass die gesamte Wellenlagerung (bei 1.) und einschließlich des Motors (bei 2.) sich in dem Pumpengehäuse befindet.

Wenn die Spaltröpfe bei diesen Pumpen magnetisch sind, muss ein Kühlstrom vom Hauptstrom im Bypass die Induktionswärme sicher abführen.

Einbauarten in das Rohrleitungssystem

1. *Inline-Pumpen*

Diese Bauart gestattet den Einbau der Pumpe gleich einer «Armatür» ins Rohrleitungssystem.

Diese Bauart ist jedoch nur bis zu einer bestimmten Größe möglich.

2. *Grundplatten-Pumpen*

Hier wird die Pumpe mit Motor und Kupplung auf eine Grundplatte montiert und an das Rohrleitungssystem angeschlossen.

Hierbei sind einige Beachtungsmerkmale bei warmgehenden Flüssigkeiten zu berücksichtigen:

- a) Motor und Pumpengehäuse haben unterschiedliche Temperaturen und die Höhenunterschiede müssen beachtet werden, z.B. durch eine besondere Kupplung.
- b) Die Pumpe darf nicht mit dem Rohrleitungssystem verbunden werden ohne Beachtung der Ausdehnung von Pumpe und Rohrleitung.
- c) Grundsätzlich sind die Kräfte und Momente der Pumpenanschlussstutzen auf ihre Zulässigkeit hin zu überprüfen.

Weitere Beachtungsmerkmale:

- Kreiselpumpen sind üblicherweise nicht selbstansaugend (nur mit Sonderkonstruktion).
- Gase in der Flüssigkeit verändern das Kennfeld der Pumpe.
- Die Kennfelder gelten nur für Flüssigkeiten mit einer wasserähnlichen Viskosität.
- Wenn am Pumpensaugstutzen der Überdruck nicht größer ist als der Gesamtdruck der Flüssigkeit zuzüglich eines pumpenspezifischen Überdruckes (NPSH), besteht die Gefahr der Verdampfung der Flüssigkeit (Kavitation) und damit des Abrisses des Förderstromes.

1.2 Aufbau und Wirkungsweise

Kreiselpumpen gehören zu den kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschinen. Ein oder mehrere mit Schaufeln besetzte Laufräder übertragen die Antriebsenergie auf die Förderflüssigkeit und erhöhen damit Druck und Geschwindigkeit. Um möglichst weitgehend Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie umzuwandeln, sind dem Laufrad Bauelemente wie Spirale, Leiteinrichtung oder Diffusor nachgeschaltet.

Am weitesten verbreitet sind die 1-stufigen Spiralgehäusepumpen (Bild 1.6). Die Förderflüssigkeit gelangt hier durch den Saugstutzen in das fliegend-gelagerte Laufrad und wird über die sich kontinuierlich erweiternde Spirale gesammelt und dem Druckstutzen zugeführt. Eine Packung oder Gleitringdichtung verhindert, dass Förderflüssigkeit an der rotierenden Welle austreten kann.

Bei mehrstufigen Kreiselpumpen (Bild 1.7) sind dem Laufrad ruhende Leitvorrichtungen nachgeschaltet, die der Geschwindigkeitsumwandlung (Leitrad) dienen und die Förderflüssigkeit der nachfolgenden Stufe wieder gerichtet zuführen (Rückführad). Durch die Aufteilung der Gesamtförderhöhe auf mehrere Stufen wird ein wirtschaftlicher Kompromiss zwischen Bauaufwand und gutem Wirkungsgrad geschaffen.

Nach der Laufradform lassen sich Kreiselpumpen den folgenden Gruppen zuordnen (Bild 1.8): radial, diagonal oder axial durchströmte Kreiselpumpen.

Radialräder werden im Bereich kleiner Förderströme und/oder großer Förderhöhen eingesetzt. Mit zunehmendem Förderstrom und abnehmender Förderhöhe weicht das Laufrad immer mehr von der radialen Form ab, bis es schließlich zum axialdurchströmten Propeller wird.

Da die Luftförderleistung gering ist, können Kreiselpumpen in der Regel nicht selbst ansaugen. Ist jedoch einmal die Förderung durch eine Hebevorrichtung (z.B. eine Vakuumpumpe oder Seitenkanalpumpe) eingeleitet, d.h. Zulaufleitung und Pumpe mit Flüssigkeit gefüllt worden, vermögen sie durchaus aus einem tiefer liegenden Behälter die Flüssigkeit zu fördern. Die

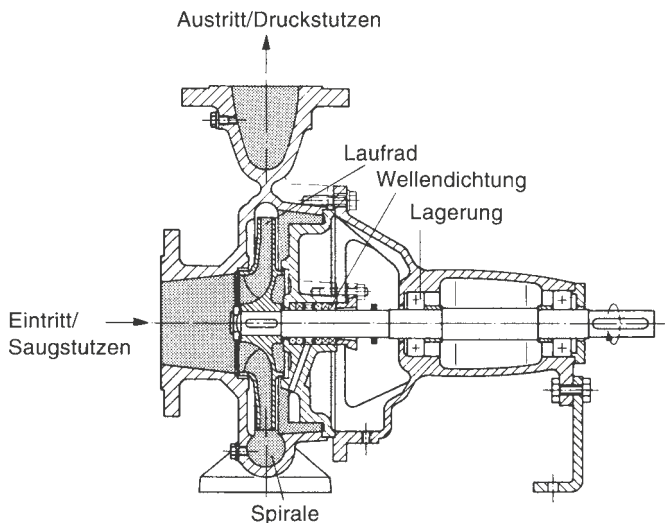


Bild 1.6 1-stufige Kreiselpumpe

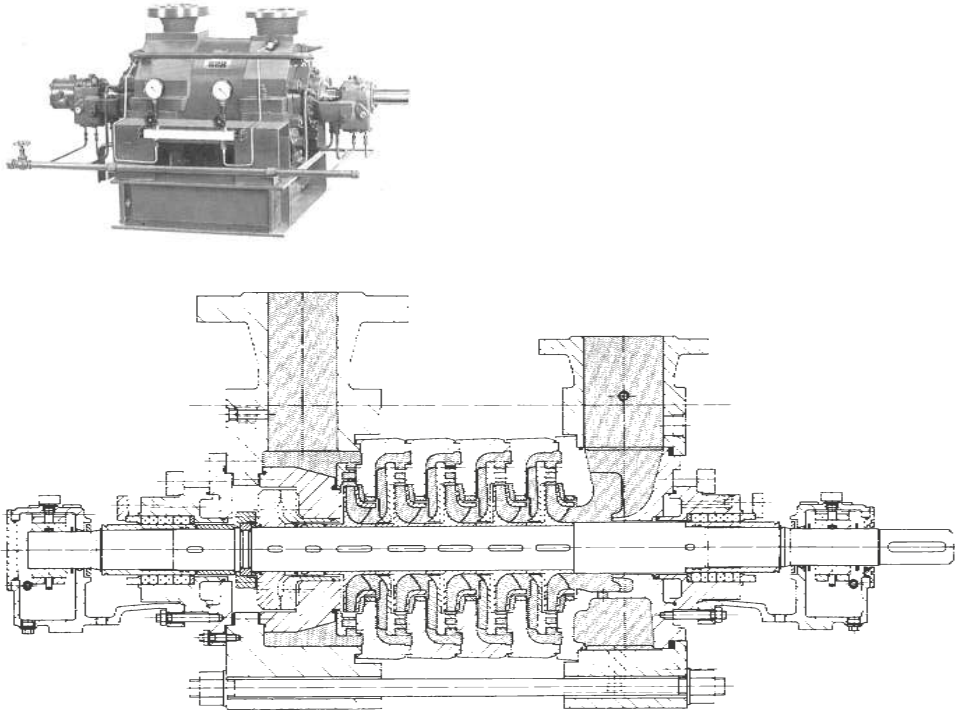


Bild 1.7 Mehrstufige Kreiselpumpe; horizontale, quergeteilte Gliederpumpe. Das Gehäuse ist untereinander mit Runddichtringen oder metallisch an den Stirnflächen abgedichtet und wird durch Verbindungsschrauben verspannt. (Fabr.: KSB)

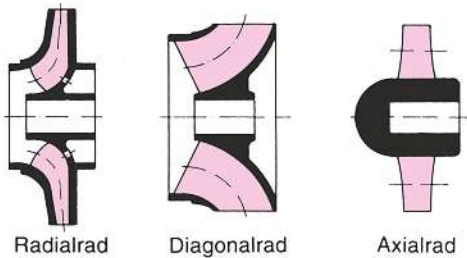


Bild 1.8 Einteilung der Kreiselpumpen nach der Laufradform

höchstzulässige Saughöhe, die ein Teil der Gesamtförderhöhe ist, muss dabei beachtet werden. Durch besondere Einbauten bzw. durch Kombination mit anderen Systemen gelingt es jedoch, Selbstansaugfähigkeit und Gasmitförderung in einer Pumpe zu integrieren. Laufradkombinationen, wie 1-stufig, 2-flutig und mehrstufig, zeigt Bild 1.9.

1.3 Einsatzbereiche

Für eine Vielzahl von Einsatzbereichen stehen standardisierte, 1-stufige Kreiselpumpen zur Verfügung. In den Normen EN 733/PN10 (Wassernormpumpe) und EN 22858/PN16 Chemienormpumpe) wurden Anschlussmaße und Leistungen 1-stufiger Kreiselpumpen festgelegt. Die Prozessbauweise erlaubt den einfachen Ausbau der kompletten Lagereinheit, ohne dass das Spiralgehäuse aus dem Rohrleitungsverband gelöst werden muss.

Die Abmessungen der Normpumpen wurden die Basis für einige Spezialausführungen, z. B. auf dem Gebiet der Wärmeträger von Wasser und Öl. Auch für Block- und Inline-Pumpen, die besonders im Apparatebau Eingang gefunden haben, wurden weitgehend Normpumpenteile verwendet. Dem Anwender bietet sich damit ein kostengünstiges Baukastensystem.

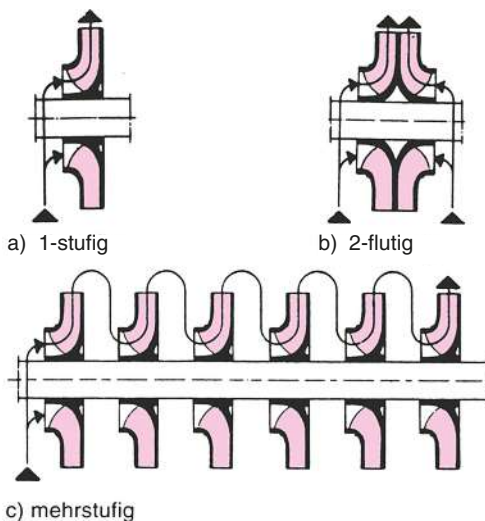


Bild 1.9 Laufradkombinationen

Da sich keine allgemeingültigen Regeln aufstellen lassen, muss anhand der Kriterien, wie hydraulische Daten, ein- oder mehrstufige Ausführung, Lagerträger- oder Blockbauweise, horizontale oder vertikale Aufstellung, Trocken- oder Nassaufstellung, die Wahl der richtigen Pumpe immer wieder neu getroffen werden.

Bei aggressiven Flüssigkeiten ist zu überprüfen, inwieweit hochwertige Edelstähle oder Kunststoffe eingesetzt werden müssen. Der Wellendichtung ist dabei besondere Beachtung zu schenken.

1.4 Betriebsbedingungen

1.4.1 Eigenschaften des Fördermediums

Zur richtigen Pumpenauswahl und zur Gestaltung der Leitungsführung, insbesondere der Saugleitung, ist die gründliche Kenntnis der physikalischen und chemischen Eigenschaften des Fördergutes erforderlich. Im folgenden Abschnitt werden diese Stoffeigenschaften kurz aufgeführt, ohne sie im Einzelnen zu besprechen:

Physikalische Eigenschaften

- Dichte (DIN 1306)
- Viskosität bzw. Fließverhalten (DIN 1342, DIN 13342, DIN 51550) (newtonsche oder nicht-newtonsche Flüssigkeit?),
- Temperatur,
- Dampfdruckkurve, evtl. auch der einzelnen Komponenten bei Gemischen,
- Stockpunkt,
- bei Anteil an festen Bestandteilen: Korngrößen, Kornform, Härte, Feststoff-Volumenanteil,
- Luft- oder Gasgehalt.

Chemische Eigenschaften

- chemische Zusammensetzung,
- chemisch neutral oder aggressiv (korrosiv), (pH-Wert)?,
- geruchsbelästigend?,
- giftig?,
- radioaktiv?

1.4.2 Förderaufgabe

Die wichtigsten in der Praxis auftretenden Förderaufgaben von Flüssigkeitspumpen sind:

- Füllen,
- Entleeren,
- Stofftransport in Leitungen,
- Umwälzen,
- Druckerzeugung (Speisepumpen),
- Dosieren – Zuteilen.

1.5 Bildzeichen

Das Bildzeichen für Kreiselpumpen kann aus DIN 30600 oder DIN 28004 entnommen werden (Bild 1.10).

In [1.1] sind Erläuterungen für die Erstellung von Fließbildern umfassend dargestellt.

Beispiel:

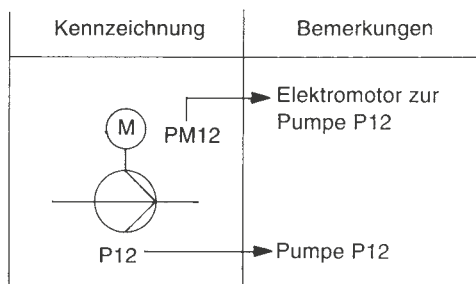


Bild 1.10 Bildzeichen für Kreiselpumpen n. DIN 30600 sowie Benennung n. DIN 28004

2 Strömungstechnische Grundlagen

2.1 Kontinuitätsgleichung

In einem Kontrollsystem ohne Massenabzweigung und Massenzuführung gilt gemäß dem Erhaltungsgesetz der Masse an der Stelle 1 und 2 in Bild 2.1 die Beziehung:

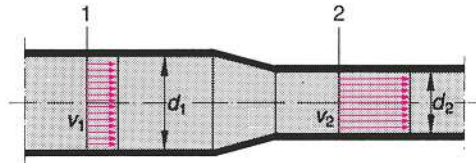


Bild 2.1 Geschwindigkeitsänderung in einem sich verjüngenden Rohr von v_1 auf v_2

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 \quad (\text{Gl. 2.1})$$

und mit $\dot{M} = Q \cdot \rho$ wird:

$$Q_1 \cdot \rho_1 = Q_2 \cdot \rho_2 \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Durch die Grundgleichung: $Q = v \cdot A$ ergibt sich die Kontinuitätsgleichung zu:

$$v_1 \cdot A_1 \cdot \rho_1 = v_2 \cdot A_2 \cdot \rho_2 \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Bei technischen Berechnungen kann die Änderung der Dichte des strömenden Fluids oft vernachlässigt werden. Dies ist bei Flüssigkeiten fast immer zulässig, da der Ausdehnungskoeffizient klein ist und das Volumen durch Druck kaum verändert wird. Auch bei Gasen gilt diese Vereinfachung in den meisten Fällen. Wird z.B. eine Volumenänderung von 10% bei Luft noch als vernachlässigbar betrachtet, so kann der Dichteunterschied bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von 160 m/s, bzw. einem Höhenunterschied von 1000 m unberücksichtigt bleiben. Mit $\rho_1 = \rho_2$ wird somit:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (\text{Gl. 2.4})$$

In kreisförmigen Querschnitten ergibt sich, mit $A = d^2 \cdot \pi/4$ eine Geschwindigkeitsabhängigkeit vom Durchmesser zu:

$$v_1 \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = v_2 \cdot \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

$$v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (\text{Gl. 2.6})$$

2.2 Energiegleichung

In einer reibungsfreien Strömung müssen die Summen der einzelnen Energieformen an jeder Stelle im System gleich sein.

2.2.1 Kinetische Energie

Wirkt auf eine ruhende Masse M in Bild 2.2 die Kraft F über eine Wegstrecke Δs ein, so ist Arbeit, bzw. Energie E aufzubringen, die ausschließlich in der Masse gespeichert ist.

$$E = F \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Gemäß dem dynamischen Grundgesetz der Masse nach NEWTON:

Kraft gleich Masse mal Beschleunigung mit:

$$F = M \cdot a \quad (\text{Gl. 2.8})$$

folgt:

$$E = M \cdot a \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Beschleunigung ergibt sich aus der Geschwindigkeitsänderung $\Delta v = v_1 - v_0$ durch die Einwirkzeit der Kraft Δt mit:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

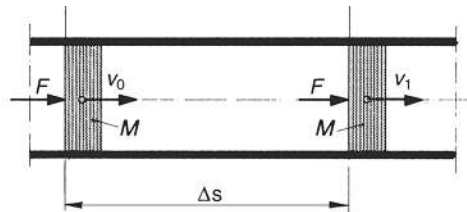


Bild 2.2 Veranschaulichung des kinetischen Energieaufwandes bei der Beschleunigung der Masse M von v_0 auf v_1 in der Wegstrecke Δs

Die kinetische Energie einer Masse beträgt damit:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Der zurückgelegte Weg Δs einer Masse lässt sich berechnen aus:

$$\Delta s = \bar{v} \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 2.12})$$

Hierin ist \bar{v} die mittlere konstante Geschwindigkeit, mit der die Masse den Weg von der Stelle 0 bis 1 durchläuft.

$$\bar{v} = \frac{v_1 + v_0}{2} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

Damit wird:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{(v_1 - v_0)}{\Delta t} \cdot \frac{(v_1 + v_0)}{2} \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 2.14})$$

In einer bewegten Masse ist somit an maximaler kinetischer Energie gespeichert, wenn $v_0 = 0$ gesetzt wird. Damit ergibt sich die kinetische Energie zu:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

Diese Gleichung gilt auch bei veränderlicher Kraft F entlang dem Weg Δs . Dies lässt sich wie folgt begründen:

$$E_{\text{kin}} = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds = \int_{s_1}^{s_2} M \cdot a \cdot ds = M \int_{s_1}^{s_2} a \cdot ds$$

Mit: $a = \frac{dv}{dt}$ und $ds = v \cdot dt$ wird:

$$E_{\text{kin}} = M \int_{s_1}^{s_2} \frac{dv}{dt} \cdot v \cdot dt = M \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dv = M \left| \frac{v^2}{2} \right|_{v_1}^{v_2}$$

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} M \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} M \cdot v_1^2$$

Setzt man $v_1 = 0$ und $v_2 = v$, ergibt sich:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

2.2.2 Potentielle Energie

Die potentielle Energie E_p (auch Höhenenergie) einer Masse ist gegenüber der kinetischen Energie E_{kin} eine Energie der Lage. Soll gemäß Bild 2.3 die Masse M von dem Bezugsniveau H_1 auf das Niveau H_2 angehoben werden, so ist nach Gleichung 2.8 eine Kraft F erforderlich.

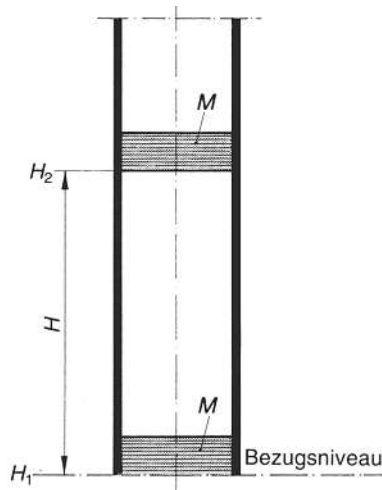


Bild 2.3 Veranschaulichung des potentiellen Energieaufwandes für die Niveauänderung der Masse M um H

$$F = M \cdot a$$

Bei einer Lageenergie muss die Fallbeschleunigung $a = g$ überwunden werden.

$$F = M \cdot g \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Analog zu Gleichung 2.9 ergibt sich aus dem Energiesatz:
Kraft F mal Weg H , die potentielle Energie zu:

$$E_p = M \cdot g \cdot H \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Ein Zusammenhang zwischen potentieller und kinetischer Energie lässt sich unmittelbar ableiten. Wird die Masse M aus der Höhenlage H_2 auf das Bezugsniveau H_1 abgeworfen, dann wandelt sich die gesamte potentielle Energie $M \cdot g \cdot H$ in die kinetische Energie $M \cdot v^2/2$ um. Dadurch ergibt sich:

$$M \cdot g \cdot H = M \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

und die Geschwindigkeit der Masse beträgt in Bezugsniveauhöhe:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

2.2.3 Druckenergie

Die Druckenergie E_v kann auch als Verschiebearbeit bezeichnet werden. Nach Bild 2.4 ergibt sich als erforderliche Arbeit für die Verschiebung des Volumens V von der Stelle 0 zur Stelle 1 durch den Druck p um den Weg Δs gemäß der Grundgleichung der Energie aus Kraft ($F = p \cdot A$) mal Weg Δs (Gleichung 2.7):

$$E_v = p \cdot A \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.21})$$

mit $\Delta s = \frac{V}{A}$ wird:

$$E_v = p \cdot V \quad (\text{Gl. 2.22})$$

oder mit: $V = \frac{M}{\rho}$

$$E_v = p \cdot \frac{M}{\rho} \quad (\text{Gl. 2.23})$$

Hier ist zu merken, dass in einer ruhenden Flüssigkeit der Druck in allen Richtungen gleich ist.

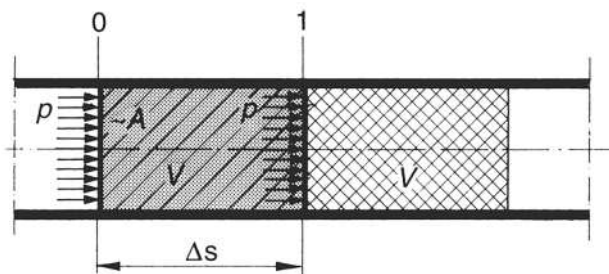


Bild 2.4 Veranschaulichung der Druckenergie bei Verschiebung des Volumens V um die Wegstrecke Δs

2.2.4 Innere Energie

Die thermische Bewegungsenergie der Moleküle bzw. Atome in einem Fluid bezeichnet man als innere Energie E_i ; sie ist gleich der gespeicherten Wärmemenge. Die primäre Abhängigkeit ist somit die Temperatur. Da es sich bei Kreiselpumpenanlagen im Wesentlichen um isotherme Zustände handelt, kann die Änderung der inneren Energie ΔE_i vernachlässigt werden.

2.2.5 Bernoullische Gleichung

Aus dem Erhaltungssatz der Energien ergibt sich für die reibungsfreie Strömung aus der Summe der einzelnen Energien an jeder Stelle im System der gleiche Betrag. Addiert man nun die einzelnen Energieformen, erhält man die nach BERNOULLI benannte Gleichung:

$$E_{\text{kin}} + E_p + E_v = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 2.24})$$

und eingesetzt ergibt sich:

$$M \cdot \frac{v^2}{2} + M \cdot g \cdot H + p \cdot \frac{M}{\rho} = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 2.25})$$

Bezieht man diesen Erhaltungssatz der Energien auf die Stellen 1 und 2 in Bild 2.5, dann ergibt sich:

$$\begin{aligned} M \frac{v_1^2}{2} + M \cdot g \cdot H_1 + p_1 \cdot \frac{M}{\rho} &= \\ &= M \frac{v_2^2}{2} + M \cdot g \cdot H_2 + p_2 \cdot \frac{M}{\rho} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.26})$$

Da die Massen M gleich sind, erhält man die spezifischen **auf $M = 1 \text{ kg}$ bezogenen Energien** zu:

$$Y = \frac{v_1^2}{2} + g \cdot H_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + g \cdot H_2 + \frac{p_2}{\rho} \quad (\text{Gl. 2.27})$$

Die Einheit dieser Gleichung ist:

$$\frac{\text{J}}{\text{kg}} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg}} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

Durch Multiplikation der Gleichung 2.27 mit der Dichte erhält man die spezifischen Energien, **bezogen auf das Volumen $V = 1 \text{ m}^3$** , zu:

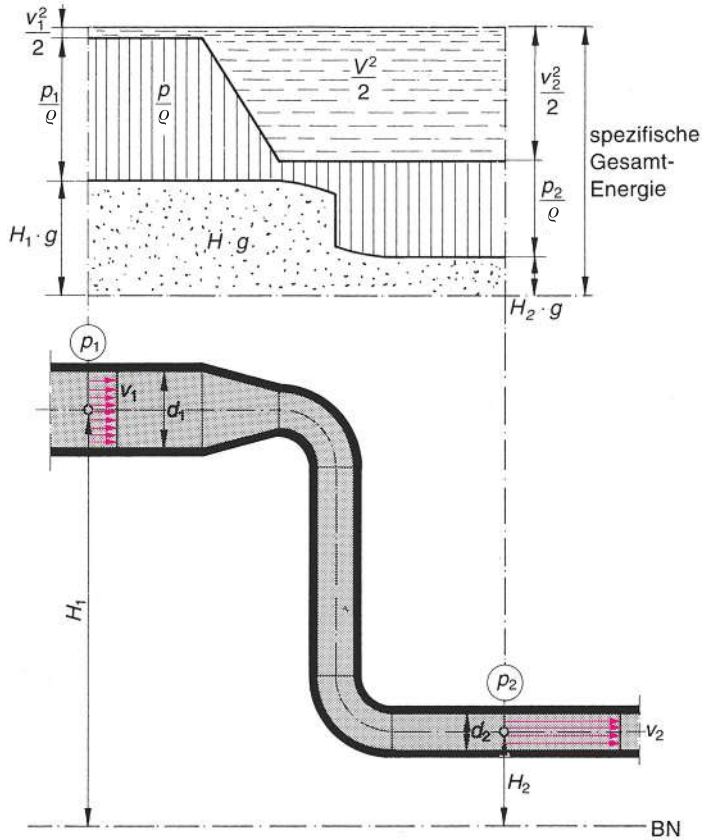


Bild 2.5 Darstellung der einzelnen spezifischen Energieanteile in einer Strömung entlang einer Rohrleitung (Bernoulli-Gleichung)

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot H_1 + p_1 &= \\ &= \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot H_2 + p_2 \end{aligned}$$

(Gl. 2.28)

Die Einheit der Gleichung 2.28 ist:

$$\frac{\text{J}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$$

2.3 Definition von Druck in einer Strömung

2.3.1 Gesamtdruck p_{ges}

Gemäß der spezifischen Energiegleichung Gleichung 2.28 ergibt sich ein Gesamtdruck p_{ges} der Strömung zu (Bild 2.6):

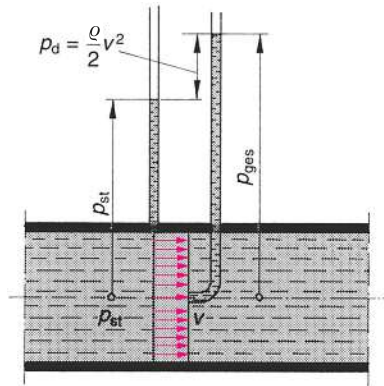


Bild 2.6 Druckdefinitionen in einer Strömung

$$p_{\text{ges}} = p_{\text{st}} + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.29})$$

Wird die Strömung an einer Stelle zur Ruhe gebracht ($v = 0$), dann wandelt sich die kinetische Energie in statischen Druck um, und an dieser Stelle herrscht der höchste Druck, der in der ganzen Strömung auftreten kann.

2.3.2 Kinetischer Druck (dynamischer Druck) p_{dyn}

Die Differenz aus dem Gesamtdruck p_{ges} und dem statischen Druck p_{st} ist gleich dem kinetischen Druck p_{dyn} .

$$p_{\text{dyn}} = p_{\text{ges}} - p_{\text{st}} \quad (\text{Gl. 2.30})$$

$$p_{\text{dyn}} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.31})$$

2.4 Impulsgleichung

Der Impuls I ist definiert als Masse M mal Geschwindigkeit v . Hierbei ist unbedingt zu berücksichtigen, dass der Impuls ein Vektor ist, der die Richtung der Geschwindigkeit besitzt.

$$\vec{I} = M \cdot \vec{v} \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Vergleicht man diese Gleichung mit dem Grundgesetz der Mechanik (2. Newtonsches Axiom):

$$\vec{F} = M \cdot \vec{a} = M \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}$$

ergibt sich:

$$\vec{F} \cdot dt = M \cdot d\vec{v}$$

mit $d\vec{l} = M \cdot d\vec{v}$ wird:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{l}}{dt} = d\dot{\vec{l}} \quad (\text{Gl. 2.33})$$

Dies ist eine wichtige Verallgemeinerung des mechanischen Grundgesetzes, denn sie gilt auch bei veränderlicher Masse.

Die Impulsänderung in einer Zeiteinheit ist somit gleich der Gesamtsumme der an der Masse angreifenden Kräfte.

Aus Gleichung 2.33 erhält man:

$$\vec{F} = \frac{d(M \cdot \vec{v})}{dt}$$

und mit der Produktregel die allgemeine Gleichung

$$\vec{F} = M \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{v} \cdot \frac{dM}{dt} \quad (\text{Gl. 2.34})$$

Betrachtet man jedoch die in der Strömungstechnik überwiegend vorherrschenden konstanten Massenströme, deren Geschwindigkeit und Richtung geändert werden, erhält man einfache Differenzgleichungen wie:

$$\vec{F} = \frac{M}{\Delta t} \cdot \Delta\vec{v}$$

Mit:

$$\frac{M}{\Delta t} = \dot{M} = \text{Massenstrom}$$

erhält man:

$$\vec{F} = \dot{M} \cdot \Delta\vec{v} = \Delta\dot{\vec{l}} = \dot{\vec{l}}_2 - \dot{\vec{l}}_1 \quad (\text{Gl. 2.34})$$

und $\dot{\vec{l}}$ bezeichnet man als Impulsstrom:

$$\dot{\vec{l}} = \dot{M} \cdot \vec{v}$$

Der Impulsstromsatz der Strömungstechnik lautet dann:

$$\Sigma \vec{F} = \dot{M} \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \dot{M} \cdot \vec{v}_2 - \dot{M} \cdot \vec{v}_1 \quad (\text{Gl. 2.35})$$

Für ein Bilanzgebiet gilt somit, dass die vektorielle Summe sämtlicher äußeren Kräfte ΣF gleich dem Austrittsimpulsstrom $\dot{M} \cdot \vec{v}_2$ abzüglich dem Eintrittsimpulsstrom $\dot{M} \cdot \vec{v}_1$ ist.

Mit:

$$\dot{M} = \rho \cdot v \cdot A$$

wird Gleichung 2.35

$$\Sigma \vec{F} = A_2 \cdot \rho \cdot \vec{v}_2^2 - A_1 \cdot \rho \cdot \vec{v}_1^2 \quad (\text{Gl. 2.36})$$

Der Impulsstrom beträgt somit:

$$i = A \cdot \rho \cdot v^2$$

Und die Impulsstromdichte:

$$i = \frac{i}{A}$$

wird:

$$i = \rho \cdot w^2 \quad (\text{Gl. 2.37})$$

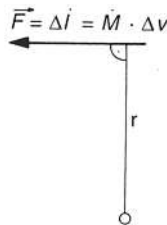


Bild 2.7 Grafische Darstellung des Impulsstrommomentes

2.4.1 Impulsstrommoment (Drehimpuls)

Gemäß dem Grundgesetz der Mechanik erhält man ein Moment aus Kraft mal Hebelarm (Bild 2.7):

$$T = F \cdot r$$

und mit Verwendung der Kräfte aus der Änderung des Impulsstromes das Moment in der Strömungstechnik:

$$T = \Delta i \cdot r$$

mit:

$$\Delta i = \dot{M} \cdot \Delta v$$

wird:

$$T = \dot{M} \cdot \Delta(\vec{v} \cdot r)$$

(Gl. 2.38)

Für ein Rotationssystem gilt, dass vektorielle Änderung des Impulsstrommomentes gleich dem Drehmoment der an das System angreifenden äußeren Kräfte ist.

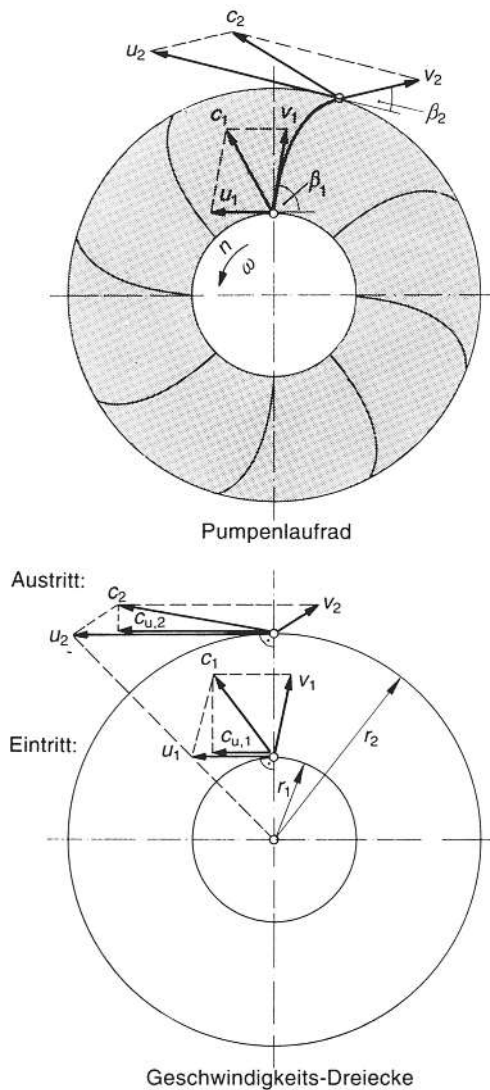


Bild 2.8 Darstellung zur Ermittlung des Impulsstrommomentes am Pumpenlaufrad

Im Kreiselmachinesbau wird Gleichung 2.38 hauptsächlich angewendet. Bei einem Pumpenlaufrad, z. B. gemäß Bild 2.8 ergibt sich eine Geschwindigkeitskomponente c_u rechtwinklig zum Radius durch die Drehzahl n . Der einströmende Flüssigkeitsmassenstrom \dot{M} wird durch die Form der Laufradschaufeln in Richtung dieser Schaufelkanten mit der Geschwindigkeit v gelenkt. Die Absolutgeschwindigkeit c ergibt dann durch vektorielle Addition der Geschwindigkeit u und v . Die Umfangskomponenten c_u der Absolutgeschwindigkeiten c , rechtwinklig zu den Radien, ergeben sich durch Zerlegen der Absolutgeschwindigkeit gemäß Bild 2.8.

Das von außen aufzuwendende Drehmoment T ist:

$$T = \dot{M} \cdot (r_2 \cdot c_{u,2} - r_1 \cdot c_{u,1}) = \rho \cdot V \cdot \Delta(c_u \cdot r) \quad (\text{Gl. 2.39})$$

Dieses Hauptgesetz der Strömungsmaschinen bezeichnet man auch als «Eulersche Gleichung».

Bei $T = 0$, wie dies im Spiralgehäuse einer Pumpe gefordert wird, ergibt sich auch der Potentialwirbel mit $r \cdot c_u = \text{konst.}$

2.5 Pumpenhauptgleichung

Die Pumpenleistung erhält man aus:

$$P = \dot{M} \cdot Y \quad (\text{Gl. 2.40})$$

bzw.: $P = \dot{M} \cdot g \cdot H$

Für das Antriebsmoment T gilt allgemein:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (\text{Gl. 2.41})$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω ist definiert mit:

$$\omega = \frac{U}{r} \quad (\text{Gl. 2.42})$$

Hiermit erhält man die theoretische Förderhöhe $H_{\text{th}\infty}$ (ohne Strömungsverluste und unendlich viele gedachte Schaufeln im Laufrad) durch Gleichsetzen von Gleichung 2.39 und Gleichung 2.41 mit Gleichung 2.40.

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (\text{Gl. 2.43})$$

$H_{\text{th}\infty}$ theoretische Förderhöhe (in m) einer «idealen» Kreiselpumpe bei reibungsfreier Förderung einer inkompressiblen Flüssigkeit im Optimalpunkt

g Fallbeschleunigung = 9,81 m/s²

- u_2 Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt
- u_1 Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt
- c_{u2} Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_2 am Laufradaustritt
- c_{u1} Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_1 am Laufradeintritt

Die tatsächliche Förderhöhe H im Optimalpunkt der Pumpe erhält man durch Reduktion der theoretischen Förderhöhe mittels des hydraulischen Wirkungsgrades η_h der Pumpe und des Minderleistungsfaktors μ , der die endliche Schaufelzahl berücksichtigt:

$$H = H_{th\infty} \cdot \eta_h \cdot \mu \quad (\text{Gl. 2.44})$$

Aus Gleichung 2.43 und Bild 2.8 ist zu ersehen, dass:

- 1) das Produkt aus $u_1 \cdot c_{u1}$ viel kleiner ist als das Produkt $u_2 \cdot c_{u2}$ (in vielen Fällen ist

$$c_{u1} = 0, \text{ d. h. } H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2},$$

- 2) c_{u2} in die gleiche Richtung fällt wie u_2 , so dass $H_{th\infty} \sim u_2^2$ gesetzt werden kann.

Die im Laufrad einer Strömungsmaschine erzeugte Förderhöhe hängt somit nur von den Geschwindigkeiten im Laufrad ab.

MERKSATZ

Eine Kreiselpumpe fördert bei gleicher Drehzahl jede beliebige Flüssigkeit auf die gleiche Förderhöhe (m).



Der am Manometer abgelesene Förderdruck ist je nach Dichte der Flüssigkeitssäule verschieden und ist nur für Antriebsleistung und Festigkeitsauslegung der Pumpe maßgebend.

Um eine möglichst gute Ausnutzung der Energie in der Pumpe zu erhalten, setzt man den Eintrittsdrall $r_1 \cdot c_{u1} = 0$, so dass sich die Eulersche Gleichung wie folgt vereinfacht:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2}$$

Enden dabei die Laufradschaufeln noch radial nach außen ($\beta_2 = 90^\circ$) wird $c_{u2} = u_2$ und man erhält für die theoretische Förderhöhe:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_2 = r_2 \cdot \omega = \frac{D_2}{2} \cdot 2\pi \cdot n$$

mit n Umdrehungszahl (min^{-1})

wird die theoretische Förderhöhe:

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \text{ in m} \quad (\text{Gl. 2.45})$$

D_2 in m
 n min^{-1}

Mit den genannten Randbedingungen ist die theoretische Förderhöhe nur abhängig vom Laufrad-Außendurchmesser D_2 und der Pumpendrehzahl n . Die theoretische Kennlinie einer Kreiselpumpe ist somit unabhängig vom Förderstrom für eine bestimmte Förderhöhe eine Horizontale (Bild 2.9 a). Die in Gleichung 2.45 ermittelte Förderhöhe ist der obere Grenzwert. Die in

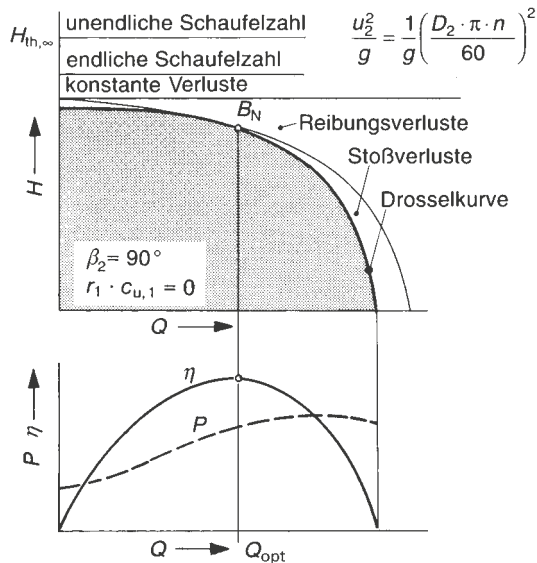


Bild 2.9a Kennlinienaufbau einer Kreiselpumpe

der Praxis als Betriebsförderhöhe H_{opt} mögliche Größe beträgt bei Normpumpen z.B. nach EN 733 etwa $\eta_n \cdot \mu \approx 0,54$.

Bedingt durch die Strömungsumlenkverluste bei $\beta_2 = 90^\circ$ werden die Pumpen mit $\beta_2 \ll 90^\circ$ ausgeführt: üblich sind $\beta_2 = 30^\circ$.

Die horizontale Gerade der Kennlinie verläuft dann mit abnehmender Förderhöhe bei steigendem Förderstrom (Bild 2.9b).

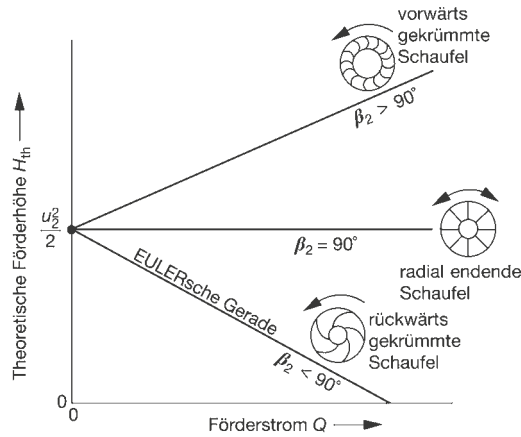


Bild 2.9b Einfluss des Schaufelaustrittswinkels β_2 auf die Pumpenkennlinie

2.6 Drosselkurve

Für drallfreien Eintritt (Optimalpunkt) wird $c_{u1} = 0$ und die Eulersche Strömungsmaschinen-Hauptgleichung vereinfacht:

$$H_{th} \propto \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g}$$

Im Teillastbereich bzw. im Überlastbereich ändern sich gegenüber dem Optimalpunkt sowohl die Umfangskomponente c_{u2} als auch die Meridiantkomponente c_{m2} (Bild 2.10). Gleich bleiben dagegen die Umfangskomponente u_2 und der Abströmwinkel β_2 .

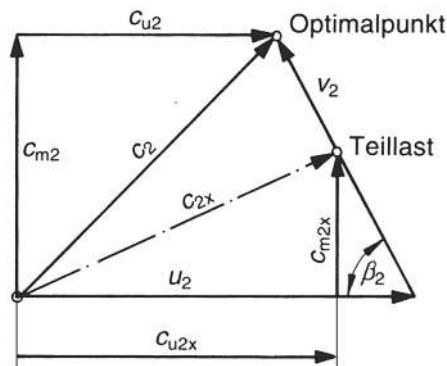


Bild 2.10 Geschwindigkeitsdreieck am Laufraddurchmesser D_2 im Optimalpunkt und bei Teillast

Aus Bild 2.10 lassen sich folgende Beziehungen ableiten:

$$c_{u2x} = u_2 - c_{m2x} \cdot \cot \beta_2$$

$$c_{m2x} = c_{m2} \cdot \frac{Q}{Q_{\text{opt}}}$$

$$c_{u2x} = u_2 - \frac{Q}{Q_{\text{opt}}} \cdot c_{m2} \cdot \cot \beta_2$$

$$H_{\text{th} \infty x} = \frac{u_2}{g} \cdot \left(u_2 - \frac{Q}{Q_{\text{opt}}} \cdot c_{m2} \cdot \cot \beta_2 \right)$$

Mit Ausnahme des variablen Förderstromes Q sind alle Größen konstant, d.h., die theoretische Förderhöhe $H_{\text{th} \infty x}$ ist eine lineare Funktion des Förderstromes Q_x .

Reduziert man die Förderhöhe $H_{\text{th} \infty x}$ mit dem Minderleistungsfaktor μ , erhält man die tiefer liegende Gerade $H_{\text{th}} = f(Q)$.

Zieht man weiterhin die links und rechts vom Optimalpunkt anwachsenden Reibungs- und Stoßverluste ab (Bild 2.9a), entsteht letztlich die bekannte Drosselkurve $H = f(Q)$.

Spiralgehäuse

Spiralgehäuse dienen der Aufnahme der vom Laufrad kommenden Strömung. Üblicherweise wird ein linearer Zusammenhang zwischen Querschnittsfläche A_φ und Winkel φ gewählt (Bild 2.11a).

Mit der mittleren Geschwindigkeit $\bar{c} = Q / A_\varphi$ erhält man einen linearen Zusammenhang:

$$A_\varphi = A_0 \cdot \varphi^\circ / 360^\circ$$

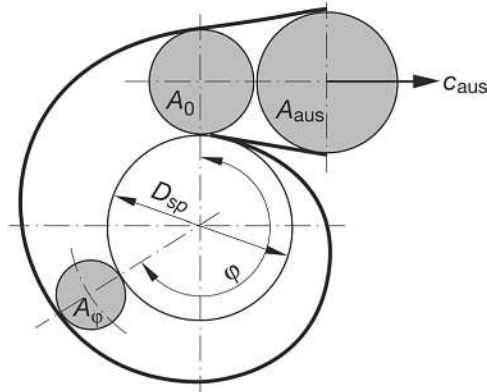


Bild 2.11a Spiralgehäuse

2.7 Spezifische Drehzahl

Die mit der Ähnlichkeitsmechanik ableitbare spezifische Drehzahl n_q [2.1] ist die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen einstufigen Kreiselpumpe (Vergleichspumpe) mit dem Förderstrom $Q_q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ und der Förderhöhe $H_q = 1 \text{ m}$: