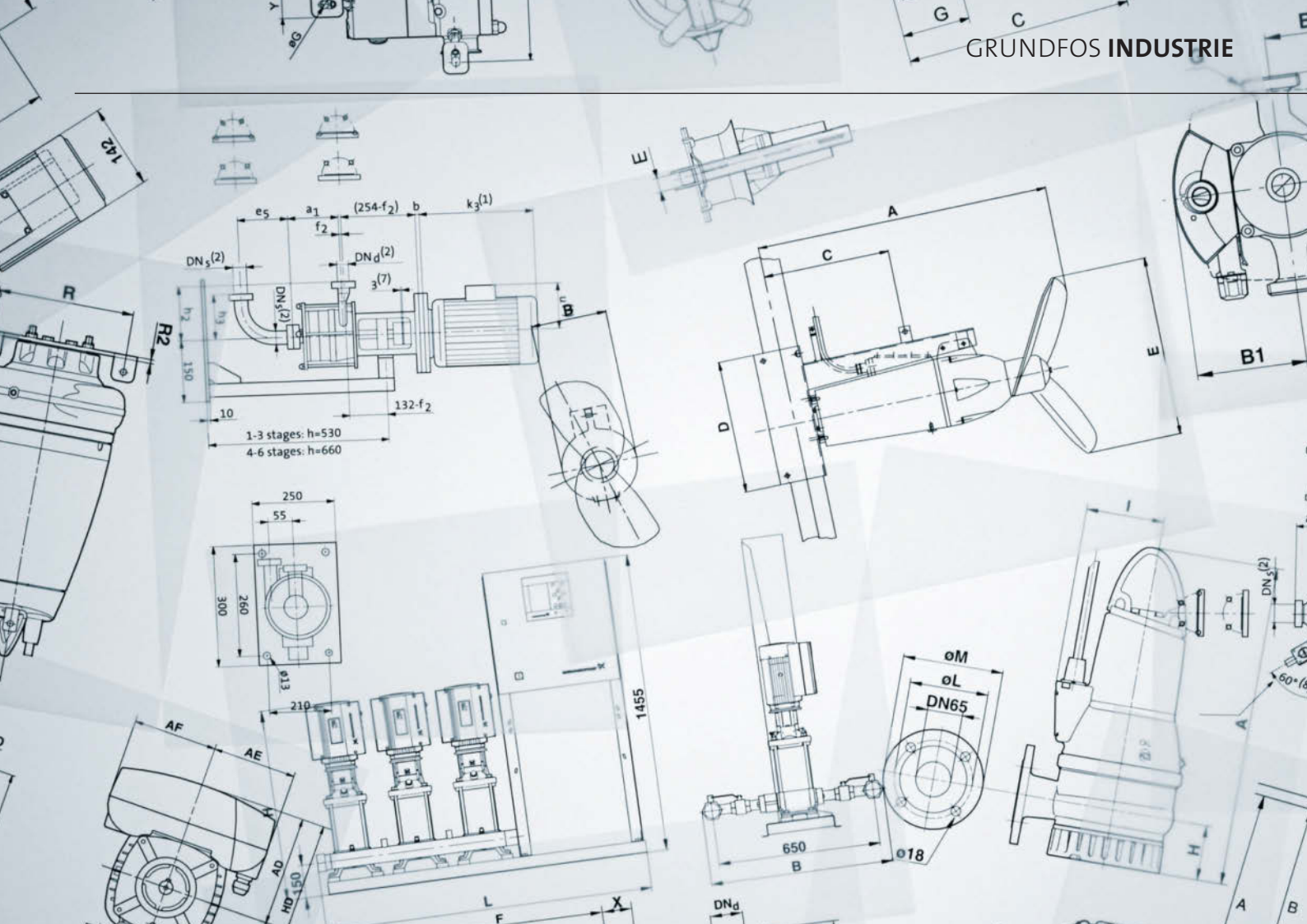




Pumpenhandbuch

PUMPENHANDBUCH

Copyright 2004 GRUNDFOS Management A/S. Alle Rechte vorbehalten.

Diese Veröffentlichung ist durch das Urheberrechtsschutzgesetz und internationale Verträge geschützt. Kein Teil dieser Veröffentlichung darf ohne die vorherige schriftliche Einwilligung von GRUNDFOS Management A/S in irgendeiner Form oder mit irgendeinem Verfahren reproduziert werden.

Haftungsausschluss

Die Inhalte dieses Handbuchs wurden mit äußerster Sorgfalt erstellt, um deren Richtigkeit zu gewährleisten. GRUNDFOS Management A/S übernimmt jedoch keine Haftung für Schäden, unabhängig davon, ob diese durch die Anwendung der Inhalte oder im Vertrauen auf die Richtigkeit der Inhalte des Handbuchs direkt, indirekt, versehentlich oder als Folge entstanden sind.

Vorwort

Die Industrie stellt in Bezug auf optimalen Betrieb, hohe Zuverlässigkeit und niedrigen Energieverbrauch hohe Ansprüche an Pumpen. Deshalb hat Grundfos dieses Pumpenhandbuch entwickelt, in dem auf einfache Art und Weise die unterschiedlichen Gesichtspunkte bei der Planung von Pumpen und Pumpenanlagen erläutert sind. Dieses Handbuch wurde für Ingenieure und Techniker erstellt, die für die Planung und Installation von Pumpen und Pumpenanlagen verantwortlich sind. Das Handbuch enthält Antworten auf eine Vielzahl technischer und pumpenspezifischer Fragen.

Das erste Kapitel enthält eine allgemeine Darstellung verschiedener Pumpentypen und Komponenten. Darin wird auch beschrieben, welche Vorkehrungen beim Umgang mit viskosen Flüssigkeiten getroffen werden müssen. Weiterhin werden die gebräuchlichsten Werkstoffe sowie unterschiedliche Korrosionsarten dargestellt. Die wichtigsten Begriffe bei der Kalkulation der Pumpenleistung sind in Kapitel 2 erläutert. In Kapitel 3 werden die Systemhydraulik sowie die wichtigsten Faktoren bei der Sicherstellung der optimalen Leistung der Pumpenanlage behandelt. Da es häufig erforderlich ist, die Pumpenleistung mit unterschiedlichen Regelungsmethoden anzupassen, werden diese in Kapitel 4 behandelt. Kapitel 5 beschreibt die Lebensdauerkosten, denn der Energieverbrauch spielt für moderne Pumpen und Pumpenanlagen eine wichtige Rolle.

Wir hoffen sehr, dass das Pumpenhandbuch Ihr Interesse findet und Sie viel Nutzen für Ihre tägliche Arbeit daraus ziehen können.

Segment Director

Business Development Manager

Allan Skovgaard

Claus Bærnholdt Nielsen

Kapitel 1. Aufbau von Pumpen und Motoren 7

Abschnitt 1.1 Pumpenbauweise 8

1.1.1 Die Kreiselpumpe 8

1.1.2 Pumpenkennlinien 9

1.1.3 Eigenschaften der Kreiselpumpe 11

1.1.4 Die gebräuchlichsten Typen von Kreiselpumpen
mit axialem Eintritt und Inlinepumpen 12

1.1.5 Laufradtypen (Axialkräfte) 14

1.1.6 Gehäusetypen (Radialkräfte) 15

1.1.7 Einstufige Pumpen 15

1.1.8 Mehrstufige Pumpen 16

1.1.9 Pumpen auf Grundplatte und in
Blockbauweise 16

Abschnitt 1.2 Pumpentypen 17

1.2.1 Normpumpen 17

1.2.2 Pumpen mit geteiltem Gehäuse 17

1.2.3 Hermetisch abgedichtete Pumpen 18

1.2.4 Prozesspumpen 20

1.2.5 Abwasserpumpen 21

1.2.6 Eintauchpumpen 22

1.2.7 Bohrlochpumpen 23

1.2.8 Verdrängerpumpen 24

Abschnitt 1.3 Gleitringdichtungen 27

1.3.1 Komponenten und Funktionsweise
der Gleitringdichtung 29

1.3.2 Entlastete und nichtentlastete Dichtungen 30

1.3.3 Gleitringdichtungstypen 31

1.3.4 Werkstoffkombinationen für Dichtungsflächen 34

1.3.5 Faktoren, von denen die Dichtungsleistung
beeinflusst wird 36

Abschnitt 1.4 Motoren 39

1.4.1 Normen 40

1.4.2 Einschalten des Motors 46

1.4.3 Spannungsversorgung 47

1.4.4 Frequenzumrichter 47

1.4.5 Motorschutz 49

Abschnitt 1.5 Flüssigkeiten 53

1.5.1 Viskose Flüssigkeiten 54

1.5.2 Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten 55

1.5.3 Die Auswirkung viskoser Flüssigkeiten
auf die Leistung einer Kreiselpumpe 55

1.5.4 Auswahl der richtigen Pumpe für eine
Flüssigkeit mit Frostschutzmittel 56

1.5.5 Berechnungsbeispiel 58

1.5.6 Rechnergestützte Pumpenauswahl für zähe und
viskose Flüssigkeiten 58

Abschnitt 1.6 Werkstoffe 59

1.6.1 Was ist Korrosion? 60

1.6.2 Korrosionsarten 61

1.6.3 Metall und metallische Legierungen 65

1.6.4 Keramische Werkstoffe 71

1.6.5 Kunststoffe 71

1.6.6 Gummi (Kautschuk) 72

1.6.7 Beschichtungen 73

Kapitel 2 Installation und Leistungs- berechnung 75

Abschnitt 2.1 Pumpeninstallation 76

2.1.1 Neuinstallation 76

2.1.2 Bestehende Anlage 76

2.1.3 Verlauf der Rohre bei Installation einer
Einzelpumpe 77

2.1.4 Begrenzung von Geräuschemission und
Vibrationen 78

2.1.5 Schallpegel (L) 81

Abschnitt 2.2 Pumpenleistung 83

2.2.1 Hydraulische Kennzahlen 83

2.2.2 Elektrische Kennzahlen 90

2.2.3 Flüssigkeitseigenschaften 93

Kapitel 3 Systemhydraulik 95

Abschnitt 3.1 Anlagenkennlinie 96

- 3.1.1 Einzelwiderstände 97
- 3.1.2 Geschlossene und offene Systeme 98

Abschnitt 3.2 In Reihe und parallel geschaltete Pumpen 101

- 3.2.1 Parallel geschaltete Pumpen 101
- 3.2.2 In Reihe geschaltete Pumpen 103

Kapitel 4 Leistungsregelung bei Pumpen 105

Abschnitt 4.1 Einstellen der Pumpenleistung 106

- 4.1.1 Drosselregelung 107
- 4.1.2 Bypassregelung 107
- 4.1.3 Änderung des Laufraddurchmessers 108
- 4.1.4 Drehzahlregelung 108
- 4.1.5 Vergleich der Regelarten 110
- 4.1.6 Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems 111
- 4.1.7 Beispiel: Relativer Energieverbrauch bei einer Reduzierung des Förderstroms um 20 % 111

Abschnitt 4.2 Drehzahlgeregelte Pumpenlösungen 114

- 4.2.1 Konstantdruckregelung 114
- 4.2.2 Konstanttemperaturregelung 115
- 4.2.3 Konstanter Differenzdruck in einem Umwälzsystem 115
- 4.2.4 Volumenstromabhängige Differenzdruckregelung 116

Abschnitt 4.3 Vorteile der Drehzahlregelung 117

Abschnitt 4.4 Vorteile von Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter 118

- 4.4.1 Kennlinien von drehzahlgeregelten Pumpen 119
- 4.4.2 Drehzahlgeregelte Pumpen in verschiedenen Systemen 119

Abschnitt 4.5 Frequenzumrichter 122

- 4.5.1 Grundlegende Funktion und Eigenschaften 122
- 4.5.2 Bestandteile des Frequenzumrichters 122
- 4.5.3 Sonderbedingungen für Frequenzumrichter 124

Kapitel 5 Berechnung der Lebenszykluskosten 127

Abschnitt 5.1 Lebenszykluskosten-Gleichung 128

- 5.1.1 Anschaffungskosten, Kaufpreis (C_{ic}) 129
- 5.1.2 Montage- und Inbetriebnahmekosten (C_{in}) 129
- 5.1.3 Energiekosten (C_e) 130
- 5.1.4 Betriebskosten (C_o) 130
- 5.1.5 Umweltkosten (C_{env}) 130
- 5.1.6 Wartungs- und Reparaturkosten (C_m) 131
- 5.1.7 Stillstands- und Produktionsausfallkosten (C_s) 131
- 5.1.8 Demontage- und Entsorgungskosten (C_o) 131

Abschnitt 5.2. Berechnung der Lebenszykluskosten – Beispiel 132

Anhang 133

- A) Bezeichnungen und Einheiten 134
- B) Umrechnungstabellen 135
- C) SI-Präfixe und griechisches Alphabet 136
- D) Dampfdruck und Dichte von Wasser bei unterschiedlichen Temperaturen 137
- E) Rohrwiderstand 138
- F) Änderung des statischen Drucks in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser 139
- G) Düsen 140
- H) Nomogramm für Förderhöhenverluste in Bögen, Ventilen usw. 141
- I) Rohrverlustnomogramm für Reinwasser mit einer Temperatur von 20 °C 142
- J) Periodensystem 143
- K) Pumpennormen 144
- L) Viskosität verschiedener Flüssigkeiten als Funktion der Flüssigkeitstemperatur 145

Index 151

Abschnitt 1.1: Pumpenbauweise

- 1.1.1 Die Kreiselpumpe
- 1.1.2 Pumpenkennlinien
- 1.1.3 Eigenschaften der Kreiselpumpe
- 1.1.4 Die gebräuchlichsten Typen von Kreiselpumpen mit axialem Eintritt und Inline-pumpen
- 1.1.5 Laufradtypen (Axialkräfte)
- 1.1.6 Gehäusetypen (Radialkräfte)
- 1.1.7 Einstufige Pumpen
- 1.1.8 Mehrstufige Pumpen
- 1.1.9 Pumpen auf Grundplatte und in Blockbauweise

Abschnitt 1.2: Pumpentypen

- 1.2.1 Normpumpen
- 1.2.2 Pumpen mit geteiltem Gehäuse
- 1.2.3 Hermetisch abgedichtete Pumpen
- 1.2.4 Prozesspumpen
- 1.2.5 Abwasserpumpen
- 1.2.6 Eintauchpumpen
- 1.2.7 Bohrlochpumpen
- 1.2.8 Verdrängerpumpen



1.1.1 Die Kreiselpumpe

Im Jahr 1689 erfand der Physiker Denis Papin die Kreiselpumpe. Heute ist dies die weltweit meistverwendete Pumpenbauart. Die Kreiselpumpe arbeitet nach einem einfachen Prinzip: Die Flüssigkeit wird zur Laufradnabe geleitet und durch die Fliehkraft zur Außenkante des Laufrads geschleudert.

Die Konstruktion ist kostengünstig, robust und einfach, und die hohe Drehzahl ermöglicht es, die Pumpe direkt mit einem Asynchronmotor zu koppeln. Die Kreiselpumpe liefert einen gleichmäßigen Förderstrom und kann leicht gedrosselt werden, ohne die Pumpe dadurch zu beschädigen.

Abbildung 1.1.1 zeigt den Flüssigkeitsstrom durch die Pumpe. Vom Eintritt der Pumpe wird die Flüssigkeit zum Zentrum des rotierenden Laufrads geführt. Von dort wird sie zur Außenkante geschleudert. Dieser Aufbau ermöglicht einen hohen Wirkungsgrad und ist zur Förderung reiner Flüssigkeiten geeignet. Pumpen zur Förderung verunreinigter Flüssigkeiten (z. B. Abwasserpumpen) sind mit einem speziell konstruierten Laufrad ausgerüstet, das ein Festsetzen von Festkörpern in der Pumpe verhindert (siehe Abschnitt 1.2.5).

Wenn während des Stillstands der Kreiselpumpe eine Druckdifferenz im System auftritt, kann die Flüssigkeit aufgrund der offenen Bauweise dennoch strömen.

Wie in Abbildung 1.1.2 dargestellt, lassen sich verschiedene Bauarten von Kreiselpumpen unterscheiden: Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen. Am weitesten verbreitet sind Radialpumpen und Axialpumpen. Daher konzentriert sich die Beschreibung im Folgenden nur auf diese Pumpentypen.

In Abschnitt 1.2.8 wird jedoch auch kurz auf die Verdrängerpumpe eingegangen.

Die ungeheure Pumpenvielfalt erklärt sich u. a. aus den verschiedenen Anforderungen an die Leistungsfähigkeit einer Kreiselpumpe, insbesondere im Hinblick auf Förderhöhe (H), Förderstrom (Q) und Aufstellung, sowie aus den Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit. Abbildung 1.1.3 zeigt die verschiedenen Pumpentypen unter den Aspekten Förderstrom und Förderhöhe.

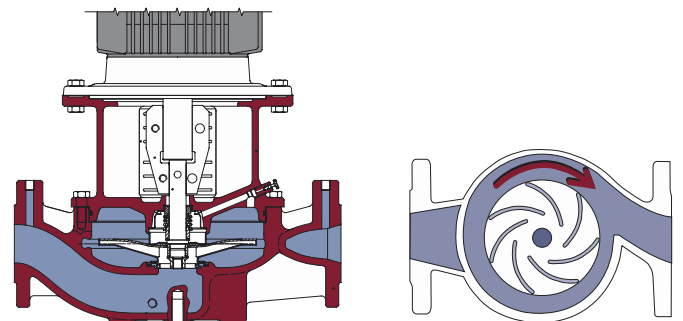


Abb. 1.1.1: Flüssigkeitsstrom durch die Pumpe



Abb. 1.1.2: Verschiedene Kreiselpumpen-Typen

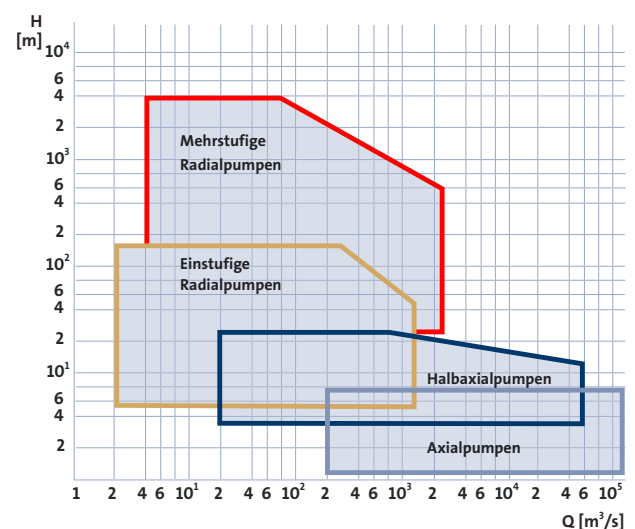


Abb. 1.1.3: Förderstrom und Förderhöhe verschiedener Kreiselpumpenbauarten



1.1.2 Pumpenkennlinien

Bevor die verschiedenen Pumpenbauarten und ihre Eigenschaften näher erläutert werden, folgt zunächst eine grundlegende Erläuterung der Kennlinien von Pumpen. Die Leistung einer Kreiselpumpe wird durch verschiedene Kennlinien dargestellt. Abbildung 1.1.4 zeigt die Kennlinien einer Kreiselpumpe. Förderhöhe, Leistungsaufnahme, Wirkungsgrad und NPSH (Haltedruckhöhe) sind hier in Abhängigkeit vom Förderstrom dargestellt.

Üblicherweise beziehen sich die Pumpenkennlinien in den Unterlagen nur auf die Pumpe selbst (nicht auf den Motor). Daher gilt die Leistungsaufnahme (P_2 -Wert, der ebenfalls in den Unterlagen aufgeführt ist) nur für die Leistung, die die Pumpe aufnimmt (siehe Abbildung 1.1.4). Dasselbe gilt für den Wirkungsgrad, der nur die Pumpenkomponente betrifft ($\eta = \eta_p$).

Bei einigen Pumpentypen mit integriertem Motor und ggf. Frequenzumrichter (z. B. Pumpen mit Spaltrohrmotor; siehe Abschnitt 1.2.3), beziehen sich die Kennlinien für Leistungsaufnahme und η -Wert auf Motor und Pumpe. In diesem Fall muss der P_1 -Wert berücksichtigt werden.

Pumpenkennlinien sind generell nach der Norm ISO 9906, Anhang A, dargestellt, in der die Toleranzwerte der Kennlinien definiert sind:

- $Q \pm 9 \%$,
- $H \pm 7 \%$,
- $P \pm 9 \%$,
- $\eta \pm 7 \%$.

Es folgt eine kurze Darstellung der verschiedenen Kennlinien von Pumpen.

Förderhöhe, die QH-Kennlinie

Die QH-Kennlinie zeigt die Förderhöhe, die eine Pumpe bei vorgegebenem Förderstrom leisten kann. Die Förderhöhe wird in Meter Flüssigkeitssäule [mFl] gemessen; üblicherweise wird die Einheit Meter [m] verwendet. Der Vorteil der Einheit [m] als Maßeinheit für die Förderhöhe einer Pumpe besteht darin, dass die QH-Kennlinie nicht durch die Art der zu fördernden Flüssigkeit beeinflusst wird (weitere Informationen finden Sie in Abschnitt 2.2).

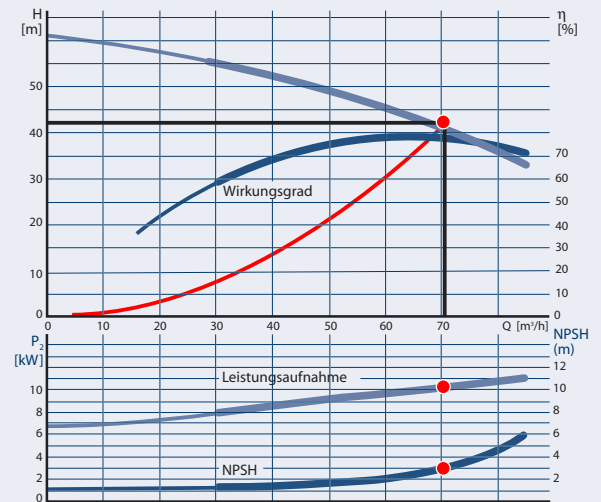


Abb. 1.1.4: Typische Kennlinien einer Kreiselpumpe. Förderhöhe, Leistungsaufnahme, Wirkungsgrad und NPSH werden als Funktion des Förderstroms dargestellt

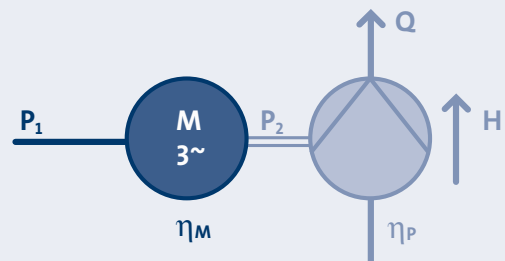


Abb. 1.1.5: Die Kennlinien für Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad beziehen sich üblicherweise nur auf die Pumpe ohne Motor – d. h. P_2 und η_p

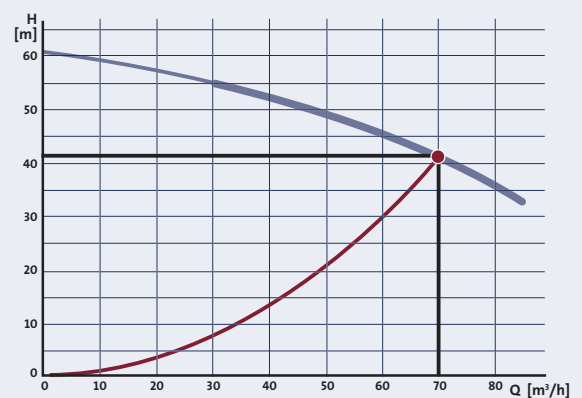


Abb. 1.1.6: Typische QH-Kennlinie einer Kreiselpumpe; geringer Förderstrom bei großer Förderhöhe und hoher Förderstrom bei geringer Förderhöhe

Wirkungsgrad, die η -Kennlinie

Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis zwischen zugeführter und genutzter Energie. Der Wirkungsgrad von Pumpen η_p ist das Verhältnis zwischen der Energie des geförderten Wassers (P_H) und der Energie, die der Welle zugeführt wird (P_2):

$$\eta_p = \frac{P_H}{P_2} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_2}$$

mit:

ρ = Dichte der Flüssigkeit in kg/m^3 ,

g = Fallbeschleunigung in m/s^2 ,

Q = Förderstrom in m^3/s ,

H = Förderhöhe in m.

Für Wasser mit 20 °C kann die hydraulische Leistung mit Q in m^3/h und H in m folgendermaßen berechnet werden:

$$P_H = 2,72 \cdot Q \cdot H [\text{W}]$$

Aus der Wirkungsgrad-Kennlinie ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad vom Betriebspunkt der Pumpe abhängt. Daher ist bei der Wahl einer Pumpe zu beachten, dass sie für die benötigte Förderleistung ausgelegt ist und damit im Bereich des besten Wirkungsgrades arbeitet.

Leistungsaufnahme, die P_2 -Kennlinie

Das Verhältnis zwischen der Leistungsaufnahme der Pumpe und dem Förderstrom ist in Abbildung 1.1.8 dargestellt. Die P_2 -Kennlinie der meisten Kreiselpumpen ähnelt der Kennlinie in Abbildung 1.1.8, der P_2 -Wert steigt mit steigendem Förderstrom.

NPSH-Kennlinie (Net Positive Suction Head; Haltedruckhöhe)

Der NPSH-Wert einer Pumpe ist der Mindestdruck (siehe Abschnitt 2.2.1), der an der Saugseite der Pumpe erforderlich ist, um Kavitation zu verhindern.

Der NPSH-Wert wird in [m] gemessen und hängt vom Förderstrom ab. Wenn der Förderstrom ansteigt, erhöht sich der NPSH-Wert (siehe Abbildung 1.1.9). Weitere Informationen über Kavitation und NPSH finden Sie in Abschnitt 2.2.1.

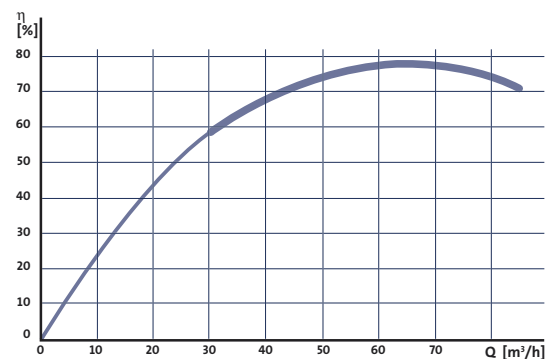


Abb. 1.1.7: Wirkungsgrad-Kennlinie einer typischen Kreiselpumpe

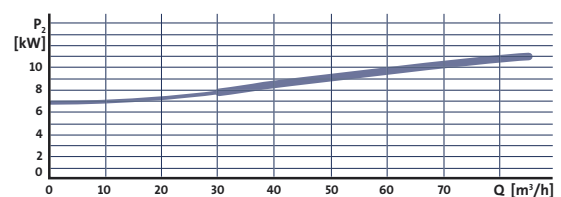


Abb. 1.1.8: Leistungsaufnahme-Kennlinie einer typischen Kreiselpumpe

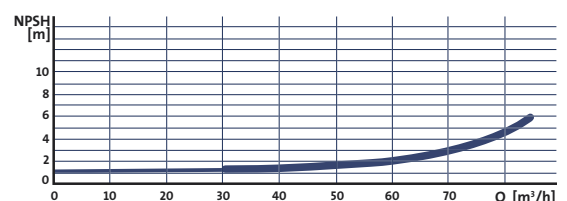


Abb. 1.1.9: NPSH-Kennlinie einer typischen Kreiselpumpe



1.1.3 Eigenschaften der Kreiselpumpe

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Merkmale einer Kreiselpumpe beschrieben. Eine nähere Darstellung der einzelnen Pumpentypen erfolgt später in diesem Kapitel.

- **Die Anzahl der Stufen**

Je nach Anzahl der vorhandenen Laufräder wird eine Kreiselpumpe als einstufig oder mehrstufig bezeichnet.

- **Die Lage der Pumpenwelle**

Einstufige und mehrstufige Pumpen gibt es mit horizontal oder vertikal angeordneter Pumpenwelle. Diese Pumpen werden üblicherweise als horizontale oder vertikale Pumpen bezeichnet. Weitere Informationen finden Sie in Abschnitt 1.1.4.

- **Ein- oder doppelflutige Laufräder**

Je nach Bauweise kann eine Pumpe mit ein- oder doppelflutigen Laufrädern ausgestattet sein. Weitere Informationen finden Sie in Abschnitt 1.1.5.

- **Doppelpumpen**

Es können in einem Gehäuse zwei Pumpen parallel geschaltet werden (siehe Abbildung 1.1.10).

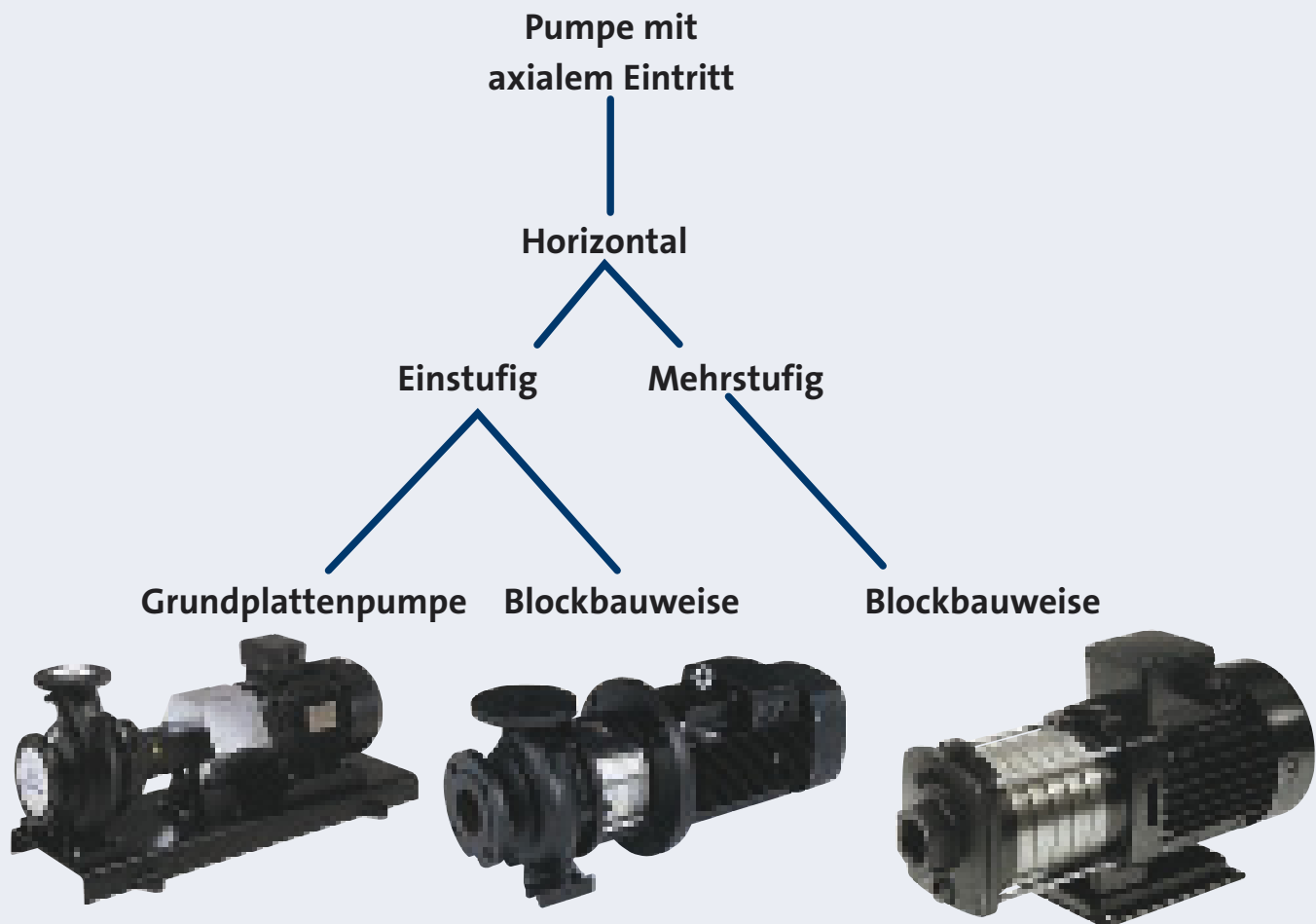
- **Aufbau des Pumpengehäuses**

Man unterscheidet zwei Arten von Pumpengehäusen: Spiralgehäusepumpen und meistens mehrstufige Pumpen mit Leiträdern. Weitere Informationen finden Sie in Abschnitt 1.1.6.

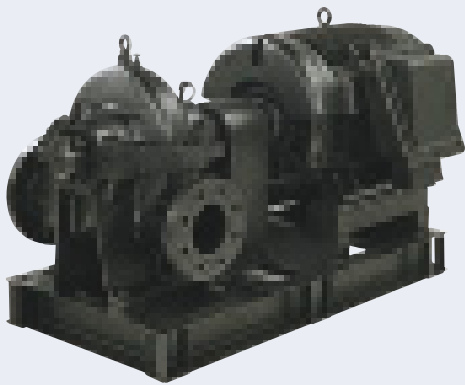
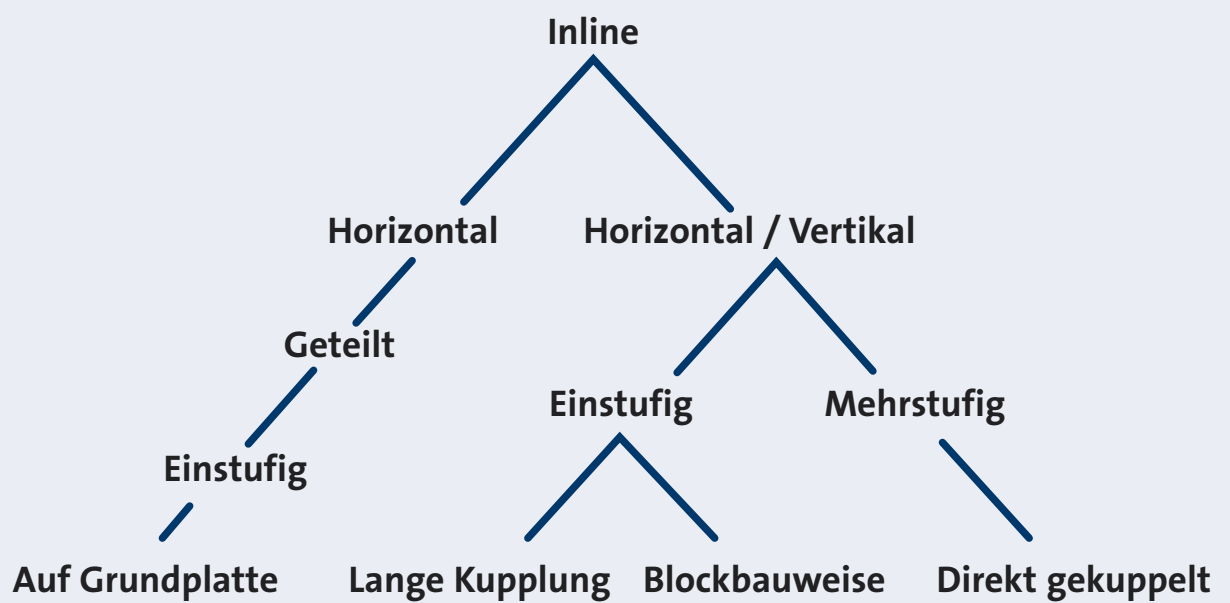


Abb. 1.1.10: Doppelpumpe

1.1.4 Die gebräuchlichsten Bauarten von Kreiselpumpen mit axialem Eintritt und Inlinepumpen



Kreiselpumpe mit axialem Eintritt	=	Die Flüssigkeit läuft direkt in das Laufrad. Saug- und Druckstutzen sind im 90°-Winkel angeordnet. Siehe Abschnitt 1.1.9
Inlinepumpe	=	Saug- und Druckstutzen in einer Linie gegenüberliegend, das ergibt eine einfache Rohrleitungsführung
Pumpe mit geteiltem Gehäuse	=	Pumpe, bei der das Gehäuse in zwei Teile geteilt ist. Siehe Abschnitt 1.2.2
Horizontale Pumpe	=	Pumpe mit horizontaler Pumpenwelle
Vertikale Pumpe	=	Pumpe mit vertikaler Pumpenwelle
Einstufige Pumpe	=	Pumpe mit einem einzelnen Laufrad. Siehe Abschnitt 1.1.7
Mehrstufige Pumpe	=	Pumpe mit mehreren Stufen, die in Reihe geschaltet sind. Siehe Abschnitt 1.1.8
Grundplattenpumpe	=	Pumpe, die über eine flexible Kupplung mit dem Motor verbunden ist. Motor und Pumpe haben getrennte Lagerkonstruktionen. Siehe Abschnitt 1.1.9
Blockbauweise	=	Pumpe, die über eine starre Kupplung mit dem Motor verbunden ist. Siehe Abschnitt 1.1.9



1.1.5 Laufradtypen (Axialkräfte)

Eine Kreislumppe erzeugt einen Druck, der sowohl auf die stationären als auch auf die rotierenden Teile der Pumpe Kräfte ausübt.

Die Pumpenteile sind so konstruiert, dass sie diese Kräfte aufnehmen. Wenn sich die axialen und radialen Kräfte in der Pumpe nicht ausgleichen, müssen die Kräfte bei der Auswahl des Pumpen-Antriebssystems berücksichtigt werden (Schräggugellager im Motor). In Pumpen können große Axialkräfte auftreten (Abbildungen 1.1.11 und 1.1.12). Dieser sogenannte Axial Schub wird auf folgende Weise ausgeglichen:

- Mechanisch über Drucklager. Diese Lagerbauart ist speziell dafür ausgelegt, den Axial Schub der Pumpe aufzunehmen.
- Durch Entlastungsbohrungen im Laufrad (siehe Abbildung 1.1.13)
- Durch Entlastungsbohrungen im Laufrad und Drosselspalt auf der Rückseite des Laufrades (siehe Abbildung 1.1.14)
- Durch dynamische Gegenkräfte von der Rückseite des Laufrades (siehe Abbildung 1.1.15)
- Der Axial Schub kann auch durch die Verwendung von zweiflutigen Laufrädern verhindert werden (siehe Abbildung 1.1.16).

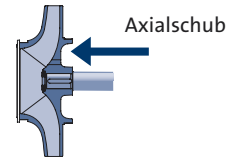


Abb. 1.1.11: Einzellauftrad

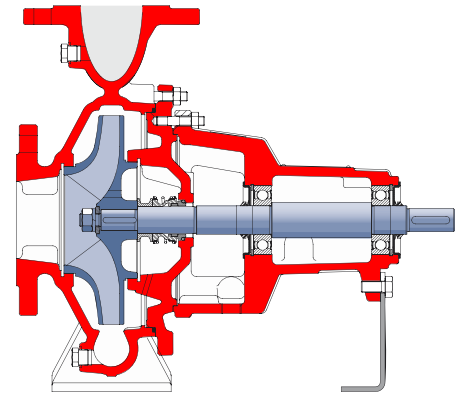


Abb. 1.1.12: Normpumpe mit einflutigen Laufrad

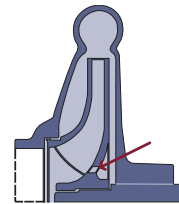


Abb. 1.1.13: Ausgleich des Axial Schubs in einer einstufigen Kreislumppe nur mit Ausgleichsbohrungen

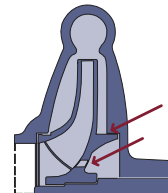


Abb. 1.1.14: Ausgleich des Axial Schubs in einer einstufigen Kreislumppe mit Drosselspalt und Entlastungsbohrungen

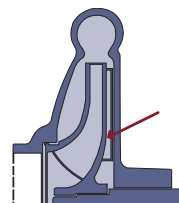


Abb. 1.1.15: Ausgleich des Axial Schubs in einer einstufigen Kreislumppe durch Schaufeln auf der Rückseite der Laufräder

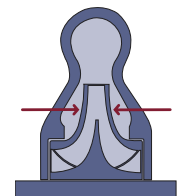


Abb. 1.1.16: Ausgleich des Axial Schubs durch zweiflutiges Laufrad



1.1.6 Gehäusetypen (Radialkräfte)

Die Radialkräfte entstehen durch den statischen Druck im Gehäuse. Dadurch können Wellendurchbiegungen auftreten und zu Berührungen zwischen Laufrad und Gehäuse führen. Größe und Richtung der Radialkraft hängen von Förderstrom und Förderhöhe ab.

Die hydraulischen Radialkräfte können durch die Konstruktion des Pumpengehäuses beeinflusst werden. Zwei verschiedene Gehäusetypen sind zu erwähnen: das Spiralgehäuse und das Doppelspiralgehäuse. Wie in Abbildung 1.1.18 dargestellt, sind beide Gehäuse spiralförmig. Der Unterschied zwischen beiden liegt darin, dass die Doppelspirale über eine Leitschaufel verfügt.

Bei der Spiralgehäusepumpe herrscht im Punkt des optimalen Wirkungsgrads ein symmetrischer Druck in der Spirale, d. h. es tritt keine Radialkraft auf. Bei allen anderen Betriebspunkten ist der Druck um das Laufrad jedoch nicht gleichmäßig, deshalb entsteht eine freie Radialkraft.

Wie aus Abbildung 1.1.19 zu ersehen ist, entwickelt das Doppelspiralgehäuse bei beliebigem Betriebspunkt eine konstant niedrige Radialkraft.

In mehrstufigen Pumpen werden Leiträder (Abbildung 1.1.20) verwendet. Diese haben die gleiche Funktion wie Spiralgehäuse. Die Flüssigkeit wird von einem Laufrad zum nächsten weitergeleitet, gleichzeitig wird die Geschwindigkeit des Wassers verringert und der dynamische Druck in statischen Druck umgewandelt. Wegen der kreisförmigen Bauweise der Leiträder wirken keine Radialkräfte.

1.1.7 Einstufige Pumpen

Einstufige Pumpen werden im Allgemeinen für Anwendungen eingesetzt, die nicht mehr als 150 m Gesamtförderhöhe erfordern. Normalerweise arbeiten einstufige Pumpen im Bereich von 2 bis 100 m Förderhöhe.

Die einstufigen Pumpen haben im Verhältnis zum Förderstrom eine geringe Förderhöhe (siehe Abbildung 1.1.3). Einstufige Pumpen gibt es in vertikaler und horizontaler Bauart (siehe Abbildungen 1.1.21 und 1.1.22).

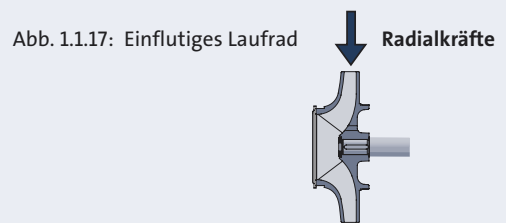


Abb. 1.1.17: Einflutiges Laufrad

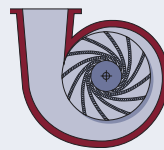
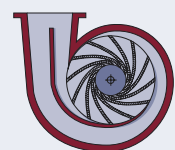


Abb. 1.1.18: Spiralgehäuse



Doppelspiralgehäuse

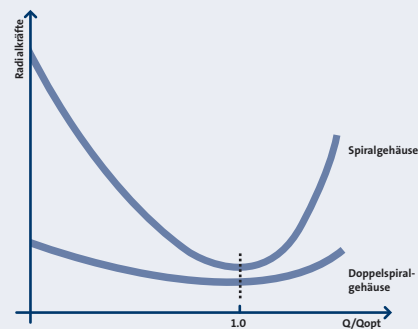


Abb. 1.1.19: Radialkraft bei Spiral- und Doppelspiralgehäusen

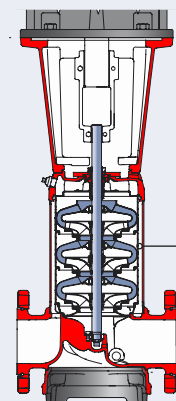


Abb. 1.1.20: Vertikale mehrstufige Kreiselpumpe in Inlinebauweise mit Leiträdern

Leiträder

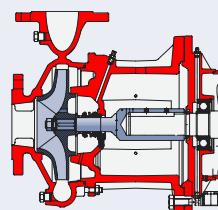


Abb. 1.1.21: Horizontale einstufige Pumpe mit axialem Eintritt in Blockbauweise

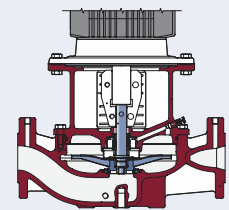


Abb. 1.1.22: Vertikale einstufige Inlinepumpe in Blockbauweise

1.1.8 Mehrstufige Pumpen

Mehrstufige Pumpen werden eingesetzt, wenn große Förderhöhen benötigt werden. Hierbei werden mehrere Stufen aneinander gereiht, und der Förderstrom wird jeweils vom Austritt der einen Stufe zum Eintritt der nächsten Stufe weitergeleitet. Die Gesamtförderhöhe einer mehrstufigen Pumpe entspricht der Summe der Förderhöhen der einzelnen Stufen.

Der Vorteil von mehrstufigen Pumpen besteht darin, dass sie im Verhältnis zum Förderstrom eine große Förderhöhe bewältigen. Die mehrstufigen Pumpen gibt es (wie einstufige Pumpen) in vertikaler und horizontaler Bauweise (siehe Abbildungen 1.1.23 und 1.1.24).

1.1.9 Pumpen auf Grundplatte und in Blockbauweise

Pumpen auf Grundplatte

Dieser Pumpentyp ist mit einer flexiblen Kupplung ausgestattet, die Pumpe und Motor verbindet. Die Kupplung ist entweder als Normalkupplung oder als Ausbaukupplung ausgeführt.

Wenn die Pumpe über eine Normalkupplung mit dem Motor verbunden ist, muss der Motor bei Arbeiten an der Pumpe ausgebaut werden. Pumpe und Motor müssen bei der Montage neu ausgerichtet werden (siehe Abbildung 1.1.25).

Ist die Pumpe mit einer Ausbaukupplung ausgestattet, können Arbeiten an der Pumpe ohne Demontage des Motors ausgeführt werden. Ein Ausrichten ist daher nicht erforderlich (siehe Abbildung 1.1.26).

Blockbauweise

Pumpen in Blockbauweise können auf zweierlei Art konstruiert werden: Entweder wird das Laufrad direkt auf die verlängerte Motorwelle montiert, oder die Pumpe hat einen Normmotor und eine starre Kupplung oder Ausbaukupplung (siehe Abbildungen 1.1.27 und 1.1.28).

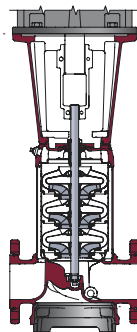


Abb. 1.1.23: Vertikale mehrstufige Pumpe in Inlinebauweise

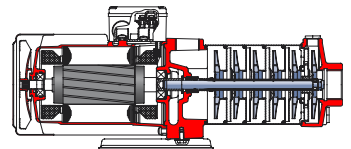


Abb. 1.1.24: Horizontale mehrstufige Pumpe mit axialem Eintritt

Abb. 1.1.25: Pumpe auf Grundplatte mit Normalkupplung

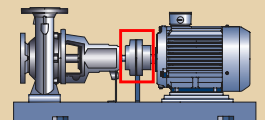


Abb. 1.1.26: Pumpe auf Grundplatte mit Ausbaukupplung

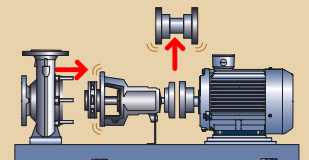
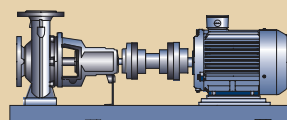


Abb. 1.1.27: Blockbauweise mit starrer Kupplung

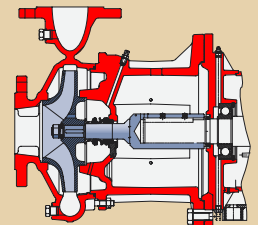
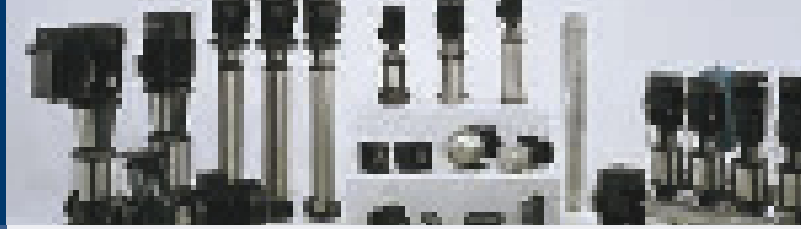


Abb. 1.1.28: Verschiedene Kupplungstypen

	Normalkupplung	Ausbaukupplung (Option)
Grundplattenpumpe mit flexibler Kupplung		
Blockpumpe mit starrer Kupplung		



1.2.1 Normpumpen

Für Kreiselpumpen gelten verschiedene internationale Normen. Viele Länder haben eigene Normen, die sich mehr oder weniger überschneiden. Eine Normpumpe ist eine Pumpe, die den offiziellen Richtlinien z. B. bezüglich des Betriebsbereiches der Pumpe entspricht. Im Folgenden sind einige Beispiele für internationale Normen für Pumpen aufgeführt:

- EN 733 (DIN 24255) gilt für Kreiselpumpen mit axialem Saugstutzen, die auch als Wassernormpumpen mit einem Nenndruck (PN) von 10 bar bekannt sind.
- EN 22858 (ISO 2858) gilt für Kreiselpumpen, die auch als Chemienormpumpen mit einem Nenndruck (PN) von 16 bar bekannt sind (siehe Anhang K).

Die genannten Normen regeln die Einbaumaße und die Betriebsbereiche der verschiedenen Pumpentypen. Die hydraulischen Komponenten dieser Pumpentypen variieren je nach Hersteller. Für diese Teile sind keine internationalen Normen aufgestellt.

Die Normpumpen bieten dem Anwender verschiedene Vorteile im Hinblick auf Service, Ersatzteilversorgung und Wartung.

1.2.2 Pumpen mit geteiltem Gehäuse

Eine Pumpe mit geteiltem Gehäuse ist eine Pumpe, deren Gehäuse axial in zwei Teile geteilt ist. Abbildung 1.2.4 zeigt eine einstufige horizontal geteilte Pumpe mit Doppel-Laufrad. Die zweiflutige Konstruktion hebt den Axialschub praktisch auf und sorgt für eine längere Lebensdauer der Lager. Geteilte Pumpen haben einen hohen Wirkungsgrad und einen großen Leistungsbereich und sind einfach zu warten.



Abb. 1.2.1: Normpumpe auf Grundplatte

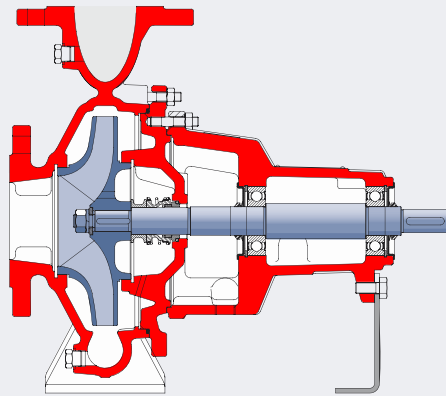


Abb. 1.2.2: Normpumpe mit freiem Wellenende

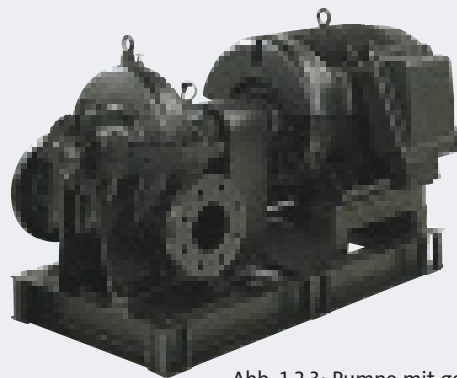


Abb. 1.2.3: Pumpe mit geteiltem Gehäuse auf Grundplatte

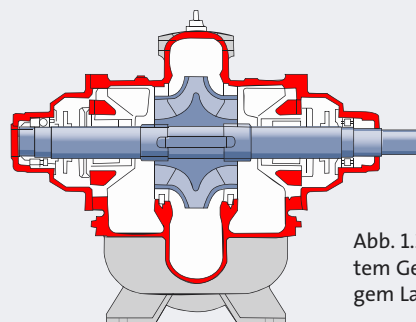


Abb. 1.2.4: Pumpe mit geteiltem Gehäuse und zweiflutigem Laufrad

1.2.3 Hermetisch abgedichtete Pumpen

Man kann sich vorstellen, dass die Welle einer Pumpe an ihrem Eintritt abgedichtet werden muss. Meistens erfolgt dies durch eine Gleitringdichtung (siehe Abbildung 1.2.5). Der Nachteil der Gleitringdichtung liegt in ihrer mangelhaften Eignung bei der Förderung toxischer oder aggressiver Medien, da es bauartbedingt immer zu kleinen Leckagen kommt. Diese Probleme lassen sich bis zu einem gewissen Grad mit einer doppelt wirkenden Gleitringdichtung lösen. Eine weitere Lösung besteht in der Verwendung einer hermetisch abgedichteten Pumpe.

Man unterscheidet zwei Arten von hermetisch abgedichteten Pumpen: Spaltrohrmotorpumpen und Pumpen mit Magnetantrieb. In den folgenden Abschnitten werden diese beiden Pumpentypen beschrieben.

Spaltrohrmotorpumpen

Eine Spaltrohrmotorpumpe ist eine hermetische abgedichtete Pumpe, bei der Motor und Pumpe ohne Dichtung in einer Einheit integriert sind (siehe Abbildungen 1.2.6 und 1.2.7). Das Fördermedium füllt den Rotorraum, der vom Stator durch ein dünnes Spaltrohr getrennt ist. Das Spaltrohr dient als hermetisch abdichtende Sperre zwischen Flüssigkeit und Stator. Chemiepumpen sind aus Werkstoffen gefertigt, die aggressiven Flüssigkeiten standhalten (z. B. Kunststoffe oder Edelstahl).

Der am häufigsten verwendete Spaltrohrmotorpumpentyp ist die Umwälzpumpe. Sie wird vor allem in Heizkreisen verwendet, da die Bauweise einen geräuscharmen und wartungsfreien Betrieb ermöglicht.

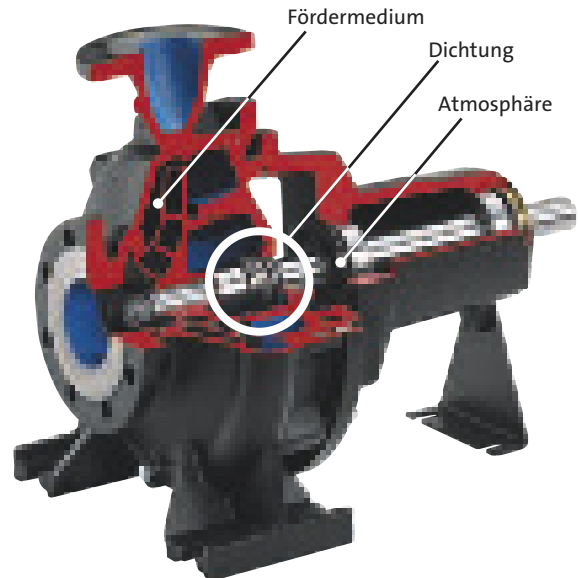


Abb. 1.2.5: Beispiel einer Normpumpe mit Gleitringdichtung

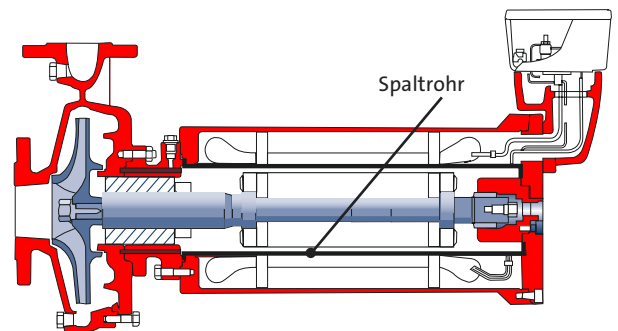


Abb. 1.2.6: Chemiepumpe mit Spaltrohr

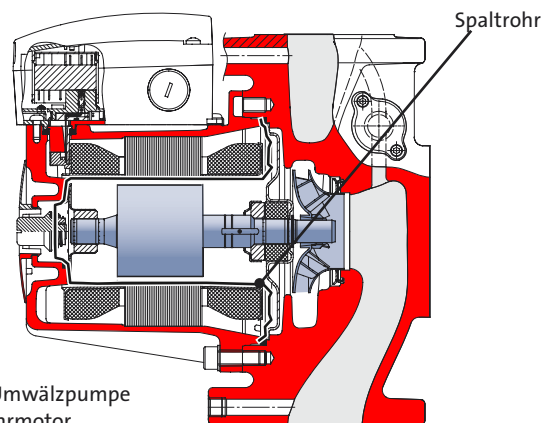
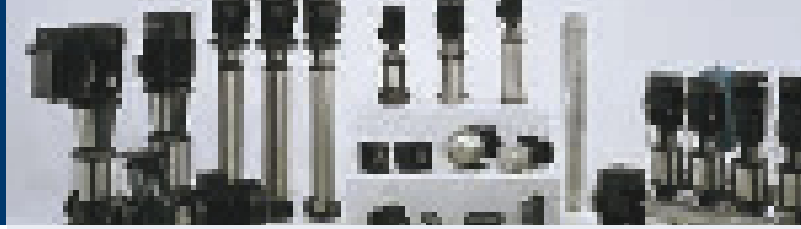


Abb. 1.2.7: Umwälzpumpe mit Spaltrohrmotor



Pumpen mit Magnetantrieb

In letzter Zeit sind die Pumpen mit Magnetantrieb zur Förderung aggressiver und toxischer Flüssigkeiten immer beliebter geworden.

Wie in Abbildung 1.2.8 dargestellt, enthält die magnetangetriebene Pumpe zwei Magnetgruppen: den Innenmagneten und den Außenmagneten. Ein nicht magnetisierbares Spaltrohr trennt diese beiden Gruppen. Das Spaltrohr dient als hermetisch abdichtende Sperre zwischen Flüssigkeit und Atmosphäre. Wie aus Abbildung 1.2.9 hervorgeht, sind die Außenmagnete mit dem Pumpenantrieb und die Innenmagnete mit der Pumpenwelle verbunden. Das Drehmoment des Pumpenantriebs wird durch magnetische Kräfte auf die Pumpenwelle übertragen. Das Fördermedium dient als Schmiermittel für die Lager in der Pumpe. Daher ist für die Lager eine ausreichende Entlüftung der Pumpe von entscheidender Bedeutung.

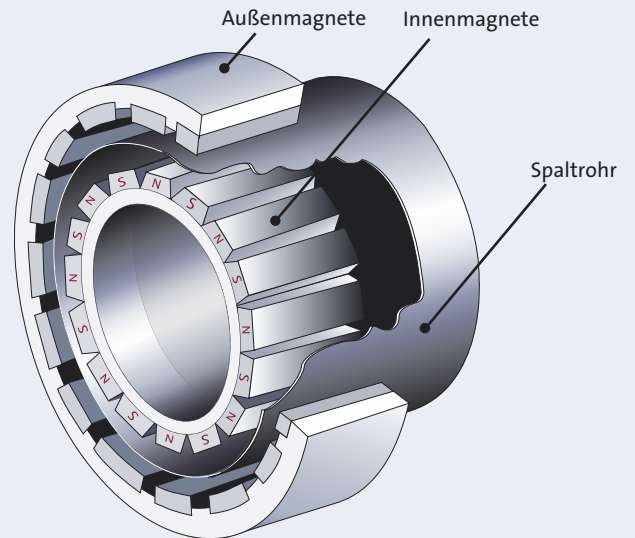


Abb. 1.2.8: Aufbau des Magnetantriebs

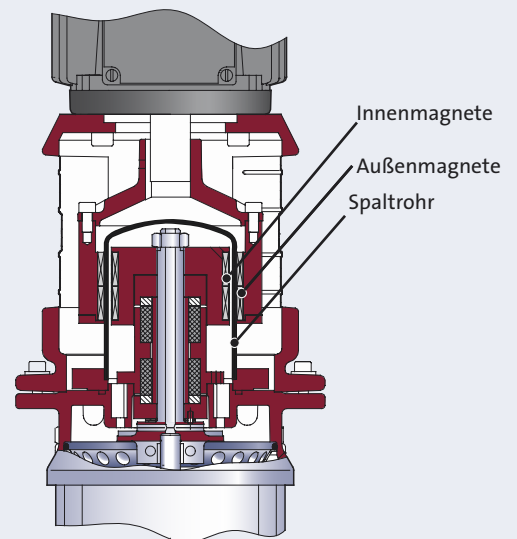


Abb. 1.2.9: Mehrstufige Pumpe mit Magnetantrieb

1.2.4 Prozesspumpen

Prozesspumpen werden vor allem in der Lebensmittel-, Getränke-, Pharmaindustrie und in der Biotechnologie verwendet, wo es darauf ankommt, dass das Fördermedium behutsam behandelt wird und dass die Pumpen leicht zu reinigen sind.

Um die Anforderungen der Verfahren in diesen Industriezweigen zu erfüllen, müssen die Pumpen Oberflächenqualitäten mit Rautiefen zwischen $Ra\ 3,2$ und $0,4\ \mu m$ besitzen. Diese Anforderungen werden am besten erfüllt, wenn als Werkstoff geschmiedeter oder tiefgezogener, gewalzter Edelstahl verwendet wird (siehe Abbildung 1.2.12). Die genannten Werkstoffe haben eine glatte, porenfreie Oberfläche und können leicht bearbeitet werden, um diese genannten Oberflächenanforderungen zu erfüllen.

Als wichtigstes Merkmal einer Prozesspumpe gilt, dass sie problemlos zu reinigen und zu warten ist.

Die führenden Hersteller von Prozesspumpen haben ihre Produkte so konstruiert, dass sie folgende Standards erfüllen:

EHEDG – European Hygienic Equipment Design Group

QHD – Qualified Hygienic Design

3-A – Sanitärstandards:

3A0/3A1: Industrie-/Hygienestandard

$Ra \leq 3,2\ \mu m$

3A2: Sterilität

$Ra \leq 0,8\ \mu m$

3A3: Sterilität

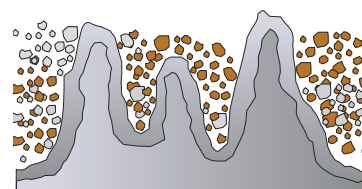
$Ra \leq 0,4\ \mu m$



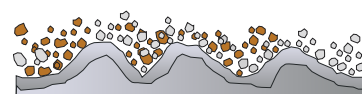
Abb. 1.2.10: Prozesspumpe



Abb.1.2.11: Selbstansaugende Seitenkanal-Prozesspumpe



Sandguss



Präzisionsguss



Gewalzter Stahl

Abb.1.2.12: Rauigkeit von Werkstoffoberflächen



1.2.5 Abwasserpumpen

Eine Abwasserpumpe ist eine geschlossene Einheit von Pumpe und Motor. Aufgrund ihrer Bauweise ist eine Abwasserpumpe für den Nasseinbau in Schächten geeignet. Für die Unterwasseraufstellung mit automatischen Kupplungssystemen werden die Pumpen über Gleitschienen eingebaut. Das automatische Kupplungssystem erleichtert die Wartung, die Reparatur und das Auswechseln der Pumpe. Aufgrund der Einbauart der Pumpe muss man für Servicearbeiten an der Pumpe nicht in den Schacht klettern. Stattdessen wird die Pumpe von außerhalb automatisch angeschlossen oder abgekuppelt. Abwasserpumpen können auch wie herkömmliche Pumpen in vertikaler oder horizontaler Lage trocken aufgestellt werden. Auch diese Anlagen sind wartungs- und reparaturfreundlich und ermöglichen den Weiterbetrieb der Pumpe, wenn der trockene Schacht geflutet wird (siehe Abbildung 1.2.14).

Abwasserpumpen müssen meistens in der Lage sein, große Partikel zu fördern. Deshalb sind sie mit speziellen Laufrädern ausgerüstet, die nicht blockieren oder verstopfen. Es gibt verschiedene Laufradtypen: Einkanalräder, Zweikanalräder, Drei- und Vierkanalräder und Freistromräder. Abbildung 1.2.15 zeigt den Aufbau dieser unterschiedlichen Laufradtypen.

Abwasserpumpen sind üblicherweise mit einem trockenen Motor der Schutzart IP68 ausgerüstet (weitere Informationen über IP-Schutzarten finden Sie in Abschnitt 1.4.1). Motor und Pumpe haben eine gemeinsame Welle mit doppeltwirkender Gleitringdichtung in einer Ölzwischenkammer (siehe Abbildung 1.2.13). Je nach Art der Bauart und Installation sind Abwasserpumpen in der Lage, im Aussetzbetrieb oder im Dauerbetrieb zu arbeiten.

Abb.1.2.13: Detail einer Abwasserpumpe für die Nassaufstellung

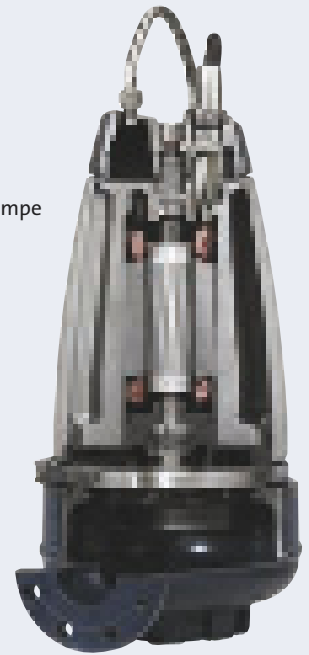
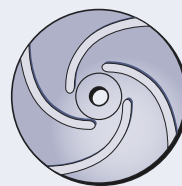
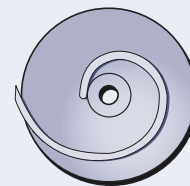


Abb. 1.2.14: Abwasserpumpe für die Trockenaufstellung

Freistromrad



Einkanalrad



Zweikanalrad

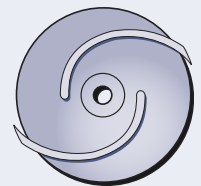


Abb. 1.2.15: Laufradtypen für Abwasser

1.2.6 Eintauchpumpen

Eine Eintauchpumpe taucht mit der eigentlichen Pumpe in die Förderflüssigkeit ein, während der Motor im Trockenen verbleibt. Eintauchpumpen werden normalerweise auf Tanks oder Behältern oder an deren Wandung installiert. Sie werden u. a. in der Werkzeugmaschinenindustrie, z. B. in Elektroerodiermaschinen, Schleifmaschinen, Bearbeitungszentren und Kühleinheiten oder in anderen industriellen Anwendungen mit Tanks oder Behältern, wie z. B. industriellen Wasch- und Filtersystemen, eingesetzt.

Die Pumpen für Werkzeugmaschinen werden in zwei Gruppen eingeteilt: Pumpen für die reine Seite und für die unreine Seite von Filtern. Auf der reinen Seite werden normalerweise Pumpen mit geschlossenen Laufrädern verwendet, da diese bei Bedarf einen hohen Wirkungsgrad und Druck liefern. Auf der unreinen Seite des Filters werden oft Pumpen mit halboffenen Laufrädern verwendet, mit denen die Abfuhr von Metallspänen und Partikeln möglich ist.

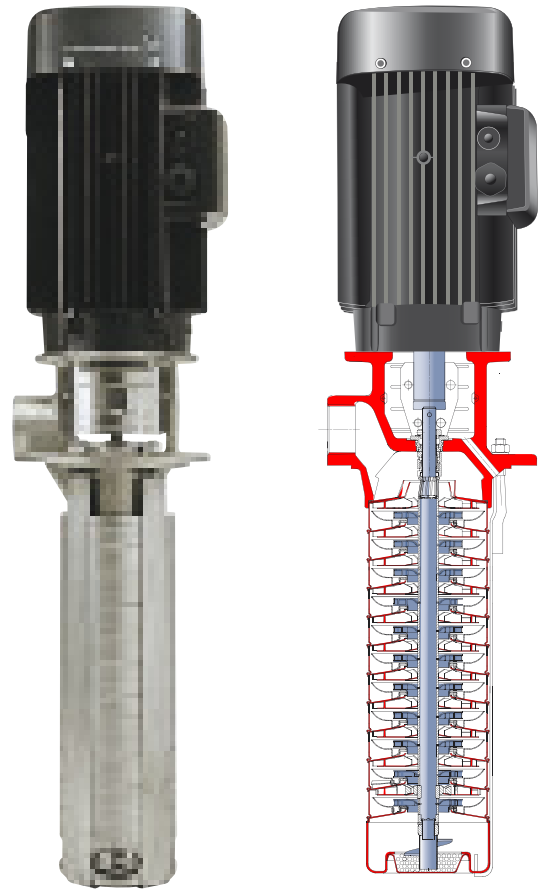
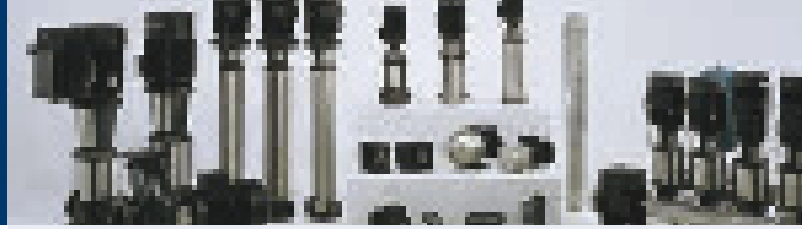


Abb. 1.2.16: Eintauchpumpe



1.2.7 Bohrlochpumpen

Bohrlochpumpen werden in zwei Typen unterteilt: Die Unterwasserpumpe mit Unterwassermotor und die Bohrlochwellenpumpe mit einem Normmotor, der über eine lange Welle mit der Pumpe verbunden ist. Diese Pumpen werden vor allem zur Wasserversorgung und Bewässerung eingesetzt. Beide Pumpentypen sind zur Installation in tiefen und engen Bohrlöchern ausgelegt und haben einen geringen Durchmesser. Sie sind daher länger als andere Pumpentypen (siehe Abbildung 1.2.17).

Unterwasserpumpen sind speziell zum Eintauchen in Flüssigkeiten ausgelegt und verfügen daher über einen Unterwassermotor der Schutzart IP68. Die Pumpen werden fast immer als mehrstufige Ausführung angeboten und sind im Kopfstück meistens mit einem Rückschlagventil ausgerüstet.

Heute sind die Bohrlochwellenpumpen fast vollständig durch Unterwasserpumpen verdrängt. Die lange Welle der Bohrlochwellenpumpe ist ein Nachteil, da Aufstellung und Service dadurch relativ schwierig und teuer werden. Da die Bohrlochwellenpumpe luftgekühlt ist, wird sie häufig noch in industriellen Anwendungen eingesetzt, um heißes Wasser aus offenen Tanks zu pumpen. Die Unterwasserpumpe kann nicht bei hohen Temperaturen eingesetzt werden, da der Motor von der Förderflüssigkeit gekühlt wird.

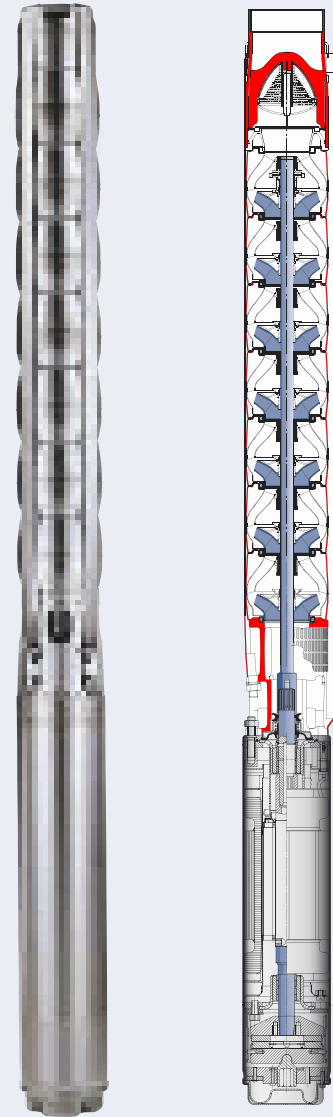


Abb. 1.2.17: Unterwasserpumpe

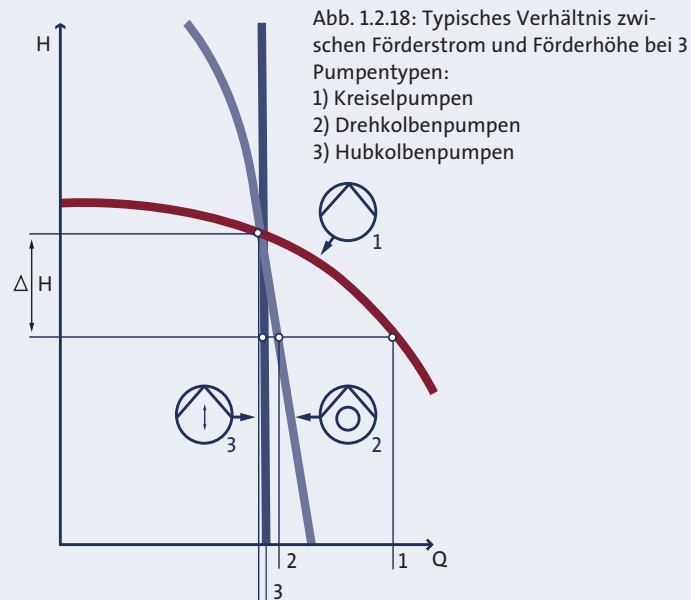
1.2.8 Verdrängerpumpen

Verdrängerpumpen liefern einen annähernd konstanten Förderstrom bei fester Drehzahl, auch bei Änderungen des Gegendrucks. Die zwei wichtigsten Typen von Verdrängerpumpen sind:

- Drehkolbenpumpen
- Hubkolbenpumpen

Rechts sind die Unterschiede zwischen einer Kreiselpumpe, einer Drehkolbenpumpe und einer Hubkolbenpumpe in Bezug auf die Kennlinien dargestellt (Abbildung 1.2.18). Die Unterschiede liegen in der Reaktion des Förderstroms auf Änderungen des Gegendrucks.

Bei der Kreiselpumpe ändert sich der Förderstrom erheblich, bei der Drehkolbenpumpe nur um einen kleinen Betrag, und bei der Hubkolbenpumpe bleibt der Förderstrom nahezu konstant. Warum unterscheiden sich jedoch die Kennlinien von Drehkolbenpumpen und Hubkolbenpumpen? Bei Drehkolbenpumpen ist die tatsächliche Dichtungsfläche größer als bei Hubkolbenpumpen. Daher sind die Spaltverluste bei der Drehkolbenpumpe größer, auch wenn beide Pumpen mit denselben Toleranzwerten ausgelegt sind.



Die Pumpen sind normalerweise mit minimalen Spalten ausgelegt, um den bestmöglichen Wirkungsgrad und eine optimale Saugfähigkeit zu erzielen. Allerdings ist es in manchen Fällen erforderlich, die Spalte zu vergrößern, z. B. wenn hochviskose Medien, Flüssigkeiten mit Partikeln oder Flüssigkeiten mit hoher Temperatur gefördert werden.

Die Verdrängerpumpen pulsieren, d. h. der Förderstrom innerhalb eines Zyklus ist nicht konstant. Die Änderungen bei der Strömung und Geschwindigkeit führen aufgrund des Durchflusswiderstands im Leitungssystem und in den Ventilen zu Druckschwankungen.

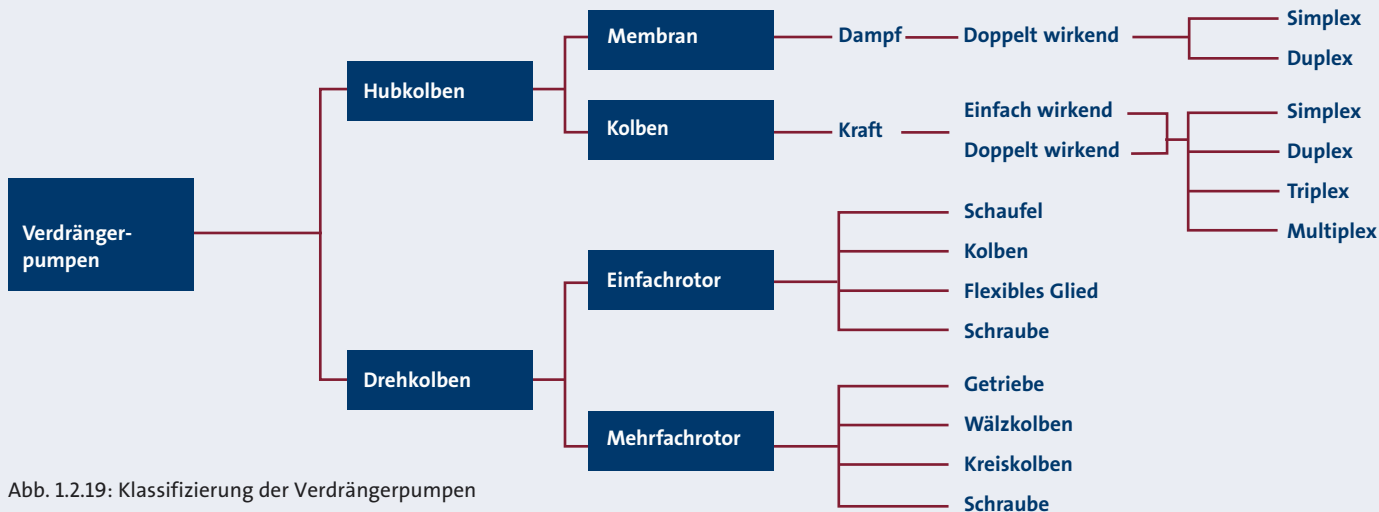


Abb. 1.2.19: Klassifizierung der Verdrängerpumpen



Dosierpumpen

Die Dosierpumpe gehört zur Familie der Verdrängerpumpen und ist normalerweise eine Membranpumpe. Membranpumpen sind leckagefrei, da die Membran die Flüssigkeit von der Umgebung trennt.

Die Membranpumpe ist mit zwei Rückschlagventilen ausgerüstet – eines auf der Saugseite, das andere auf der Druckseite der Pumpe. Bei kleineren Membranpumpen wird die Membran durch einen Stößel betätigt, der mit einem Elektromagneten verbunden ist (siehe Abbildung 1.2.21).

Bei größeren Membranpumpen wird die Membran über eine Verbindungsstange von einer Nockenwelle betätigt. Die Nockenwelle wird von einem asynchronen Normmotor angetrieben (siehe Abbildung 1.2.22).

Der Förderstrom einer Membranpumpe wird entweder durch die Änderung der Hublänge und/oder der Hubfrequenz eingestellt. Zur Erweiterung des Betriebsbereichs, können größere Membranpumpen über einen Frequenzumrichter angetrieben werden (siehe Abbildung 1.2.22).

Bei einer neueren Art von Membranpumpe wird die Membran durch eine exzentrisch angetriebene Verbindungsstange betätigt, die von einem Schrittmotor oder einem Synchronmotor angetrieben wird (siehe Abbildungen 1.2.20 und 1.2.23). Durch den Einsatz des Schrittmotors wird der Regelbereich der Pumpe vergrößert und deren Genauigkeit wesentlich verbessert. Bei dieser Konstruktion muss die Hublänge der Pumpe nicht mehr eingestellt werden, da die Regelung über den Schrittmotor erfolgt. Durch diese Optimierung erhält die Pumpe hervorragende Betriebseigenschaften.

Auf diese Weise ist es einfach, Saugseite und Druckseite der Pumpe optimal zu steuern. Im Vergleich zu herkömmlichen elektromagnetisch betriebenen Membranpumpen, die stark pulsierend arbeiten, ermöglichen die mit einem Schrittmotor angetriebenen Membranpumpen eine wesentlich gleichmäßigere Dosierung von Zusätzen.



Abb. 1.2.20: Dosierpumpe

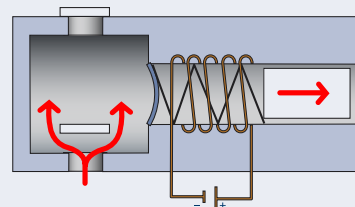
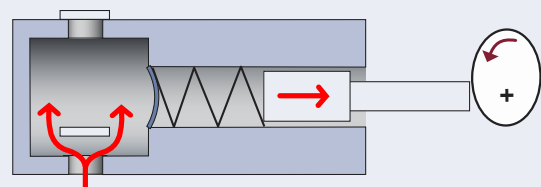
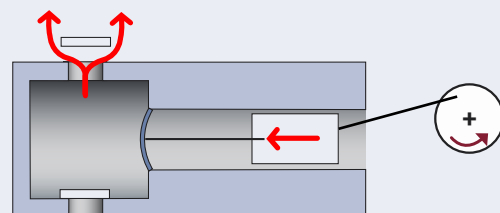


Abb.1.2.21: Magnetantrieb



1.2.22: Nockenantrieb



1.2.23: Kurbelantrieb mit fester Membrananlenkung

Abschnitt 1.3: Gleitringdichtungen

- 1.3.1 Komponenten und Funktionsweise der Gleitringdichtung
- 1.3.2 Entlastete und nichtentlastete Dichtungen
- 1.3.3 Gleitringdichtungstypen
- 1.3.4 Werkstoffkombinationen für Dichtungsflächen
- 1.3.5 Faktoren, von denen die Dichtungsleistung beeinflusst wird



Abschnitt 1.3

Gleitringsdichtungen

Seit Mitte der 1950er Jahre haben sich Gleitringdichtungen gegenüber der traditionellen Stopfbuchse als Wellendichtung zunehmend durchgesetzt. Im Vergleich zu den Stopfbuchsen bieten die Gleitringdichtungen folgende Vorteile:

- Sie halten bei kleineren Verschiebungen und Vibrationen an der Welle dicht.
- Sie brauchen nicht eingestellt zu werden.
- Die Dichtungsflächen haben eine geringere Reibung und dadurch minimale Leistungsverluste.
- Die Welle gleitet nicht an den Dichtungskomponenten entlang und wird daher auch nicht durch Verschleiß beschädigt (geringere Reparaturkosten).

Die Gleitringdichtung ist der Teil der Pumpe, der das Medium von der Atmosphäre trennt. Abbildung 1.3.1 zeigt verschiedene Pumpentypen, die mit Gleitringdichtungen ausgerüstet sind.

Die Mehrzahl der Gleitringdichtungen ist nach der Europäischen Norm EN 12756 gefertigt.

Zur Auswahl einer bestimmten Gleitringdichtung müssen die folgenden Informationen über die Eigenschaften des Fördermediums und die Beständigkeit der Dichtung gegenüber dem Fördermedium bestimmt werden:

- Art des Fördermediums
- Druck, dem die Gleitringdichtung ausgesetzt ist
- Drehzahl, der die Gleitringdichtung ausgesetzt ist
- Einbaumaße

Auf den folgenden Seiten sind die Funktionsweise einer Gleitringdichtung, die verschiedenen Dichtungstypen, die Werkstoffe für Gleitringdichtungen und die Faktoren erläutert, die sich auf die Leistungsfähigkeit einer Gleitringdichtung auswirken.

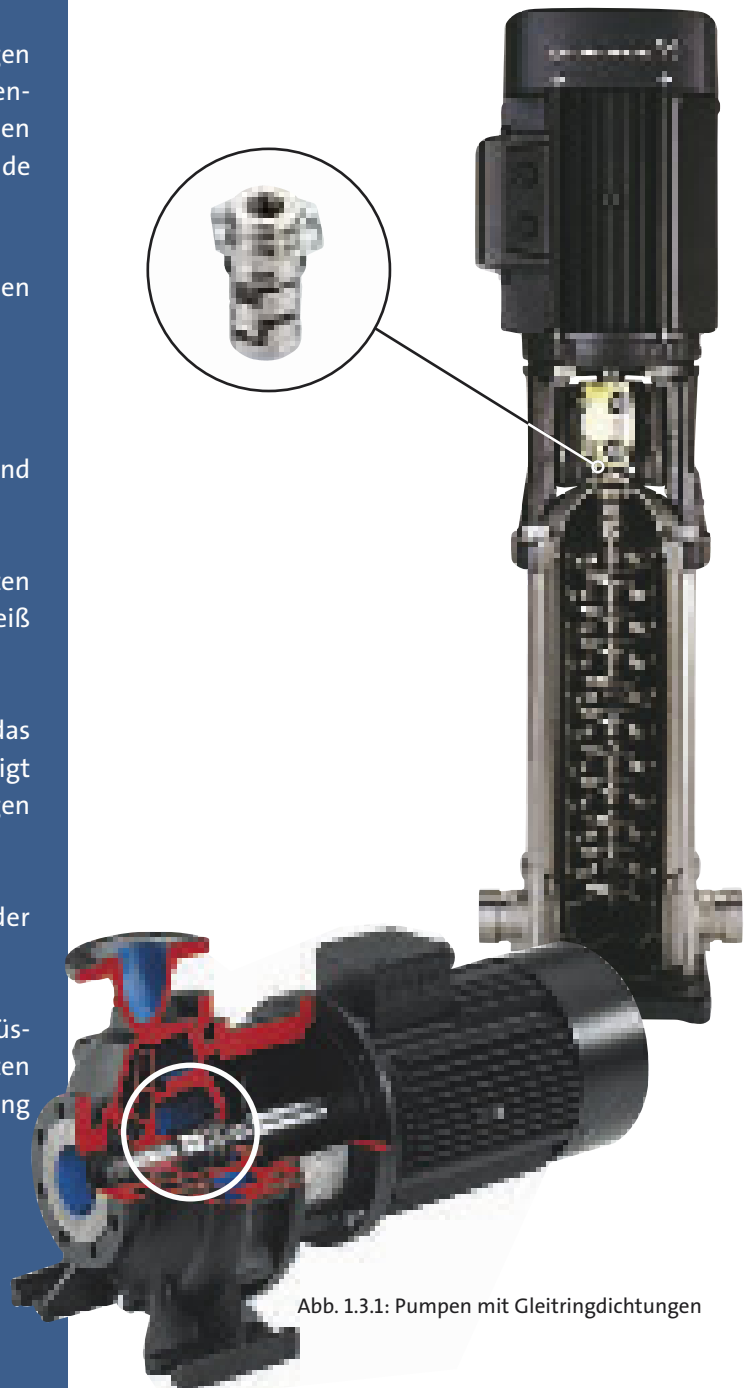


Abb. 1.3.1: Pumpen mit Gleitringdichtungen

1.3.1 Komponenten und Funktionsweise der Gleitringdichtung

Die Gleitringdichtung besteht aus zwei Hauptbaugruppen: einer rotierenden und einer stationären Gruppe. Diese Baugruppen bestehen aus den in Abbildung 1.3.2 aufgeführten Teilen. In Abbildung 1.3.3 ist dargestellt, wie die verschiedenen Teile der Gleitringdichtung angeordnet sind.

- Der stationäre Teil ist im Pumpengehäuse eingebaut. Der rotierende Teil der Dichtung sitzt auf der Pumpenwelle und dreht sich während des Pumpenbetriebs.
- Die beiden Primärdichtungsflächen werden durch den Federdruck und den Druck des Fördermediums gegeneinander gepresst. Während des Betriebs bildet sich in dem engen Spalt zwischen den beiden Dichtungsflächen ein Schmierfilm aus dem Fördermedium. Dieser Film verdampft, bevor er in die Atmosphäre gelangt und macht dadurch die Gleitringdichtung flüssigkeitsdicht (siehe Abbildung 1.3.4).
- Die Sekundärdichtungen dichten die Gleitringdichtung gegen die Welle ab.
- Die Dichtungsflächen werden von der Feder mechanisch zusammengepresst.
- Der Mitnehmer überträgt das Drehmoment von der Welle auf die Dichtung. Bei Balgdichtungen wird das Drehmoment direkt über den Balg übertragen.

Dichtungsspalt

Beim Betrieb bildet das Fördermedium einen Schmierfilm zwischen den Dichtungsflächen. Dieser Schmierfilm besteht aus einem hydrostatischen und einem hydrodynamischen Element.

- Das hydrostatische Element wird durch das gepumpte Fördermedium erzeugt, das in den Spalt zwischen den Dichtungsflächen gepresst wird.
- Der hydrodynamische Schmierfilm entsteht durch den Druck, der durch die Rotation der Welle erzeugt wird.

Gleitringdichtung	Benennung
Rotierende Teile	Gleitfläche (Primärdichtung)
	Sekundärdichtung
	Feder
Feste Teile	Mitnehmer (Drehmomentübertragung)
	Sitz (Gleitflächen, Primärdichtung)
	Statische Dichtung (Sekundärdichtung)

Abb. 1.3.2: Komponenten der Gleitringdichtung

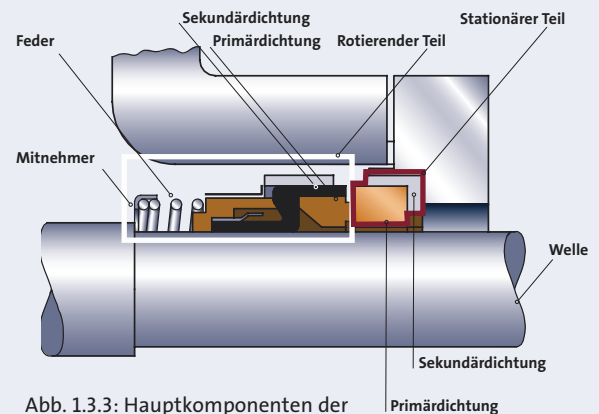


Abb. 1.3.3: Hauptkomponenten der Gleitringdichtung

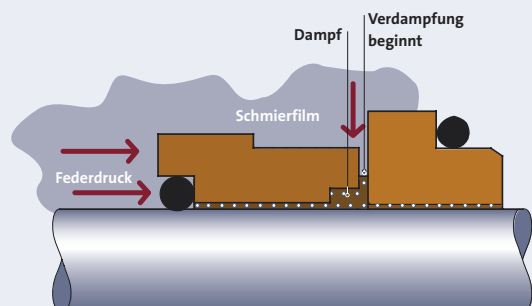


Abb. 1.3.4: Gleitringdichtung in Betrieb

Abschnitt 1.3

Gleitringsdichtungen

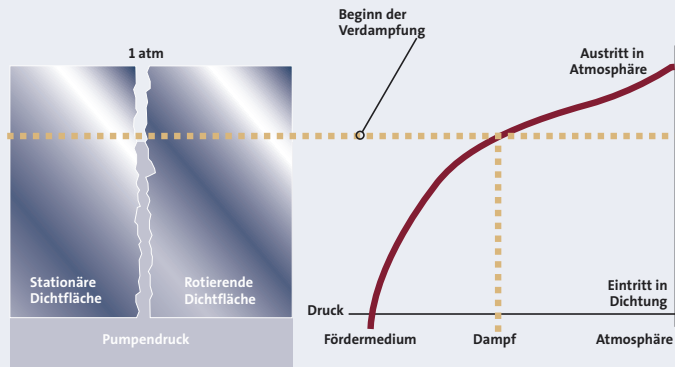


Abb. 1.3.5: Optimales Verhältnis zwischen guter Schmierung und begrenzter Leckrate

Die Dicke des Schmierfilms hängt von der Pumpendrehzahl, der Flüssigkeitstemperatur, der Viskosität des Fördermediums und den Axialkräften der Gleitringsdichtung ab. Der ständige Austausch des Fördermediums im Dichtungsspalt wird durch zwei Effekte gewährleistet:

- das Verdampfen des Fördermediums in die Atmosphäre
- die Umlaufbewegung des Fördermediums.

In Abbildung 1.3.5 wird das optimale Verhältnis zwischen guter Schmierung und geringer Leckrate dargestellt. Das optimale Verhältnis wird erreicht, wenn der Schmierfilm den gesamten Dichtungsspalt benetzt, bis auf eine sehr enge Verdampfungszone dicht an der atmosphärischen Seite der Gleitringsdichtung.

Häufig treten Undichtigkeiten durch Ablagerungen auf den Dichtungsflächen auf. Bei der Verwendung von Kühlmitteln bilden sich schnell Ablagerungen durch Verdampfung auf der atmosphärischen Seite der Dichtung. Wenn das Fördermedium in der Verdampfungszone verdampft, verbleiben mikroskopisch kleine Feststoffpartikel aus dem Fördermedium als Ablagerungen im Dichtungsspalt und verursachen dort Verschleiß.

Diese Ablagerungen werden in Verbindung mit den meisten Flüssigkeitstypen beobachtet. Problematisch sind Fördermedien mit einer Tendenz zum Auskristallisieren. Um übermäßigen Verschleiß zu vermeiden, sollten am besten Dichtungsflächen aus hartem Werkstoff (z. B. Wolframkarbid (WC) oder Siliziumkarbid (SiC)) gewählt werden.

Der schmale Dichtungsspalt zwischen diesen Werkstoffen (ca. $0,3 \mu\text{m}$) minimiert die Gefahr, dass Feststoffpartikel in den Dichtungsspalt eindringen, und minimiert damit auch die Ablagerungen.

1.3.2 Entlastete und nichtentlastete Dichtungen

Um einen ausgewogenen Druck zwischen den Primärdichtungsflächen zu erreichen, werden zwei Dichtungstypen angeboten: entlastete und nichtentlastete Dichtungen.

Entlastete Dichtung

Abbildung 1.3.6 zeigt eine entlastete Dichtung und die darauf einwirkenden Kräfte.

Nichtentlastete Dichtung

Abbildung 1.3.7 zeigt eine nichtentlastete Dichtung und die darauf einwirkenden Kräfte.

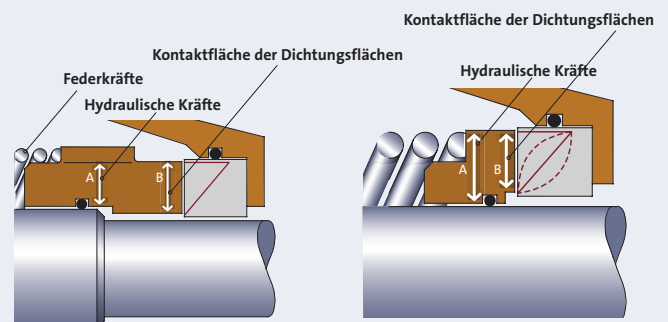


Abb. 1.3.6: Einwirkung der Kräfte auf die entlastete Dichtung

Abb. 1.3.7: Einwirkung der Kräfte auf die nichtentlastete Dichtung

In Axialrichtung wirken mehrere Kräfte auf die Dichtungsflächen ein. Federkraft und hydraulische Kraft des Fördermediums drücken die Dichtung zusammen, während die Kraft des Schmierfilms im Dichtungsspalt dem entgegenwirkt. Bei hohem Druck des Fördermediums treten möglicherweise so große hydraulische Kräfte auf, dass der Schmierfilm im Dichtungsspalt den Kontakt zwischen den Dichtungsflächen nicht verhindern kann. Da die hydraulische Kraft proportional zu der Fläche ist, auf die der Druck des Fördermediums wirkt, kann die Belastung in Axialrichtung nur durch Verkleinerung der Druckfläche reduziert werden.

Der Belastungsfaktor (K) einer Gleitringdichtung ist definiert als das Verhältnis zwischen Fläche (A) und Fläche (B):
 $K = A/B$

K = Belastungsfaktor
 A = Fläche, die hydraulischem Druck ausgesetzt ist
 B = Kontaktfläche der Dichtungsflächen

Bei entlasteten Dichtungen liegt normalerweise der Belastungsfaktor etwa um $K = 0,8$, bei nichtentlasteten etwa um $K = 1,2$.

1.3.3 Gleitringdichtungstypen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Typen von Gleitringdichtungen beschrieben: O-Ringdichtung, Balgdichtung und Patronendichtung.

O-Ringdichtungen

In einer O-Ringdichtung wird die Abdichtung zwischen rotierender Welle und rotierender Dichtungsfläche durch einen O-Ring erreicht (Abbildung 1.3.9). Der O-Ring muss in der Lage sein, in Axialrichtung frei zu gleiten, um die Axialverschiebung durch Temperaturänderungen und Verschleiß aufnehmen zu können. Eine falsche Position des stationären Sitzes kann zu Abrieb führen und unnötigen Verschleiß an O-Ring und Welle verursachen. O-Ringe sind entsprechend ihrer Betriebsbedingungen aus verschiedenen Elastomeren gefertigt (z. B. NBR, EPDM und FKM).

Balgdichtungen

Ein allgemeines Merkmal von Balgdichtungen ist der aus Gummi oder Metall bestehende Balg, der als dynamisches Dichtungselement zwischen dem rotierenden Ring und der Welle fungiert.

Gummibalgdichtungen

Der Balg einer Gummibalgdichtung (siehe Abbildung 1.3.10) kann aus verschiedenen Elastomeren gefertigt werden (z. B. NBR, EPDM und FKM) – je nach Betriebsbedingungen. Bei der Konstruktion von Gummibälgen werden zwei geometrische Prinzipien angewendet:

- Faltenbalg
- Rollbalg

Vergleich der Verschleißraten

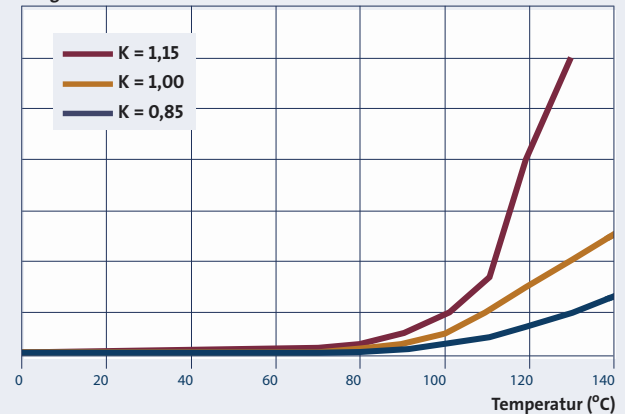


Abb. 1.3.8: Verschleißrate bei verschiedenen Belastungsfaktoren

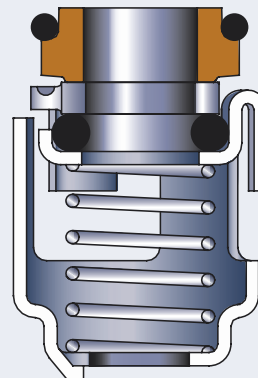


Abb. 1.3.9: O-Ringdichtung

Vorteile und Nachteile einer O-Ringdichtung

Vorteile:

Geeignet für heiße Fördermedien und hohe Drücke

Nachteile:

Ablagerungen an der Welle (z. B. Rost) behindern möglicherweise die Bewegung der O-Ringdichtung in Axialrichtung

Gummibalgdichtung mit Faltenbalg

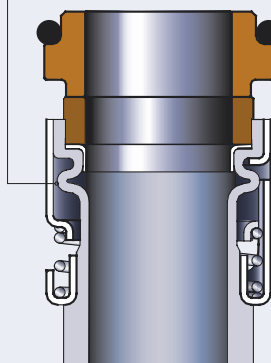


Abb. 1.3.10: Gummibalgdichtung

Vorteile und Nachteile der Gummibalgdichtung

Vorteile:

Unempfindlich gegenüber Ablagerungen an der Welle (z. B. Rost)

Zur Förderung feststoffhaltiger Fördermedien geeignet

Nachteile:

Ungeeignet für heiße Fördermedien und hohe Drücke

Abschnitt 1.3

Gleitringsdichtungen

Metallfaltenbalgdichtungen

Bei einer herkömmlichen Gleitringdichtung erzeugt die Feder die erforderliche Kraft zum Schließen der Dichtungsflächen. Bei einer Metallfaltenbalgdichtung (Abbildung 1.3.11) ist die Feder durch einen Metallbalg mit gleicher Kraft ersetzt. Der Metallbalg fungiert als dynamische Dichtung zwischen dem umlaufenden Gleitring und der Welle sowie als Feder. Der Balg besitzt mehrere Falten, mit denen die erforderliche Anpresskraft erzeugt wird.

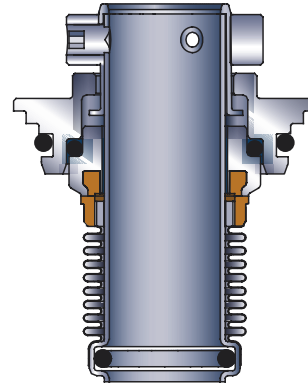


Abb. 1.3.11: Metallfaltenbalg-Patronendichtung

Vorteile und Nachteile von Metallfaltenbalg-Patronendichtungen

Vorteile:

Unempfindlich gegenüber Ablagerungen (z. B. Rost und Kalk) auf der Welle

Geeignet für heiße Fördermedien und hohe Drücke

Geringer Belastungsfaktor führt zu geringem Verschleiß und längerer Lebensdauer

Nachteile:

Möglicher Ermüdungsbruch der Gleitringdichtung bei nicht korrekt ausgerichteter Pumpe

Mögliche Ermüdung durch übermäßige Temperaturen oder Drücke

Patronendichtungen

Bei der Patronen-Gleitringdichtung bilden alle Teile eine kompakte Einheit, die einbaufertig auf einer Wellenschutzhülse befestigt ist. Eine Patronendichtung bietet gegenüber einer herkömmlichen Gleitringdichtung viele Vorteile (Abbildung 1.3.12).

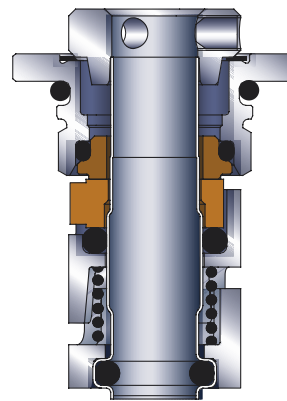


Abb. 1.3.12: Patronendichtung

Vorteile der Patronendichtung:

- Einfacher und schneller Service
- Bauweise schützt die Dichtungsflächen
- Vorgespannte Feder
- Sichere Handhabung

Spülung

Bei bestimmten Anwendungen kann die Leistung einer Gleitringdichtung durch die Installation einer Spüleinrichtung verbessert werden (siehe Abbildung 1.3.13). Durch die Spülung kann eine Temperatursenkung in der Gleitringdichtung erreicht werden, wodurch Ablagerungen verhindert werden. Die Spülung kann entweder intern oder extern erfolgen. Eine interne Spülung wird erreicht, indem von der Druckseite der Pumpe ein kleiner Förderstrom zur Dichtungsfläche umgeleitet wird. Die interne Spülung wird vor allem eingesetzt, um bei Heizungsanwendungen eine weitere Wärmezeugung durch die Dichtung zu verhindern. Die externe Spülung erfolgt durch eine Spülflüssigkeit. Sie wird eingesetzt, um beim Fördern von abrasiven oder feststoffhaltigen, verstopfenden Medien einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten.



Abb. 1.3.13: Spülung einer Einzel-Gleitringdichtung

Doppel-Gleitringdichtungen

Doppel-Gleitringdichtungen werden verwendet, wenn die Lebensdauer von Einzel-Gleitringdichtungen wegen Verschleiß durch Feststoffpartikel oder zu hohe/niedrige Drücke/Temperaturen nicht ausreicht. Weiterhin werden Doppel-Gleitringdichtungen zur Förderung von toxischen, aggressiven und explosiven Fördermedien eingesetzt, um die Umgebung zu schützen. Bei den Doppel-Gleitringdichtungen werden zwei Bauweisen unterschieden: die Tandem-Anordnung und die Back-to-Back-Anordnung.

Doppeldichtung in Tandem-Anordnung

Diese Doppeldichtung besteht aus zwei Gleitringdichtungen, die in Tandem-Anordnung montiert sind, d. h. hintereinander in separaten Dichtungskammern (siehe Abbildung 1.3.14).

Dieser Dichtungstyp wird verwendet, wenn eine druckbeaufschlagte Back-to-Back-Anordnung der Doppel-Gleitringdichtung nicht erforderlich ist.

Die Tandem-Anordnung muss mit einem Quenchflüssigkeitssystem kombiniert werden, das

- Leckagen aufnimmt,
- die Leckrate überwacht,
- die außenliegende Dichtung schmiert und kühlt, um Ablagerungen zu verhindern,
- vor Trockenlauf schützt,
- den Schmierfilm stabilisiert,
- verhindert, dass bei Unterdruck Luft in die Pumpe gelangt.

Der Druck der Quenchflüssigkeit muss immer niedriger sein als der Druck des Mediums.

Tandem - mit Zirkulation

Zirkulation der Quenchflüssigkeit über einen drucklosen Behälter (siehe Abbildung 1.3.14). Quenchflüssigkeit aus einem hoch liegenden Behälter zirkuliert durch Schwerkraftumlauf und/oder durch Pumpenwirkung in der Dichtung.

Tandem - ohne Zirkulation

Quenchflüssigkeit aus einem hoch liegenden Behälter (siehe Abbildung 1.3.15), kein Wärmeverlust im System

Tandem - mit Ablauf

Die Quenchflüssigkeit läuft direkt durch die Dichtungskammer und wird zur Wiederverwendung aufgefangen oder fließt einfach ab (siehe Abbildung 1.3.16).

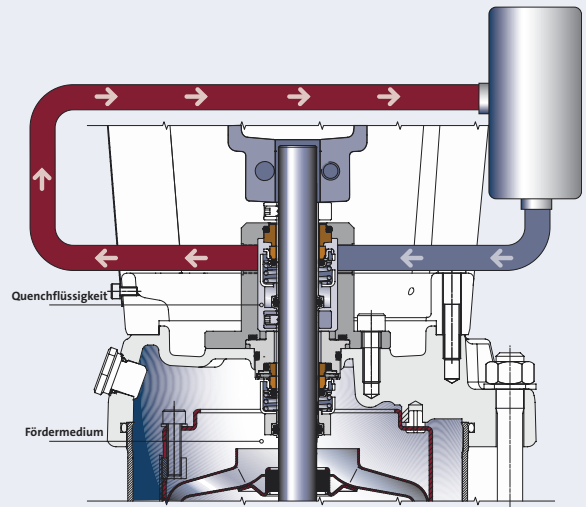


Abb. 1.3.14: Tandem-Anordnung mit Zirkulation der Quenchflüssigkeit

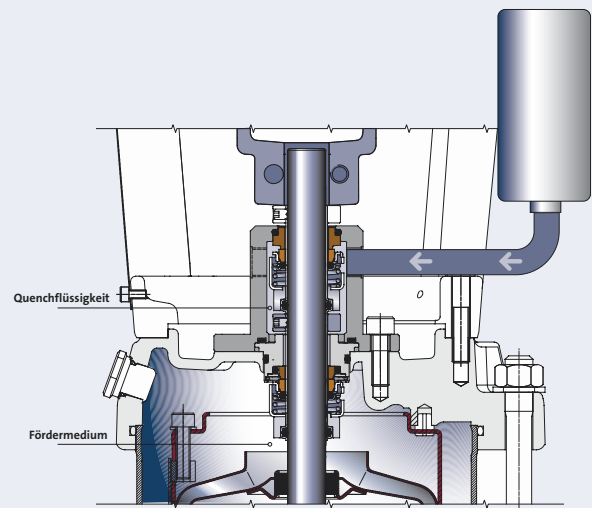


Abb. 1.3.15: Tandem-Anordnung ohne Zirkulation der Quenchflüssigkeit

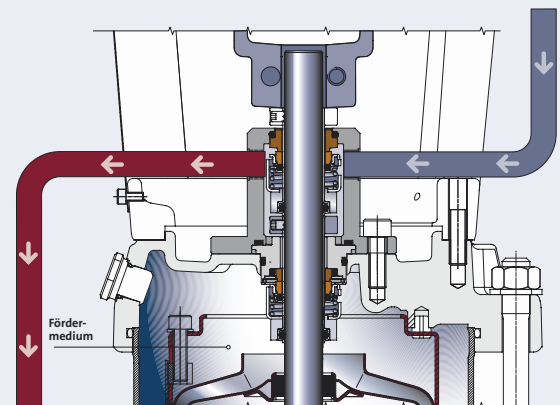


Abb. 1.3.16: Tandem-Anordnung mit Ablauf der Quenchflüssigkeit

Abschnitt 1.3

Gleitringdichtungen

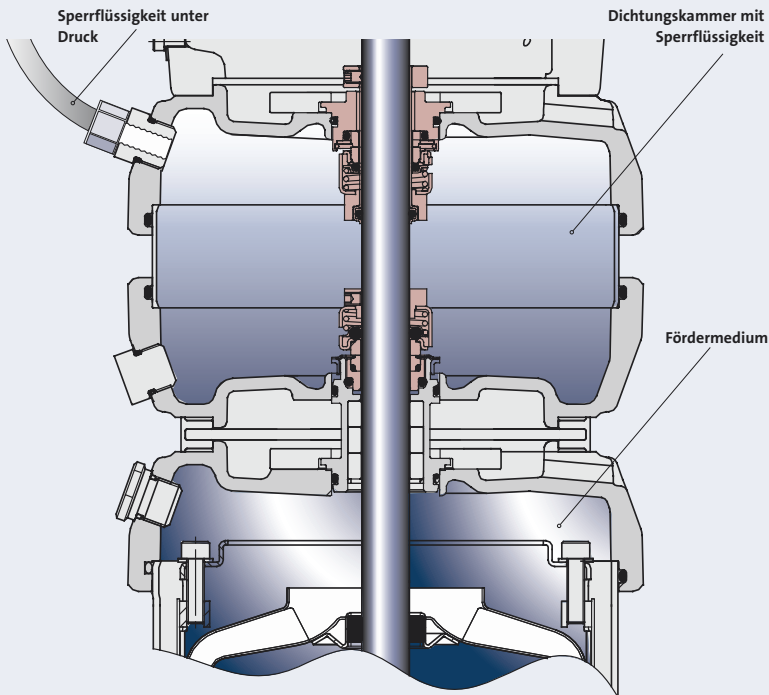


Abb. 1.3.17:
Anordnung der Dichtungen Back-to-Back

Doppeldichtung Back-to-Back

Diese Dichtungsart ist optimal zur Förderung abrasiver, aggressiver, explosiver oder klebriger Medien, die eine Gleitringdichtung verschleiben, beschädigen oder blockieren würden.

Die Back-to-Back-Doppeldichtung besteht aus zwei Gleitringdichtungen, die Rücken-an-Rücken in einer separaten Dichtungskammer montiert sind (siehe Abbildung 1.3.17). Diese Doppeldichtung schützt die Umgebung und die Menschen, die mit der Pumpe arbeiten.

Der Druck in der Dichtungskammer muss 1 - 2 bar höher sein als der Pumpendruck. Dieser Druck kann auf folgende Weise erzeugt werden:

- Über eine vorhandene zusätzliche Druckquelle. In vielen Anwendungen sind Drucksysteme integriert.
- Eine separate Pumpe (z. B. Dosierpumpe).

1.3.4 Werkstoffkombinationen für Dichtungsflächen

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Werkstoffpaarungen für Gleitringdichtungen in industriellen Anwendungen beschrieben: Wolframkarbid gegen Wolframkarbid, Siliziumkarbid gegen Siliziumkarbid und Kohle gegen Wolframkarbid oder Kohle gegen Siliziumkarbid.

Wolframkarbid gegen Wolframkarbid (WC/WC)

Unter der Bezeichnung gesintertes „Wolframkarbid“ sind Hartmetalle zusammengefasst, die aus einer harten Wolframkarbid-Komponente (WC) und einer meist weicheeren Metallbinderphase bestehen. Für den technisch korrekten Begriff „gesintertes Wolframkarbid“ wird zur Vereinfachung die Abkürzung Wolframkarbid (WC) verwendet.

WC mit Kobaltbinder (Co) ist in Wasser korrosionsbeständig, wenn die Pumpe unedles Metall (z. B. Grauguss) enthält.

WC mit Chrom-Nickel-Molybdän-Binder ist korrosionsbeständig gemäß EN 14401.

Gesintertes WC besitzt die höchste Korrosionsbeständigkeit. Die Beständigkeit gegenüber bestimmten Flüssigkeiten (z. B. Hypochlorid) ist jedoch nicht so hoch. Die Werkstoffpaarung WC/WC hat folgende Eigenschaften:

- Extrem verschleißfest
- Sehr stabil, auch bei starker Beanspruchung
- Schlechte Trockenlaufeigenschaften, im Trockenlauf steigt die Temperatur in wenigen Minuten auf mehrere Hundert Grad Celsius an. Dabei werden die O-Ringe beschädigt.

Bei Überschreitung eines bestimmten Drucks und einer bestimmten Temperatur verursacht die Dichtung möglicherweise Geräusche. Geräusche sind ein Zeichen von schlechten Betriebsbedingungen für die Dichtung, die dann auf Dauer Schäden an der Dichtung verursachen. Die Einsatzgrenzen hängen vom Durchmesser und vom Aufbau der Dichtungsfläche ab.

Bei WC/WC-Dichtungsflächen kann die Einlaufperiode mit Geräuschbildung bis zu 3 - 4 Wochen dauern. Üblicherweise sind jedoch nach 3 - 4 Tagen keine Geräusche mehr zu hören.

Siliziumkarbid gegen Siliziumkarbid (SiC/SiC)

Siliziumkarbid/Siliziumkarbid (SiC/SiC) ist eine Alternative zu WC/WC und wird eingesetzt, wenn eine höhere Korrosionsbeständigkeit erforderlich ist.

Die Werkstoffpaarung SiC/SiC hat folgende Eigenschaften:

- Sehr spröder Werkstoff, der vorsichtig behandelt werden muss
- Extrem verschleißfest
- Extrem korrosionsbeständig. SiC (Q_1^S , Q_1^P und Q_1^G) korrodiert kaum, unabhängig vom verwendeten Medium. Eine Ausnahme ist Wasser mit geringer Leitfähigkeit (z. B. demineralisiertes Wasser), das die SiC-Varianten Q_1^S und Q_1^P angreift, während Q_1^G auch in diesem Medium korrosionsbeständig ist.
- Generell haben diese Werkstoffpaarungen schlechte Trockenlaufeigenschaften. Die Werkstoffpaarung Q_1^G / Q_1^G hält jedoch wegen des Graphitanteils einem begrenzten Trockenlauf stand.

Für verschiedene Anwendungszwecke gibt es unterschiedliche SiC/SiC-Varianten:

Q_1^S , dichtgesintertes, feinkörniges SiC

Ein direkt gesintertes, feinkörniges SiC mit wenigen winzigen Poren.

Einige Jahre lang wurde dieses SiC als Standardwerkstoff für Gleitringdichtungen verwendet. Die Druck- und Temperaturbegrenzungen liegen etwas unterhalb von WC/WC.

Q_1^P , poröses, gesintertes, feinkörniges SiC

Eine Variante des dichtgesinterten SiC. Diese SiC-Variante besitzt große, kreisförmig geschlossene Poren. Der Porositätsgrad beträgt 5-15 %, die Porengröße 10 - 50 μm . Die Druck- und Temperaturbegrenzungen liegen oberhalb von WC/WC.

Daher verursacht die Werkstoffpaarung Q_1^P / Q_1^P in warmem Wasser weniger Geräusche als WC/WC. In der

Einlaufperiode muss bei porösen SiC-Dichtungen 3 - 4 Tage lang mit Geräuschen gerechnet werden.

Q_1^G selbstschmierendes, gesintertes SiC

Im Handel sind verschiedene Varianten von SiC-Werkstoffen erhältlich, die trockene Schmierstoffe enthalten. Die Bezeichnung Q_1^G bezieht sich auf einen SiC-Werkstoff, der im Gegensatz zu den genannten Werkstoffen für den Einsatz in destilliertem oder demineralisiertem Wasser geeignet ist.

Die Druck- und Temperaturbegrenzung für Q_1^G / Q_1^G entspricht Q_1^P / Q_1^P .

Die Trockenschmiermittel (d. h. Graphit) verringern die Reibung bei Trockenlauf. Dies ist für die Haltbarkeit einer Dichtung beim Trockenlauf entscheidend.

Eigenschaften von Kohle/Wolframkarbid oder Kohle/Siliziumkarbid

Dichtungen mit einer Kohlefläche haben folgende Eigenschaften:

- Spröder Werkstoff, der vorsichtig behandelt werden muss
- Verschleiß durch Fördermedien mit Feststoffpartikeln
- Korrosionsbeständig
- Gute Trockenlaufeigenschaften (vorübergehender Trockenlauf)
- Durch die selbstschmierenden Eigenschaften von Kohle ist die Dichtung geeignet für den Einsatz unter schlechten Schmierbedingungen (hohe Temperatur), ohne Geräuschbildung. Diese Bedingungen führen jedoch zum Verschleiß der Kohlegleitfläche und zu geringerer Lebensdauer der Dichtung. Der Verschleiß ist abhängig von Druck, Temperatur, Flüssigkeitsdurchgang und Dichtungsaufbau. Niedrige Drehzahlen verringern die Schmierung zwischen den Dichtungsflächen und lassen einen höheren Verschleiß erwarten. Dies ist jedoch meistens nicht der Fall, da mit niedriger Drehzahl natürlich auch der Weg, den die Gleitflächen gegeneinander zurücklegen müssen, abnimmt.

Abschnitt 1.3

Gleitringdichtungen

- Metallimprägnierte Kohle (A) ist nur begrenzt korrosionsbeständig, hat jedoch eine bessere mechanische Festigkeit, Wärmeleitfähigkeit und daher weniger Verschleiß.
- Mit reduzierter mechanischer Festigkeit, aber höherer Korrosionsbeständigkeit deckt kunstharzimprägnierter Kohlegraphit (B) ein breites Anwendungsfeld. Kunstharzimprägnierter Kohlegraphit ist für Trinkwasser zugelassen.
- Die Verwendung von Kohle/SiC für Heißwasseranwendungen kann je nach Beschaffenheit der Kohle und des Wassers zu hohem Verschleiß führen. Diese Art von Verschleiß gilt besonders für Q_1^S /Kohle. Die Werkstoffpaarung Q_1^P , Q_1^G oder Kohle/WC ist weniger verschleißanfällig. Deshalb werden Kohle/WC, Kohle/ Q_1^P oder Kohle/ Q_1^G für Heißwassersysteme empfohlen.

1.3.5 Faktoren, von denen die Dichtungsleistung beeinflusst wird

Wie bereits erwähnt, ist keine Dichtung 100%ig dicht. Im folgenden Abschnitt werden die Faktoren beschrieben, die einen Einfluss auf die Dichtungsleistung haben: Energieverbrauch, Geräuschbildung und Leckage. Die genannten Faktoren werden einzeln erläutert. Es muss jedoch betont werden, dass sie eng miteinander zusammenhängen und daher ganzheitlich zu betrachten sind.

Energieverbrauch

Für den Umlauf einer Dichtung wird Energie benötigt. Die folgenden Faktoren tragen zum Energieverbrauch, d. h. zum Leistungsverlust durch die Gleitringdichtung bei:

- Der zentrifugale Pumpvorgang der umlaufenden Teile. Die Leistungsaufnahme wächst mit steigender Drehzahl drastisch an (in dritter Potenz).
- Reibung der Dichtungsfläche. Die Reibung der beiden Dichtungsflächen setzt sich zusammen aus
 - der Reibung des dünnen Flüssigkeitsfilms und
 - der Reibung der Kontaktpunkte zwischen den Dichtungsflächen.

Die Höhe der Leistungsaufnahme hängt vom Dichtungs-aufbau, von den Schmierbedingungen und von den Werkstoffen der Dichtungsflächen ab.

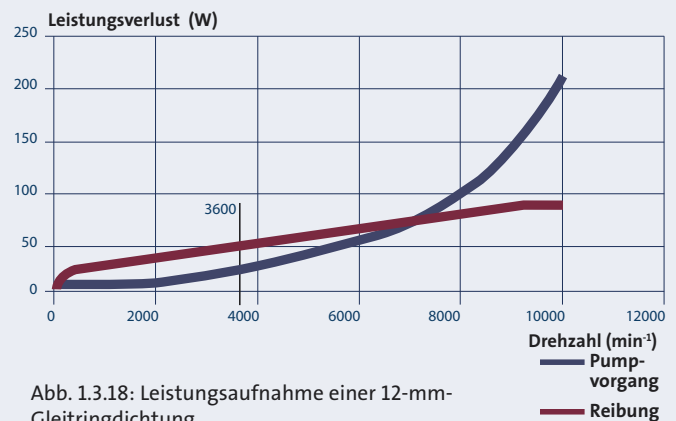


Abb. 1.3.18: Leistungsaufnahme einer 12-mm-Gleitringdichtung

Abbildung 1.3.18 zeigt ein typisches Beispiel für die Leistungsaufnahme einer Gleitringdichtung. Die Kurve zeigt, dass die Reibung bis zu einer Drehzahl von 3600 min⁻¹ der Hauptgrund für den Energieverbrauch einer Gleitringdichtung ist.

Der Energieverbrauch ist insbesondere bei Stopfbuchsen ein wichtiger Faktor. Wie das Beispiel zeigt, führt das Ersetzen einer Stopfbuchse durch eine Gleitringdichtung zu bedeutenden Energieeinsparungen (siehe Abbildung 1.3.19).

Geräuschbildung

Die Auswahl der Werkstoffe für die Dichtungsflächen ist für die Funktion und Lebensdauer einer Gleitringdichtung entscheidend. Geräusche entstehen durch die unzureichende Schmierung von Dichtungen, wenn das Fördermedium eine geringe Viskosität besitzt. Die Viskosität von Wasser nimmt bei steigender Temperatur ab. Folglich wird die Schmierung bei steigender Temperatur schlechter. Wenn das Fördermedium seine Siedetemperatur erreicht oder überschreitet, verdampft das Fördermedium auf der Dichtungsfläche, und die Schmierbedingungen verschlechtern sich weiter. Eine Verringerung der Drehzahl hat dieselben Auswirkungen (siehe Abbildung 1.3.20).

Leckrate

Die Dichtungsfläche einer Gleitringdichtung wird durch das Fördermedium geschmiert. Daher bedeutet bessere Schmierung weniger Reibung und mehr Leckage. Umgekehrt bedeutet weniger Leckage eine schlechtere Schmierung und erhöhte Reibung. In der Praxis variieren die Leckrate und der Leistungsverlust bei Gleitringdichtungen. Die Ursache dafür ist, dass die Leckrate von vielen Faktoren abhängt, die sich aufgrund der verschiedenen Dichtungsflächen, Medientypen, Federlast usw. nicht theoretisch bestimmen lassen. Abbildung 1.3.21 sollte daher als Richtlinie verstanden werden.

Um die Leckage-Kennlinie (Abbildung 1.3.21) korrekt lesen zu können, ist ein Ablesen in vier Schritten erforderlich:

Schritt 1: Druck ablesen - in diesem Fall 5 bar

Schritt 2: 30 mm nichtentlastete Dichtung

Schritt 3: Drehzahl 3000 min⁻¹

Schritt 4: Leckrate 0,06 ml/h

Standardpumpe h=50 m; Wellendurchmesser 50 mm, 2900 min⁻¹

Energieverbrauch	
Stopfbuchse	2,0 kWh
Gleitringdichtung	0,3 kWh
Leckrate	
Stopfbuchse	3,0 l/h (wenn richtig eingestellt)
Gleitringdichtung	0,8 ml/h

Abb. 1.3.19: Vergleich Stopfbuchse/Gleitringdichtung

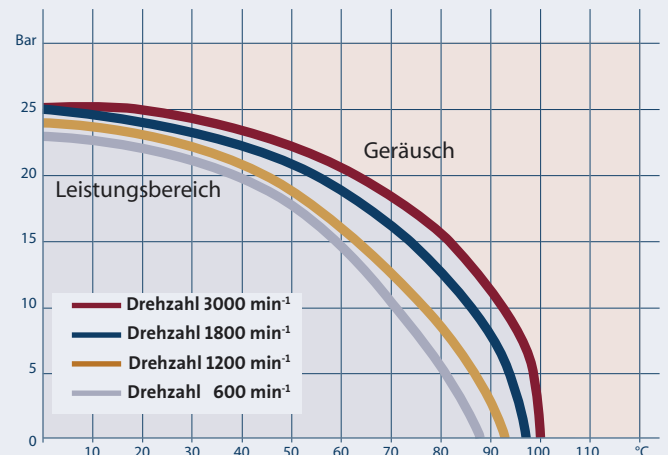


Abb. 1.3.20: Verhältnis zwischen Betriebsbereich und Drehzahl

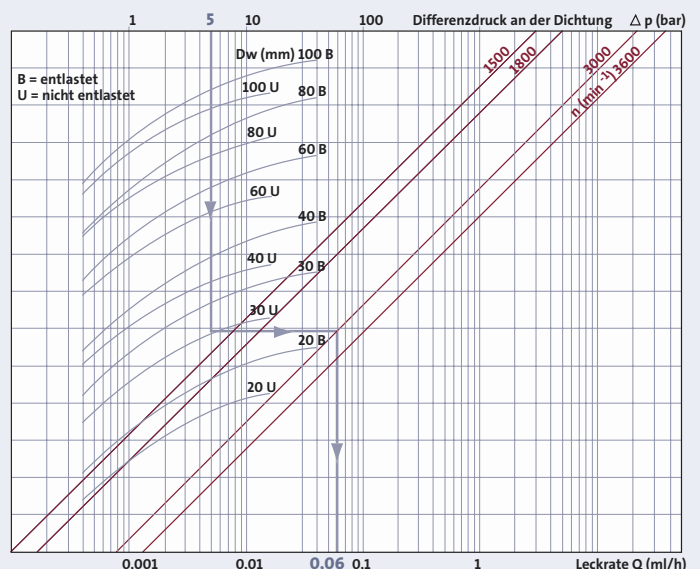


Abb. 1.3.21: Leckraten

Abschnitt 1.4: Motoren

- 1.4.1 Normen
- 1.4.2 Einschalten des Motors
- 1.4.3 Spannungsversorgung
- 1.4.4 Frequenzumrichter
- 1.4.5 Motorschutz



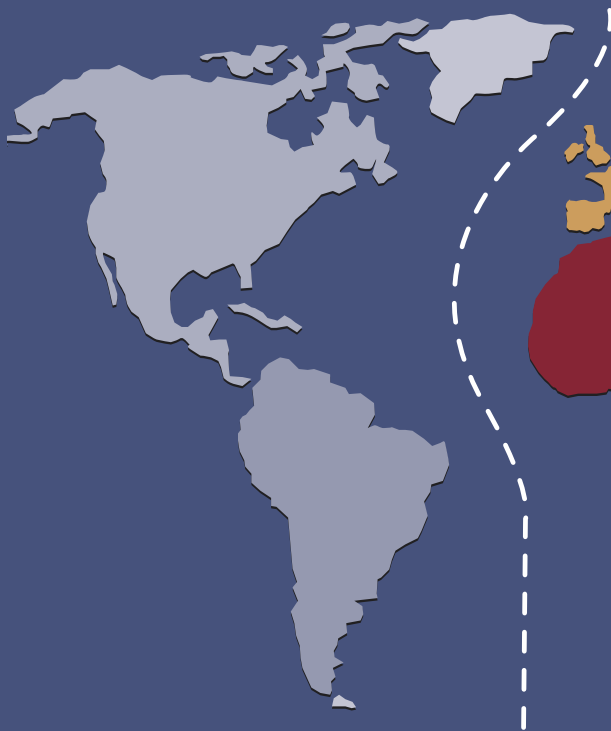
Abschnitt 1.4

Motoren

Motoren werden weltweit in den verschiedensten Anwendungen eingesetzt.

Die Aufgabe eines Elektromotors ist die Erzeugung von Drehbewegungen, d.h. die Umwandlung von elektrischer Energie in mechanische Energie. Pumpen werden mit der mechanischen Energie betrieben, die von Elektromotoren geliefert wird.

1.4.1 Normen



NEMA

Die National Electrical Manufacturers Association (NEMA) ist eine Normungsorganisation, die Standards für zahlreiche elektrische Produkte festlegt, u. a. auch für Motoren. Die NEMA ist in erster Linie für Motoren zuständig, die in Nordamerika eingesetzt werden. Die definierten Standards entsprechen der angewandten Industriepraxis und werden von den Herstellern elektrischer Anlagen unterstützt. Die Standards sind in der NEMA-Publikation MG1 zu finden. Manche größere Motoren fallen nicht unter die NEMA-Standards.



Abb. 1.4.1: Elektromotor

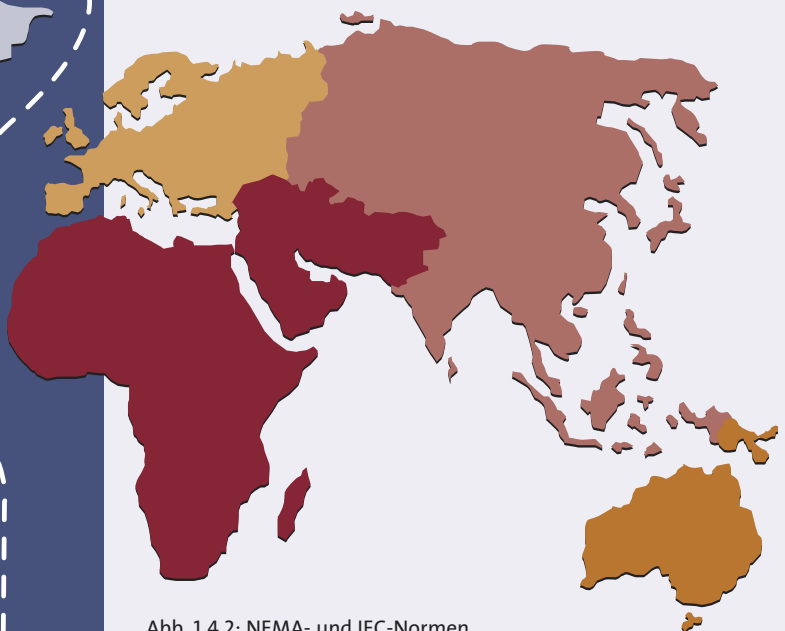
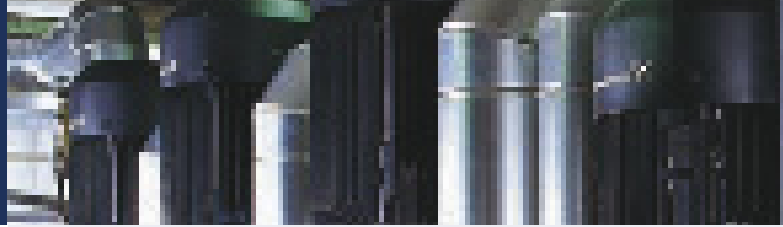


Abb. 1.4.2: NEMA- und IEC-Normen

IEC

Die International Electrotechnical Commission (IEC) standardisiert Motoren, die weltweit in zahlreichen Ländern eingesetzt werden. Die Norm IEC 60034 enthält von den IEC-Teilnehmerländern entwickelte Praxisempfehlungen für elektrische Anlagen.



Richtlinien und Schutzarten – Ex-Motoren

ATEX (ATmosphäre EXplosible) bezieht sich auf zwei EU-Richtlinien, die sich mit der Explosionsgefährdung in verschiedenen Bereichen befassen. Die ATEX-Richtlinie ist für elektrische, mechanische, hydraulische und pneumatische Anlagen relevant. Im Hinblick auf die mechanischen Anlagen sollen die Sicherheitsanforderungen der ATEX-Richtlinie sicherstellen, dass sich die Pumpenkomponenten (z. B. Wellendichtungen und Lager) nicht erhitzen und Gas oder Staub entzünden. Die erste ATEX-Richtlinie (94/9/EG) befasst sich mit den Anforderungen für Anlagen, die in explosionsgefährdeten Bereichen eingesetzt werden. Der Hersteller ist verpflichtet, diese Anforderungen zu erfüllen und seine Produkte mit den entsprechenden Kategorien zu kennzeichnen. Die zweite ATEX-Richtlinie (99/92/EG) nennt die Mindestanforderungen an Sicherheit und Gesundheit, die der Benutzer zu erfüllen hat, wenn er in explosionsgefährdeten Bereichen arbeitet. Um zu verhindern, dass elektrische Anlagen zu Zündquellen werden, lassen sich verschiedene Techniken anwenden. Bei Elektromotoren werden die Zündschutzarten d (druckfeste Kapselung), e (erhöhte Sicherheit) und nA (Non-sparking = funkenfrei) zum Gasexplosionsschutz verwendet. Die Schutzart DIP wird zum Staubexplosionsschutz verwendet.

Motoren mit druckfester Kapselung - Zündschutzart EExd (de)

Zunächst gelten die EExd-Motoren mit druckfester Kapselung (Zündschutzart: de) als Geräte der Kategorie 2G für die Verwendung in Zone 1. Die Motorteile, die eine explosive Atmosphäre entzünden könnten, sind von Statorgehäuse und Flanschen druckfest umkapselt. Durch die Kapselung kann der Motor dem Druck widerstehen, der bei einer eventuellen Explosion durch explosive Gemische im Motor entsteht. Eine Ausbreitung der Explosion in die umgebende Atmosphäre wird hierdurch verhindert, da die Explosion über Flammenwege beruhigt wird. Die Bemessung der Flammenwege ist in der Norm EN 50018 definiert. Die Oberflächentemperatur der druckfesten Kapselung muss stets den Temperaturklassen entsprechen.

Motoren mit erhöhter Sicherheit - Zündschutzart EExe (e)

Motoren mit erhöhter Sicherheit (Zündschutzart e) gelten als Geräte der Kategorie 2G und sind für die Verwendung in Zone 1 zugelassen. Diese Motoren sind nicht druckfest gekapselt und daher nicht beständig gegenüber inneren Explosionen. Die Konstruktion dieses Motors basiert auf

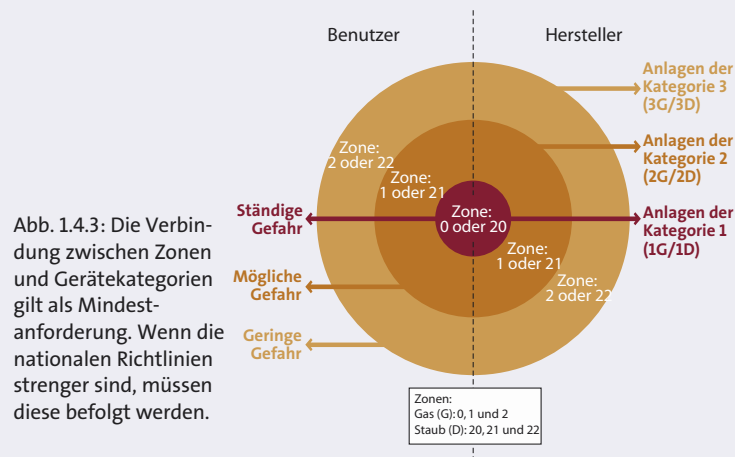


Abb. 1.4.4: Die Explosion findet im Motor statt und wird über die Flammenwege nach außen geleitet. Die Temperaturklassen für druckfest gekapselte EExd-Motoren gelten für Außenflächen.



Abb. 1.4.5: Bei Motoren mit erhöhter Sicherheit (EExe) dürfen keine Funken auftreten. Die Temperaturklasse gilt für die inneren und äußeren Oberflächen.

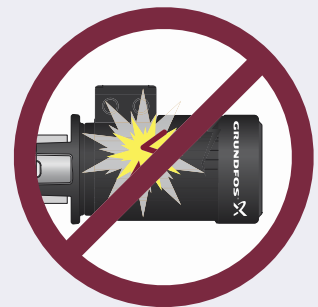


Abb. 1.4.6: Funkenfreie Motoren Ex nA erzeugen unter normalen Bedingungen keine Zündfunken.



Abschnitt 1.4

Motoren

erhöhtem Schutz vor übermäßigen Temperaturen und dem Auftreten von Funken und Lichtbögen im Normalbetrieb und bei vorhersehbaren Fehlern. Bei Motoren mit erhöhter Sicherheit gelten die Temperaturklassen sowohl für innere als auch äußere Oberflächen. Deshalb muss die Temperatur der Statorwicklung überwacht werden.

Funkenfreie Motoren - Zündschutzart Ex (nA)

Funkenfreie Motoren (Zündschutzart: nA) sind Geräte der Kategorie 3G zur Verwendung in Zone 2. Diese Motoren können im Normalbetrieb in explosionsgefährdeter Umgebung keine Explosionen auslösen (siehe Abbildung 1.4.6).

Staubexplosionsschutz (Dust Ignition Proof, DIP)

Zwei Arten von staubexplosionsgeschützten Motoren

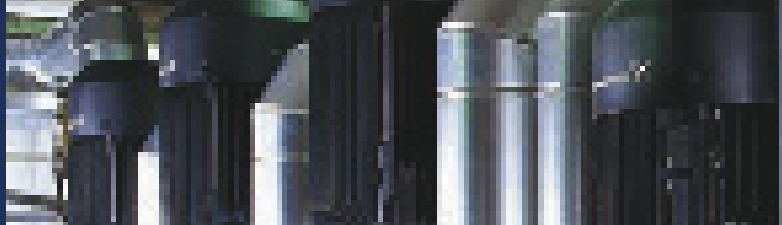
werden unterschieden: 2D/Kategorie-2- und 3D/Kategorie-3-Geräte.

2D/Kategorie-2-Geräte

Um zu verhindern, dass durch die Entladung statischer Elektrizität Zündfunken entstehen, ist der Lüfter eines DIP-Motors der Kategorie 2 für den Einsatz in Zone 21 (explosionsgefährdeter Bereich) aus Metall gefertigt. Wegen der Zündgefahr unterliegt auch der außenliegende Klemmenkasten strengeren Konstruktionsanforderungen. Die äußere Oberflächentemperatur der Kapselung, die auf dem Typenschild des Motors angegeben ist, gilt für den Betrieb unter den ungünstigsten Bedingungen, die für den Motor zulässig sind. Motoren für den Einsatz in Zone 21 (Zone mit Explosionsgefährdung) müssen vollständig staubdicht sein (Schutzart IP65).

Schutzart	Code	Normen		Einsatz in ATEX-Kategorie/Zone	Prinzip	Anwendungsbereich
		CENELEC EN	IEC 60079			
Allgemeine Anforderungen	-	50014	- 0	-	Grundanforderungen für elektrische Anlagen	Alle Geräte
Ölkapselung	o	50015	- 6	Kategorie 2 Zone 1	Ölkapselung von elektrischen Komponenten verhindert das Zünden explosionsgefährdeter Atmosphäre	Transformatoren
Überdruckkapselung	p	50016	- 2	Kategorie 2 Zone 1	Kapselung der Anlagen wird leergepumpt, um die explosive Atmosphäre zu entfernen, und dann unter Druck gesetzt, um das Eindringen der umgebenden Atmosphäre zu verhindern	Schalt- und Steuerungsschränke, große Motoren
Sandkapselung	q	50017	- 5	Kategorie 2 Zone 1	Elektrische Teile werden in Sand eingeschlossen (z. B. Quarzsand), um den Kontakt mit der explosionsgefährdeten Atmosphäre zu verhindern	Elektrische Bauteile, z. B. Kondensatoren, Sicherungen
Druckfeste Kapselung	d	50018	- 1	Kategorie 2 Zone 1	Kapselung elektrischer Anlagen, die bei Explosionen im Geräteinneren verhindert, dass die umgebende Atmosphäre gezündet wird	Wechselstrommotoren, Steuergeräte, Lampenarmaturen
Erhöhte Sicherheit	e	50019	- 7	Kategorie 2 Zone 1	Durch zusätzliche Verfahren wird verhindert, dass Lichtbögen, Funken und heiße Oberflächen eine explosionsgefährdete Atmosphäre zünden können	Wechselstrommotoren, Klemmen- und Anschlusskästen, Lichtarmaturen, Kurzschlussläufermotoren
Eigensicher	i _a	50020	- 11	Kategorie 1 Zone 0	Die elektrische Energie in einem Gerät wird so begrenzt, dass die Atmosphäre nicht durch Funkenbildung oder Erhitzen der Schaltungen entzündet werden kann	Mess- und Steueranlagen (z. B. Sensoren, Instrumente)
	i _b	50020	- 11	Kategorie 2 Zone 1		
Gekapselt, eingegossen	m	50028	- 18	Kategorie 2 Zone 1	Die elektrischen Komponenten werden in dafür zugelassene Werkstoffe eingebettet, um einen Kontakt mit der explosionsgefährdeten Atmosphäre zu verhindern	Mess- und Steuergeräte, Magnetventile
Zündschutzart Funkenfrei	nA	50021	- 15	Kategorie 3 Zone 2	Nicht lichtbogenbildend und nicht funkengend	Wechselstrommotoren, Klemmenkästen, Lampenarmaturen
Hinweis: Staubatmosphären der Gruppe II sind durch CENELEC EN 50281-1-1 und EN 50281-1-2 abgedeckt.						

Abb. 1.4.7: Normen und Schutzarten



3D/Kategorie-3-Geräte

Die Temperatur, die auf einem DIP-Motor der Kategorie 3 für den Einsatz in Zone 22 (Bereiche mit geringer Explosionsgefährdung) angegeben ist, gilt für den Betrieb unter den ungünstigsten Bedingungen, die für den Motor zulässig sind. Ein Motor für den Einsatz in Zone 22 muss staubgeschützt sein (Schutzart IP 55). 2D/Kategorie-2-Geräte unterscheiden sich von 3D/Kategorie-3-Geräten nur in der IP-Schutzart.

Bauformen (International Mounting - IM)

Man unterscheidet die Motoren nach drei verschiedenen Bauformen: Fußmotor, Flanschmotor / Flansch mit Durchgangslöchern (FF) und Flanschmotor / Flansch mit Gewindelöchern (FT). In Abbildung 1.4.8 sind die verschiedenen Bauformen eines Motors und die geltenden Normen für die Befestigung dargestellt. Die Bauformen der Motoren werden nach den folgenden Normen angegeben:

- IEC 60034-7, Code I,
d. h. der Bezeichnung IM folgt der zuvor verwendete DIN 42590-Code.
- IEC 60034-7, Code II

Gehäuseart (IP-Schutzart)

Die Schutzart gibt an, in welchem Maße der Motor vor dem Eindringen von Fremdkörpern und Wasser geschützt ist. Die Schutzart wird durch die beiden Buchstaben „IP“ und die folgende Ziffern angegeben (z. B. IP 55). Die erste Ziffer steht für den Schutz vor dem Kontakt mit/dem Eindringen von Fremdkörpern. Die zweite Ziffer steht für den Schutz vor dem Eindringen von Wasser (siehe Abbildung 1.4.9).

Durch die Ablauföffnungen kann das Wasser ablaufen, das sich z. B. als Kondenswasser im Statorgehäuse gebildet hat. Wenn der Motor in feuchter Umgebung aufgestellt wird, sollte die Ablauföffnung geöffnet werden. Allerdings ändert sich durch das Öffnen der Ablauföffnung im Motorgehäuse die Schutzart von IP 55 auf IP 44.

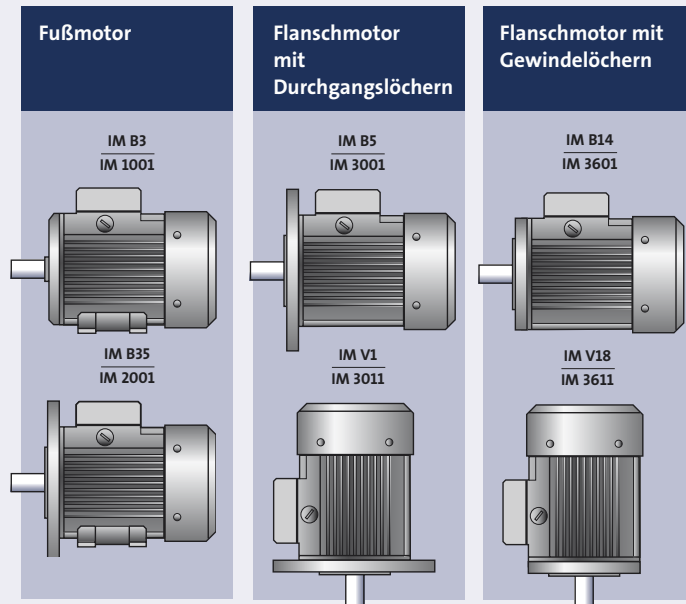


Abb. 1.4.8: Verschiedene Bauformen

Erste Ziffer	Zweite Ziffer
Schutz vor Berührung / Eindringen von Fremdkörpern	Schutz vor Wasser
0 Kein besonderer Schutz 1 Handrückenschutz, Schutz vor Fremdkörpern mit Durchmesser > 55 mm 2 Fingerschutz, Schutz vor Fremdkörpern > 12 mm Durchmesser 3 Schutz vor Fremdkörpern mit Durchmesser > 2,5 mm (z. B. Drähte, Werkzeuge) 4 Schutz vor Fremdkörpern > 1 mm Durchmesser (z. B. Drähte) 5 Schutz vor dem Eindringen von Staub 6 Vollständiger Schutz vor dem Eindringen von Staub (staubdicht)	0 Kein besonderer Schutz 1 Schutz vor senkrecht einfallendem Tropfwasser (z. B. Kondenswasser) 2 Schutz vor senkrecht einfallendem Tropfwasser (auch bei einer Neigung des Motors von 15° gegenüber der Senkrechten) 3 Schutz vor Spritzwasser, das im Winkel bis 60° gegenüber der Senkrechten einwirkt 4 Schutz vor Spritzwasser aus beliebiger Richtung 5 Schutz vor Strahlwasser aus beliebiger Richtung 6 Schutz vor eindringendem Wasser bei vorübergehender Überflutung und Hochdruck-Strahlwasser aus beliebiger Richtung 7 Geschützt vor eindringendem Wasser beim Eintauchen in 15 cm bis 1 m tiefes Wasser für einen Zeitraum, der vom Hersteller angegeben wird 8 Schutz vor eindringendem Wasser beim Eintauchen für unbestimmte Zeit; Bedingungen werden vom Hersteller angegeben

Abb. 1.4.9: Die Schutzart wird durch die beiden Buchstaben „IP“ und zwei folgende Ziffern angegeben (z. B. IP 55).

Baugröße

Abbildung 1.4.11 gibt einen Überblick über die Zuordnung von Baugröße, Wellenende, Motorleistung, Flanschtyp und -größe. Für Motoren mit einer Baugröße von 63 bis einschließlich 315 M ist die Zuordnung in der Norm EN 50347 definiert. Für Motoren mit einer Baugröße ab 315 L und darüber ist die Zuordnung in keiner Norm genannt. Die Abbildung zeigt, an welchen Stellen die Maße genommen werden, mit denen die Baugröße ermittelt wird.

Flansche und Wellenenden entsprechen den Normen EN 50347 und IEC 60072-1. Einige Pumpen besitzen eine Kupplung, für die ein glattes Motorwellenende oder eine spezielle Wellenverlängerung erforderlich ist, die nicht in den Normen definiert ist.

Wärmeklasse

Die Wärmeklasse ist in der Norm IEC 60085 definiert. Sie gibt an, wie widerstandsfähig die Isolierung gegenüber Temperaturbelastungen ist. Die Lebensdauer des Isolierwerkstoffs hängt sehr stark von der Temperatur ab, der er ausgesetzt ist. Die verschiedenen Isolierwerkstoffe und Isoliersysteme sind entsprechend ihrer Beständigkeit gegenüber hohen Temperaturen in Wärmeklassen eingeteilt.

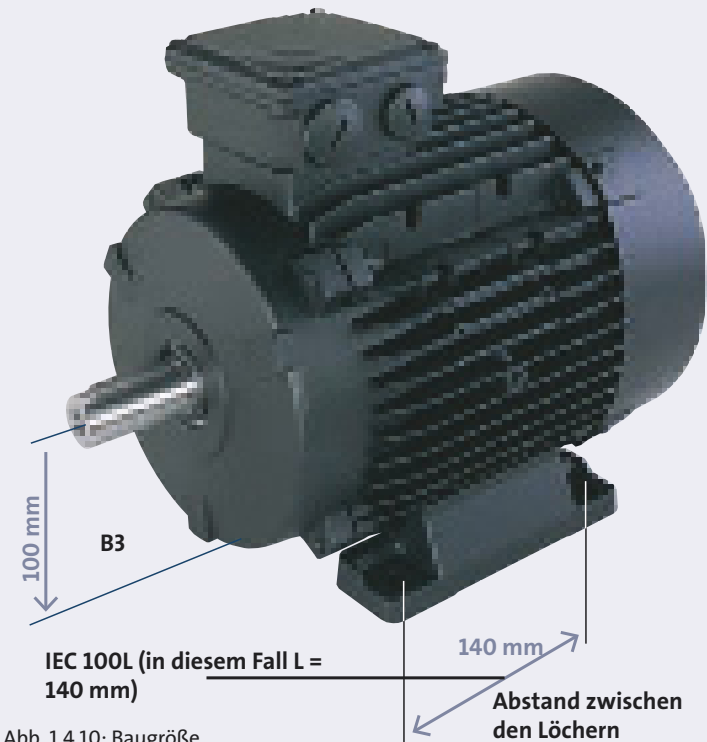


Abb. 1.4.10: Baugröße

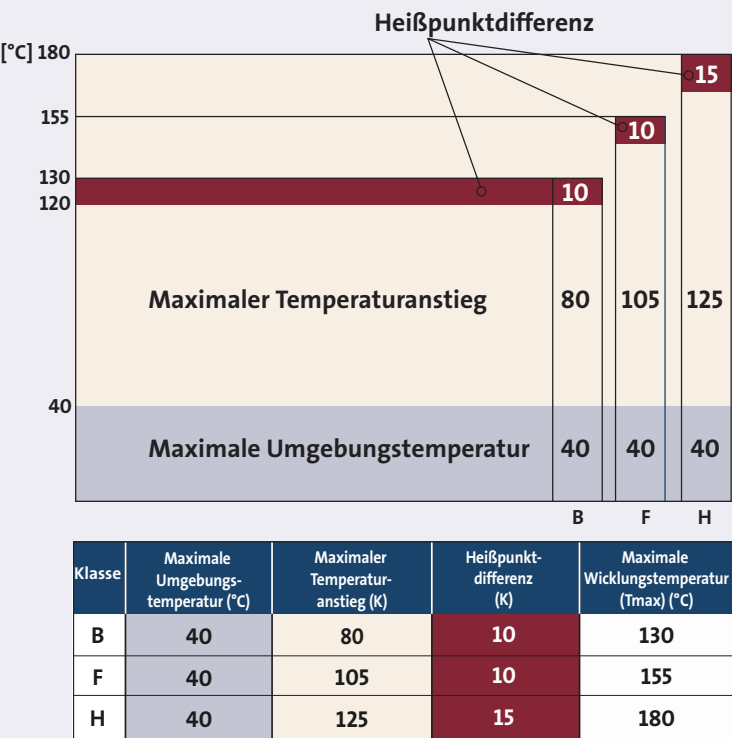


Abb. 1.4.12: Die verschiedenen Wärmeklassen und der Temperaturanstieg bei Nennspannung und Nennlast

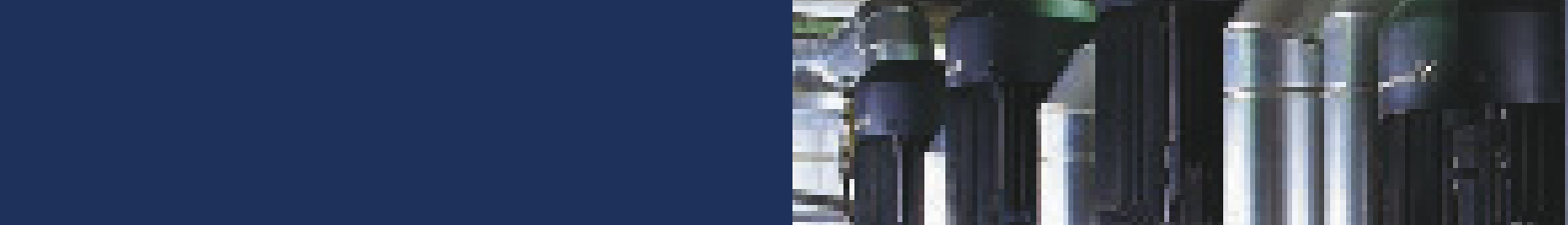


Abb. 1.4.11: Verhältnis zwischen Baugröße und Leistungsaufnahme

1	2		3				4	
Baugröße	Durchmesser Wellenende		Nennleistung				Flanschgröße	
	2-polig	4-, 6-, 8-polig	2-polig	4-polig	6-polig	8-polig	Flansch mit Durchgangs- löchern (FF)	Flansch mit Gewinde- löchern (FT)
	[mm]	[mm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]		
56	9	9	0,09; 0,12	0,06; 0,09			FF100	FT65
63	11	11	0,18; 0,25	0,12 ; 0,18			FF115	FT75
71	14	14	0,37; 0,55	0,25; 0,37			FF130	FT85
80	19	19	0,75; 1,1	0,55; 0,75	0,37; 0,55		FF165	FT100
90S	24	24	1,5	1,1	0,75	0,37	FF165	FT115
90L	24	24	2,2	1,5	1,1	0,55	FF165	FT115
100L	28	28	3	2,2; 3	1,5	0,75; 1,1	FF215	FT130
112M	28	28	4	4	2,2	1,5	FF215	FT130
132S	38	38	5,5; 7,5	5,5	3	2,2	FF265	FT165
132M	38	38	-	7,5	4; 5,5	3	FF265	FT165
160M	42	42	11; 15	11	7,5	4; 5,5	FF300	FT215
160L	42	42	18,5	15	11	7,5	FF300	FT215
180M	48	48	22	18,5	-	-	FF300	
180L	48	48	-	22	15	11	FF300	
200L	55	55	30; 37	30	18,5; 22	15	FF350	
225S	55	60	-	37	30	18,5	FF400	
225M	55	60	45	45	-	22	FF400	
250M	60	65	55	55	37	30	FF500	
280S	65	75	75	75	45	37	FF500	
280M	65	75	90	90	55	45	FF500	
315S	65	80	110	110	75	55	FF600	
315M	65	80	132	132	90	75	FF600	
315L	65	80	160; 200; 250				FF600	
355	75	100	315; 355; 400; 450; 500	315; 355; 400; 450; 500			FF740	
400	80	100	560; 630; 710	560; 630; 710			FF840	
450	90	120	800; 900; 1000	800; 900; 1000			FF940	

1.4.2 Einschalten des Motors

Bei Elektromotoren wird zwischen verschiedenen Einschaltarten unterschieden: Direktanlauf, Stern-Dreieck-Einschaltung, Einschaltung über Anlasstrafo, Softstart, Start mit Frequenzumrichter. Alle genannten Methoden haben ihre Vor- und Nachteile (siehe Abbildung 1.4.13).

Abb. 1.4.13: Einschaltart

Einschaltart	Vorteile	Nachteile
Direktanlauf (DOL)	Einfach und kostengünstig. Sicheres Anlaufen	Hoher Anlaufstrom
Stern-Dreieck-Einschaltung (SD) (Y/Δ)	Reduzierung des Anlaufstroms um den Faktor 3	Stromspitze beim Umschalten von Stern auf Dreieck. Nicht geeignet bei geringer Trägheit der Last. Reduziertes Anlaufmoment
Einschaltung über Anlasstrafo	Reduzierung des Anlaufstroms und Anlaufmoments	Stromspitzen beim Umschalten von reduzierter auf volle Spannung. Reduziertes Anlaufmoment
Sanftanlasser	„Sanftes“ Anlaufen. Keine Stromspitzen. Weniger Wasserschlag beim Starten der Pumpe. Reduzierung des Anlaufstroms bei Bedarf, üblicherweise um das Zwei- bis Dreifache	Reduziertes Anlaufmoment
Start mit Frequenzumrichter	Keine Stromspitzen. Weniger Wasserschlag beim Starten der Pumpe. Reduzierung des Anlaufstroms bei Bedarf, üblicherweise um das Zwei- bis Dreifache. Kann zur stufenlosen Spannungsversorgung des Motors verwendet werden	Reduziertes Anlaufmoment. Teuer

Direktanlauf (DOL)

Wie der Name bereits andeutet, wird der Motor durch Direktanlauf gestartet. Die Bemessungsspannung der Spannungsquelle wird direkt angelegt. Der Direktanlauf eignet sich für stabile Spannungsquellen und mechanisch starre und ausreichend dimensionierte Wellensysteme (z. B. für Pumpen). Bei Verwendung des Direktanlaufs als Einschaltart sollten stets die örtlichen Behörden konsultiert werden.

Stern-Dreieck-Einschaltung

Das Ziel dieser Einschaltart ist es, den Anlaufstrom zu reduzieren. Sie wird bei Drehstrom-Asynchronmotoren verwendet. In der ersten Position des Schalters wird die Stromversorgung zu den Statorwicklungen zum Anlassen in Stern (Y) geschaltet. In der zweiten Position des Schalters wird der Strom den Wicklungen in Dreieckschaltung (Δ) zugeführt, sobald der Motor an Drehzahl gewonnen hat.

Einschaltung über Anlasstrafo

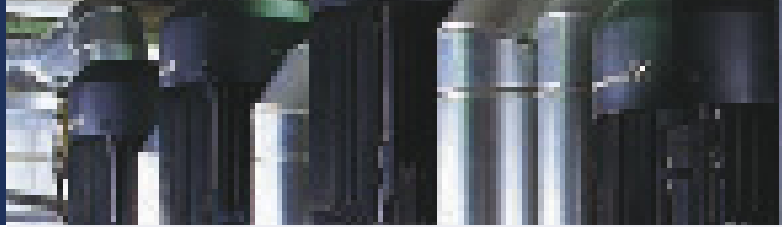
Bei dieser Einschaltart wird ein Anlasstrafo verwendet. Der Anlasstrafo wird während des Anlassens mit dem Motor in Reihe geschaltet und regelt die Spannung in zwei bis vier Stufen auf die Bemessungsspannung hoch.

Sanftanlasser

Wie der Name schon sagt, ist der Sanftanlasser ein Gerät, das einen sanften Start des Motors ermöglicht. Dabei wird die Spannung über einen voreingestellten Zeitraum allmählich erhöht.

Start mit Frequenzumrichter

Frequenzumrichter sind für eine stufenlose Spannungsversorgung von Motoren ausgelegt, können aber auch für weiches Anlaufen verwendet werden.



1.4.3 Spannungsversorgung

Die Bemessungsspannung des Motors liegt innerhalb eines bestimmten Spannungsbereichs. Abbildung 1.4.14 zeigt typische Spannungswerte für 50-Hz- und 60-Hz-Motoren.

Entsprechend der internationalen Norm IEC 60038 muss ein Motor mit Netzspannungsschwankungen von $\pm 10\%$ arbeiten können.

Bei Motoren, die gemäß IEC 60034-1 für einen größeren Spannungsbereich ausgelegt sind (z. B. 380-415 V), darf die Netzspannungsschwankung $\pm 5\%$ betragen.

Die zulässige Höchsttemperatur für die aktuelle Wärmeklasse wird nicht überschritten, wenn der Motor im Bereich der Bemessungsspannung betrieben wird. Bei Bedingungen im extremen Grenzbereich steigt die Temperatur normalerweise um ca. 10 Kelvin an.

1.4.4 Frequenzumrichter

Frequenzumrichter werden häufig bei drehzahlgeordneten Pumpen verwendet (siehe Kapitel 4). Der Frequenzumrichter wandelt die Spannung und Frequenz der Netzstromversorgung um, sodass der Motor bei verschiedenen Drehzahlen betrieben werden kann. Bei dieser Art von Frequenzregelung können folgende Probleme auftreten:

- Geräusche im Motor, die manchmal als Störgeräusche ins System übertragen werden.
- Hohe Spannungsspitzen am Ausgang des Frequenzumrichters zum Motor

Beispiele für typische Spannungswerte

50 Hz

50 Hz-Motoren werden mit den folgenden Spannungswerten geliefert:

- 3 x 220 – 240 Δ / 380 – 415 Y
- 3 x 200 – 220 Δ / 346 – 380 Y
- 3 x 200 Δ / 346 Y
- 3 x 380 – 415 Δ
- 1 x 220 – 230 / 240

60 Hz

60 Hz-Motoren werden mit den folgenden Spannungswerten geliefert:

- 3 x 200 – 230 Δ / 346 – 400 Y
- 3 x 220 – 255 Δ / 380 – 440 Y
- 3 x 220 – 277 Δ / 380 – 480 Y
- 3 x 200 – 230 Δ / 346 – 400 Y
- 3 x 380 – 480 Δ

Abb. 1.4.14: Typische Spannungswerte

Netzspannung gemäß IEC 60038

50 Hz	60 Hz
230 V $\pm 10\%$	-
400 V $\pm 10\%$	-
690 V $\pm 10\%$	-
-	460 V $\pm 10\%$

Abb. 1.4.15: Netzspannung gemäß IEC 60038

Isolierung für Motoren mit Frequenzumrichter

Bei den Motoren mit Frequenzumrichter unterscheidet man aufgrund der unterschiedlichen Isolierung zwischen zwei Arten.

Motoren ohne Phasenisololation

Bei der Motorenbauweise ohne Phasenisololation erhöhen Dauerspannungen über 460 V (eff.) das Risiko einer Durchschlagsentladung in den Wicklungen und damit einer Zerstörung des Motors. Dies gilt für alle Motoren, die nach diesem Prinzip ausgelegt sind. Der Dauerbetrieb mit Spannungsspitzen über 650 V kann den Motor beschädigen.

Motoren mit Phasenisololation

Drehstrommotoren sind üblicherweise mit Phasenisololation ausgerüstet, daher sind bei Spannungsquellen unter 500 V keine besonderen Vorsichtsmaßnahmen erforderlich.

Motoren mit verstärkter Isolation

Bei Versorgungsspannungen zwischen 500 und 690 V muss der Motor mit verstärkter Isolation oder mit Delta U/Delta t-Filtern geschützt werden. Bei Versorgungsspannungen über 690 V ist der Motor sowohl mit verstärkter Isolation als auch mit Delta U-/Delta t-Filtern zu schützen.

Motoren mit isolierten Lagern

Zur Vermeidung von schädlichem Stromfluss durch die Lager müssen die Motorlager elektrisch isoliert werden. Dies gilt für Motoren ab der Baugröße 280.

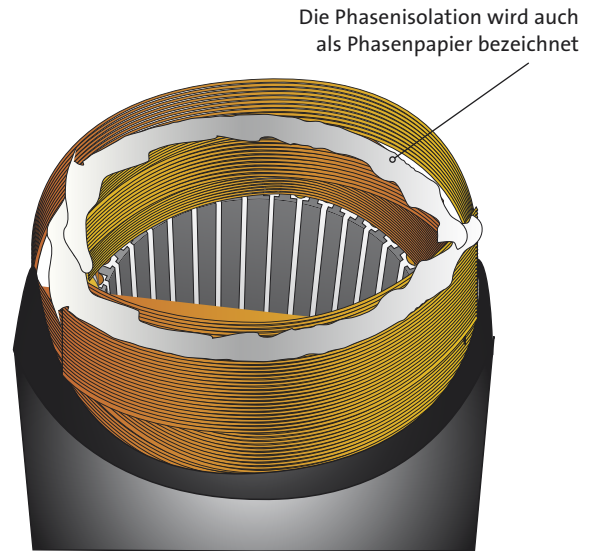
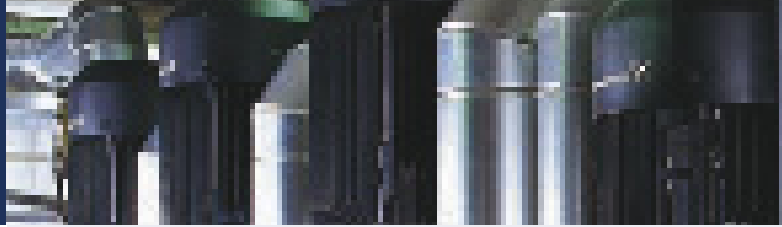


Abb. 1.4.16: Stator mit Phasenisololation



Motorwirkungsgrad

Elektromotoren erzielen generell einen relativ hohen Wirkungsgrad. Je nach Motorgröße haben manche Motoren einen Wirkungsgrad von 80 bis 93 % (elektrische Leistung/Wellenleistung). Große Motoren können sogar noch höhere Wirkungsgrade erreichen. In Elektromotoren treten zweierlei Arten von Energieverlust auf: lastabhängige und lastunabhängige Verluste.

Die lastabhängigen Verluste sind proportional zum Quadrat der Stromstärke. Dazu gehören:

- Statorverluste (Kupferverluste)
- Rotorverluste (Schlupfverluste)
- Streuverluste (in verschiedenen Motorkomponenten)

Zu den lastunabhängigen Verlusten des Motors gehören:

- Wirbelstromverluste (Kernverluste)
- Mechanische Verluste (Reibung)

In verschiedenen Motorklassifizierungen werden die Motoren nach ihrem Wirkungsgrad kategorisiert. Als wichtigste Klassifizierungen gelten CEMEP in der EU (EFF1, EFF2 und EFF3) und EPAct in den USA.

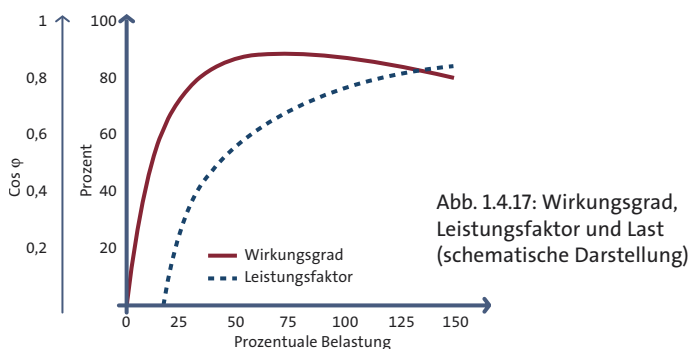


Abb. 1.4.17: Wirkungsgrad, Leistungsfaktor und Last (schematische Darstellung)

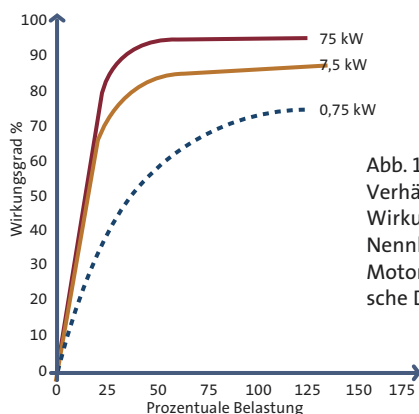


Abb. 1.4.18: Das Verhältnis von Wirkungsgrad und Nennlast verschiedener Motorgrößen (schematische Darstellung)

Motoren werden zerstört, wenn sie über längere Zeiträume überlastet werden. Daher sind die meisten Motoren absichtlich überdimensioniert und arbeiten nur bei 75 % bis 80 % ihrer vollen Leistung. Bei diesem Lastpegel bleiben Motorwirkungsgrad und Leistungsfaktor relativ hoch. Erst wenn die Motorlast unter 25 % sinkt, nehmen Wirkungsgrad und Leistungsfaktor rapide ab.

Der Motorwirkungsgrad sinkt schnell bei einem Betrieb unter einen bestimmten Prozentsatz der Nennlast. Daher sollte ein Motor so dimensioniert sein, dass die Verluste, die durch einen Betrieb zu weit unterhalb der Nennleistung entstehen, gering bleiben. Der Pumpenmotor wird generell so ausgewählt, dass er den Leistungsanforderungen der Pumpe entspricht.

1.4.5 Motorschutz

Fast alle Motoren werden vor zu hohen Temperaturen geschützt, die das Isoliersystem schädigen können. Je nach Bauweise und Anwendung des Motors hat dieser Übertemperaturschutz manchmal auch noch andere Funktionen (z. B. Überhitzungsschutz für Frequenzumrichter, falls dieser am Motor angebaut ist).

Die Art von Übertemperaturschutz unterscheidet sich bei den einzelnen Motortypen. Bei der Auswahl eines Übertemperaturschutzes sind Bauweise und Leistungsaufnahme des Motors zu berücksichtigen. Generell müssen die Motoren vor folgenden Situationen geschützt werden:

Fehler, die zu einem allmählichen Temperaturanstieg in den Wicklungen führen:

- Allmähliche Überlastung
- Lange Anlaufzeiten
- Verringerte oder fehlende Kühlung
- Erhöhte Umgebungstemperatur
- Häufiges Ein- und Ausschalten
- Frequenzschwankungen
- Spannungsschwankungen

Fehler, die zu einem schnellen Temperaturanstieg in den Wicklungen führen:

- Blockierter Rotor
- Phasenausfall

Übertemperaturschutz (Thermal Protection, TP)

Gemäß den Anforderungen der Norm IEC 60034-11 muss der Übertemperaturschutz auf dem Leistungsschild des Motors mit der TP-Kennzeichnung angegeben sein. In Abbildung 1.4.19 sind die TP-Kennzeichnungen aufgeführt.

Symbol	Technische Überlastung durch (1. Ziffer)	Anzahl der Stufen und Funktionen (2. Ziffer)	Kategorie (3. Ziffer)
TP 111	Nur langsam (z. B. dauernde Überlastung)	1 Stufe (Aus)	1
TP 112			2
TP 121		2 Stufen (Warnung und Aus)	1
TP 122			2
TP 211	Langsam und schnell (z. B. dauernde Überlastung und blockierter Rotor)	1 Stufe (Aus)	1
TP 212			2
TP 221		2 Stufen (Warnung und Aus)	1
TP 222			2
TP 311	Nur schnell (z. B. blockierter Rotor)	1 Stufe (Aus)	1
TP 312			2

Kennzeichnung der zulässigen Temperatur, wenn der Motor thermisch überlastet wird. Kategorie 2 erlaubt eine höhere Temperatur als Kategorie 1.

Abb. 1.4.19: TP-Kennzeichnungen

PTC-Thermistoren

PTC-Thermistoren (PTC = Positive Temperature Coefficient) können während der Produktion oder im Nachhinein in die Motorwicklungen eingebaut werden. Üblicherweise werden drei PTCs in Reihe geschaltet (für jede Phase der Wicklung einer). Die Thermistoren sind in verschiedenen Auslösetemperaturen von 90 °C bis 180 °C in Fünf-Grad-Schritten erhältlich. Die PTCs werden an ein Thermistor-Relais angeschlossen, das den schnellen Widerstandsanstieg des Thermistors registriert, wenn die Auslösetemperatur erreicht ist. Thermistoren sind nichtlinear. Bei Umgebungstemperatur beträgt der Widerstand der drei Thermistoren etwa 200-300 Ohm. Sobald die Auslösetemperatur erreicht ist, steigt dieser Widerstand rapide an. Klettert die Temperatur noch weiter, so erreicht der PTC-Thermistor einen Widerstand von mehreren Tausend Ohm. Üblicherweise löst ein Thermistor-Relais bei 3000 Ohm oder bei einem voreingestellten Auslösewiderstand gemäß DIN 44082 aus. Für wicklungsintegrierte PTCs bei Motoren unter 11 kW lautet die TP-Kennzeichnung TP211. Für nachträglich eingebaute PTCs lautet die TP-Kennzeichnung TP111. PTCs für Motoren über 11 kW haben normalerweise die TP-Kennzeichnung TP111.

Thermoschalter und Thermostate

Thermoschalter sind kleine Bimetallschalter, die bei bestimmten Temperaturen schalten. Sie sind in zahlreichen Auslösetemperaturen und als offene und geschlossene Ausführung lieferbar. Der meistverwendete Typ ist die unter Normalbedingungen geschlossene Ausführung. Ein oder zwei in Reihe geschaltete Thermoschalter werden üblicherweise wie Thermistoren in die Wicklungen eingebaut und können direkt mit dem Schaltkreis des Hauptschützes verbunden werden. In diesem Fall ist kein Relais erforderlich. Diese Art von Schutz ist kostengünstiger als Thermistoren, andererseits aber weniger empfindlich und nicht dazu geeignet, rechtzeitig eine Motorblockade zu registrieren.

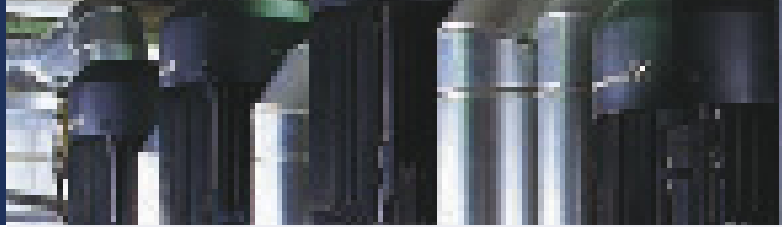
Thermoschalter sind auch unter den Handelsnamen und Bezeichnungen Thermik, Klixon und PTO (Protection Thermique à Ouverture) bekannt. Thermoschalter tragen immer die Kennzeichnung TP 111.

Einphasenmotoren

Einphasenmotoren werden normalerweise mit integriertem Übertemperaturschutz geliefert. Der Übertemperaturschutz ist üblicherweise so ausgelegt, dass er automatisch wieder schließt. Der Motor muss deshalb über entsprechende Sicherheitseinrichtungen an das Netz angeschlossen werden, damit gewährleistet ist, dass durch das automatische Schließen keine Unfälle verursacht werden.

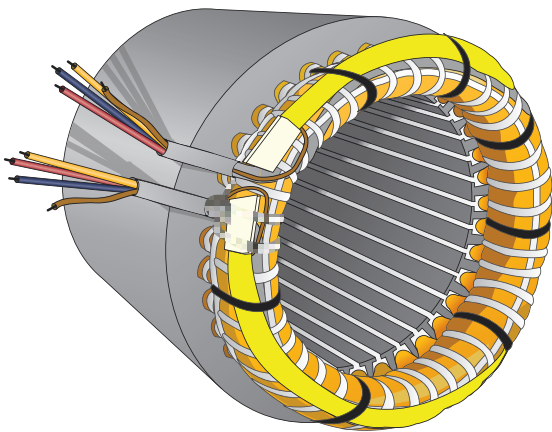
Drehstrommotoren

Drehstrommotoren sind gemäß den örtlichen Vorschriften zu schützen. Dieser Motortyp verfügt meist über integrierte Kontakte zum Zurücksetzen im externen Steuerkreis.



Stillstandsheizung

Eine Stillstandsheizung des Motors besteht aus einem Heizelement. Dieses Heizelement wird insbesondere bei Anwendungen eingesetzt, wo mit Feuchtigkeit und Kondenswasser zu rechnen ist. Durch den Einsatz der Stillstandsheizung ist der Motor wärmer als die Umgebung, und dadurch bleibt die relative Luftfeuchtigkeit im Inneren des Motors unter 100 %.



1.4.20: Stator mit Heizelement

Wartung

Der Motor sollte in regelmäßigen Abständen überprüft werden. Außerdem ist es wichtig, den Motor sauber zu halten, damit eine ausreichende Kühlung gewährleistet ist. Wenn die Pumpe in einer staubigen Umgebung aufgestellt ist, muss sie regelmäßig gereinigt und überprüft werden.

Lager

Normalerweise haben die Motoren auf der Antriebsseite (A-Seite) ein Festlager und auf der Nichtantriebsseite (B-Seite) ein Lager mit Spiel in Achsrichtung. Dieses Längsspiel ist aufgrund der Produktionstoleranzen, der thermischen Ausdehnung im Betrieb usw. erforderlich. Die Motorlager auf der B-Seite werden durch gewellte Federscheiben gehalten (siehe Abbildung 1.4.21).

Als festes Lager auf der A-Seite wird entweder ein Rillenkugellager oder ein Schrägkugellager verwendet.

Lagerspiel und Toleranzen werden gemäß ISO 15 und ISO 492 angegeben. Da die Lagerhersteller verpflichtet sind, diese Normen einzuhalten, sind die Lager international austauschbar.

Damit ein Lager frei laufen kann, muss ein inneres Spiel zwischen Laufrille und Kugeln vorhanden sein. Ohne dieses Spiel wären die Lager entweder schwergängig, oder sie würden festfressen und überhaupt nicht umlaufen. Andererseits führt ein zu großes inneres Spiel zu instabilen Laufeigenschaften, sodass übermäßige Geräuschbildung auftritt oder die Welle ausschlägt.

Je nach Pumpentyp, mit dem der Motor gekuppelt ist, muss das Rillenkugellager auf der A-Seite ein Spiel gemäß C3 oder C4 haben. C4-Lager sind weniger hitzeempfindlich und können größere Axialkräfte übertragen.

Lager, die Axialkräfte einer Pumpe aufnehmen, dürfen ein C3-Spiel haben, wenn:

- die Pumpe vollständig oder teilweise hydraulisch entlastet ist,
- die Pumpe periodisch mit vielen kurzen Betriebszeiten läuft,
- die Pumpe lange Stillstandsphasen hat.

C4-Lager werden für Pumpen mit schwankenden, hohen Axialkräften eingesetzt. Bei Pumpen, die starke Axialkräfte in eine Richtung verursachen, werden Schrägkugellager eingesetzt.

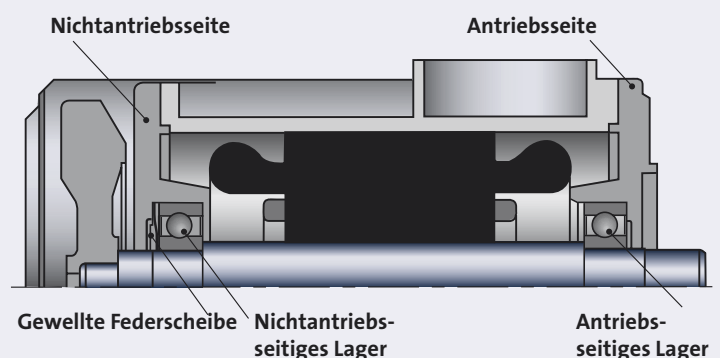


Abb. 1.4.21: Querschnitt durch einen Motor

Abschnitt 1.4

Motoren

Axialkräfte	Lagertypen und empfohlenes Spiel	
	Antriebsseite	Nichtantriebsseite
Mittlere bis starke Kräfte. Hauptsächlich äußerlich am Wellenende angreifend	Rillenkugellager (C4) als Festlager	Rillenkugellager (C3)
Starke Kräfte äußerlich am Wellenende angreifend	Schräggugellager als Festlager	Rillenkugellager (C3)
Mittlere Kräfte. Hauptsächlich äußerlich am Wellenende angreifend (teilweise in der Pumpe hydraulisch ausgeglichen)	Rillenkugellager (C3) als Festlager	Rillenkugellager (C3)
Geringe Kräfte (elastische Kupplung)	Rillenkugellager (C4) als Festlager	Rillenkugellager (C3)
Starker innerer Druck	Rillenkugellager (C4)	Schräggugellager als Festlager

Abb. 1.4.22: Typische Lagerausführungen in Pumpenmotoren

Motoren mit dauergeschmierten Lagern

Für geschlossene Lager mit Dauerschmierung ist einer der folgenden hochwarmfesten Schmierstoffe zu verwenden:

- Lithiumfett
- Polyharnstoff-Fett

Die technischen Spezifikationen müssen der Norm DIN - 51825 K2 (oder besser) entsprechen. Die Grundölviskosität muss höher sein als:

- 50 cSt ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) bei 40 °C und
- 8 cSt (mm^2/s) bei 100 °C.

Beispiel: Klüberquiet BQH 72-102 mit einem Füllgrad von 30 - 40 %.

Motoren mit Schmiersystem

Normalerweise sind Motoren ab einer Baugröße von 160 an den Lagern auf der A-Seite und B-Seite mit Schmiernippeln ausgerüstet.

Die Schmiernippel sind sichtbar und leicht zugänglich. Der Motor ist so konstruiert, dass:

- Schmiermittel das Lager umfließt,
- neues Schmiermittel in das Lager eintritt,
- altes Schmiermittel aus dem Lager entfernt wird.

Motoren mit Schmiersystemen werden mit Schmier Vorschriften geliefert, die sich z. B. auf einem Schild an der Lüfterabdeckung befinden. Außerdem befinden sich auch Vorschriften in der Montage- und Betriebsanleitung.

Als Schmiermittel wird häufig hochwarmfestes Fett auf Lithiumbasis verwendet (z. B. EXXON UNIREX N3 oder Shell Alvania G3). Die Grundölviskosität muss höher sein als:

- 50 cSt ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) bei 40 °C und
- 8 cSt (mm^2/s) bei 100 °C.

Abschnitt 1.5: Flüssigkeiten

- 1.5.1 Viskose Flüssigkeiten
- 1.5.2 Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten
- 1.5.3 Die Auswirkung viskoser Flüssigkeiten auf die Leistung einer Kreislumpumpe
- 1.5.4 Auswahl der richtigen Pumpe für eine Flüssigkeit mit Frostschutzmittel
- 1.5.5 Berechnungsbeispiel
- 1.5.6 Rechnergestützte Pumpenauswahl für zähe und viskose Flüssigkeiten



Abschnitt 1.5

Flüssigkeiten

1.5.1 Viskose Flüssigkeiten

Wasser ist zweifelsohne die von Pumpen am meisten geförderte Flüssigkeit. Für einige Anwendungen müssen Pumpen aber auch andere Flüssigkeiten wie beispielsweise Öl, Propylenglykol oder Benzin fördern. Im Vergleich zu Wasser weisen diese Flüssigkeiten eine andere Dichte und Viskosität auf.

Die Viskosität ist ein Maß für die Zähigkeit einer Flüssigkeit.

Je höher die Viskosität, um so zähflüssiger ist die Flüssigkeit. Propylenglykol und Motorenöl sind Beispiele zähflüssiger oder hochviskoser Flüssigkeiten. Benzin und Wasser sind Beispiele dünnflüssiger, niedrigviskoser Flüssigkeiten.

Man unterscheidet zwei Arten von Viskosität:

- Die dynamische (absolute) Viskosität (μ), die normalerweise in Pa·s oder Poise gemessen wird. (1 Poise = 0,1 Pa·s)
- Die kinematische Viskosität (ν), die normalerweise in Zentistokes oder m^2/s (1 cSt = $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) angegeben wird.

Die Formel rechts zeigt das Verhältnis zwischen der dynamischen (absoluten) Viskosität (μ) und der kinematischen Viskosität (ν).

Auf den folgenden Seiten befassen wir uns ausschließlich mit der kinematischen Viskosität (ν).

Die Viskosität einer Flüssigkeit ändert sich bei Temperaturänderungen erheblich; heißes Öl ist dünnflüssiger als kaltes Öl. Wie der Abbildung 1.5.1 zu entnehmen ist, erhöht sich die Viskosität eines 50 %igen Propylenglykolegemisches bei einer Temperaturänderung von +20 °C auf -20 °C um das Zehnfache. Weitere Informationen zur Viskosität von Flüssigkeiten finden Sie im Anhang L.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ = Dichte der Flüssigkeit

Flüssigkeit	Temperatur t [°C]	Dichte ρ [kg/m³]	Kinematische Viskosität ν [cSt]
Wasser	20	998	1,004
Benzin	20	733	0,75
Olivenöl	20	900	93
50% Propylenglykol	20	1043	6,4
50% Propylenglykol	-20	1061	68,7

Abb. 1.5.1: Vergleich von Viskositätswerten für Wasser und einige andere Flüssigkeiten. Es sind auch die Werte für Dichte und Temperatur angegeben.

1.5.2 Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten

Die bisher erwähnten Flüssigkeiten werden als Newtonsche Flüssigkeiten bezeichnet. Die Viskosität Newtonscher Flüssigkeiten wird nicht beeinflusst von der Ausdehnung und der Bewegung, denen sie ausgesetzt sind. Erdöl und Wasser sind typische Beispiele dieser Art von Flüssigkeit. Bei Nicht-Newtonschen Flüssigkeiten ändert sich dagegen die Viskosität, wenn sie bewegt werden.

Hierzu ein paar Beispiele:

- Bei streichbaren Flüssigkeiten wie Creme erhöht sich die Viskosität durch Bewegung.
- Plastische Flüssigkeiten wie Ketchup haben einen Fließwert, der überschritten werden muss, bevor der Fluss einsetzt. Von diesem Punkt an verringert sich die Viskosität bei zunehmender Bewegung.
- Thixotrope Flüssigkeiten wie nicht tropfende Farbe zeigen eine sich vermindernende Viskosität bei zunehmender Bewegung.

Die Nicht-Newtonschen Flüssigkeiten entsprechen nicht der zuvor in diesem Abschnitt beschriebenen Formel für Viskosität.

1.5.3 Die Auswirkung viskoser Flüssigkeiten auf die Leistung einer Kreislumpumpe

Viskose Flüssigkeiten, also Flüssigkeiten mit einer höheren Viskosität und/oder höheren Dichte als Wasser, beeinflussen die Leistung von Kreislumpumpen auf unterschiedliche Weise:

- Die Leistungsaufnahme steigt, d. h. es ist eventuell ein größerer Motor erforderlich, um dieselbe Aufgabe zu erfüllen.
- Förderhöhe, Förderstrom und Pumpenwirkungsgrad verringern sich.

Dazu im Folgenden ein Beispiel: Eine Pumpe wird zum Pumpen einer Flüssigkeit in einem Kühlsystem mit einer Flüssigkeitstemperatur unter 0 °C verwendet. Um zu vermeiden, dass die Flüssigkeit gefriert, wird dem Wasser ein Frostschutzmittel wie Propylenglykol zugesetzt. Wenn der Förderflüssigkeit Glykol oder ein ähnliches Frostschutzmittel zugesetzt wird, erhält die Flüssigkeit andere Eigenschaften als Wasser. Die Flüssigkeit hat:

- einen niedrigeren Gefrierpunkt, t_f [°C],
- eine geringere spezifische Wärme, c_p [kJ/kg K],
- eine geringere Wärmeleitfähigkeit, λ [W/m K],
- einen höheren Siedepunkt, t_b [°C],
- einen höheren Ausdehnungskoeffizienten, β [m/°C],
- eine höhere Dichte, ρ [kg/m³],
- eine höhere kinematische Viskosität, ν [cSt].

Diese Eigenschaften sind bei der Anlagenplanung und der Auswahl von Pumpen zu bedenken. Wie bereits erwähnt, ist aufgrund der höheren Dichte eine größere Motorleistung erforderlich. Die höhere Viskosität verringert die Förderhöhe, den Förderstrom und den Wirkungsgrad der Pumpe, sodass eine weitere Erhöhung der Motorleistung erforderlich ist. Siehe Abbildung 1.5.2.

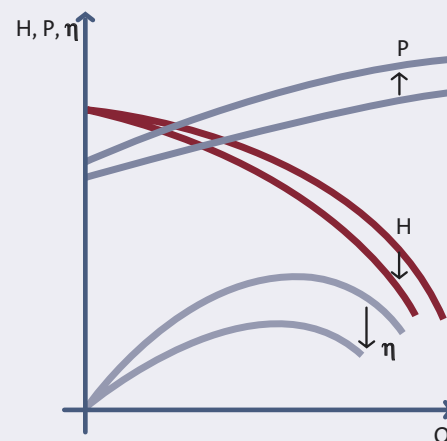


Abb. 1.5.2: Geänderte Förderhöhe und Leistungsaufnahme sowie geänderter Wirkungsgrad für Flüssigkeiten mit höherer Viskosität

1.5.4 Auswahl der richtigen Pumpe für eine Flüssigkeit mit Frostschutzmittel

Die Pumpenkennlinien beziehen sich normalerweise auf Wasser von ungefähr 20 °C, d.h. einer kinematischen Viskosität von ca. 1 cSt und einer Dichte von ca. 1.000 kg/m³.

Wenn Pumpen für Flüssigkeiten mit Frostschutzmittel unter 0 °C verwendet werden, muss überprüft werden, ob die Pumpe die erforderliche Leistung erbringen kann oder ein größerer Motor erforderlich ist. Der folgende Abschnitt stellt eine vereinfachte Methode zur Bestimmung von Korrekturen von Pumpenkennlinien für Pumpen in Anlagen dar, die für eine Viskosität zwischen 5 und 100 cSt und eine Dichte von maximal 1.300 kg/m³ auszulegen sind. Hinweis: Diese Methode ist nicht so genau wie die später in diesem Abschnitt beschriebene rechnergestützte Methode.

Korrekturen der Pumpenkennlinien bei Pumpen für hochviskose Flüssigkeiten

Mit dem erforderlichen Betriebspunkt, Q_s , H_s und der kinematischen Viskosität der gepumpten Flüssigkeit, können die Korrekturfaktoren von H und P_2 festgelegt werden, dargestellt in Abbildung 1.5.3.

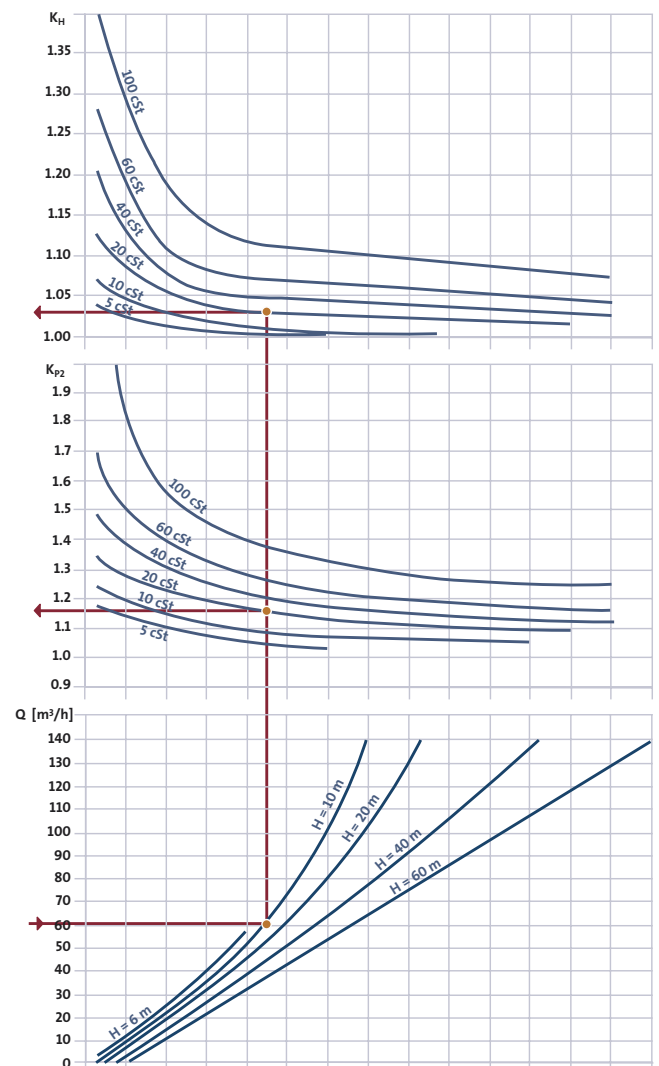


Abb. 1.5.3: Korrekturfaktoren für Förderhöhe und Leistungsaufnahme für verschiedene Förderströme, Förderhöhen und Viskositäten

Abbildung 1.5.3 ist so zu lesen:

Mit den Angaben k_H und k_{P2} in der Abbildung kann die äquivalente Förderhöhe für sauberes Wasser H_W und die korrigierte tatsächliche Wellenleistung P_{25} entsprechend der folgenden Formel berechnet werden:

$$H_W = k_H \cdot H_s$$

$$P_{25} = k_{P2} \cdot P_{2W} \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_w} \right)$$

wobei

H_W : gleich äquivalente Förderhöhe der Pumpe, wenn die Förderflüssigkeit „reines“ Wasser ist

P_{2W} : gleich Wellenleistung am Betriebspunkt (Q_s, H_W), wenn die gepumpte Flüssigkeit Wasser ist

H_s : gleich gewünschte Förderhöhe des Fördermediums (mit Zusätzen)

P_{25} : gleich Wellenleistung am Betriebspunkt (Q_s, H_s), wenn das Fördermedium Wasser (mit Zusätzen) ist

ρ_s : gleich Dichte des Fördermediums

ρ_w : gleich der Dichte von Wasser = 998 kg/m³

Die Pumpenauswahl erfolgt nach den normalen Datenblättern/Kennlinien für Wasser. Die Pumpe sollte dem Leistungspunkt $Q, H = Q_s, H_W$ entsprechen und der Motor sollte an der Welle eine Leistung von P_{25} abgeben.

Abbildung 1.5.4 zeigt, wie bei der Auswahl einer Pumpe vorzugehen ist und wie man prüft, ob der Motor die erforderliche Leistung erbringt.

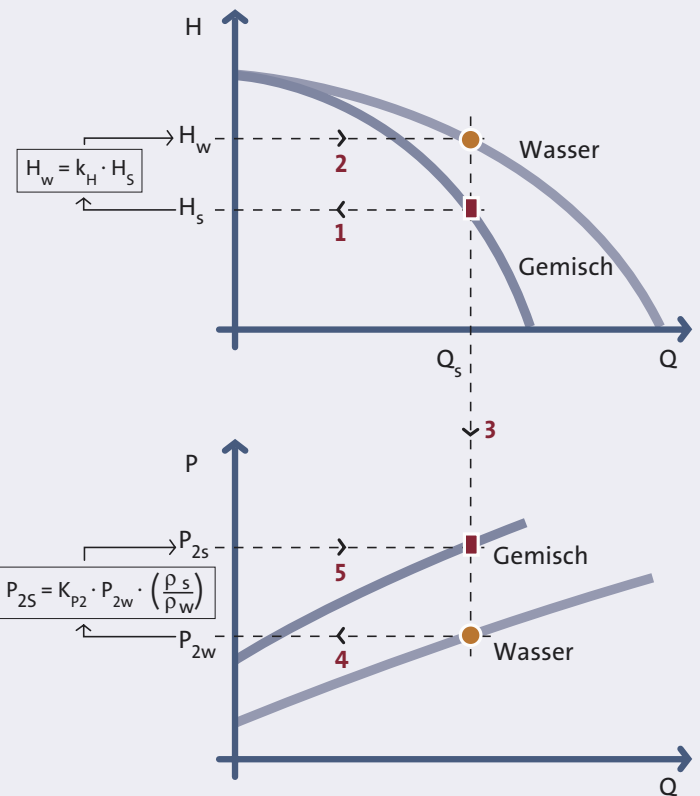


Abb. 1.5.4: Korrektur der Pumpenkennlinie bei der Auswahl der richtigen Pumpe für die Anlage

Für das Auswahlverfahren der Pumpe und des Motors sind folgende Schritte auszuführen:

- Berechnung der richtigen Förderhöhe H_W (auf der Grundlage von H_s und k_H), siehe Abbildung 1.5.4 **1-2**
- Wahl einer Pumpe, die eine Leistung entsprechend dem korrigierten Leistungspunkt erbringt (Q_s, H_W)
- Ablesen der Leistungsaufnahme P_{2W} im Betriebspunkt (Q_s, H_W), siehe Abbildung 1.5.4 **3-4**
- Basierend auf P_{2W} , k_{P2} , ρ_w , und ρ_s wird die korrigierte erforderliche Wellenleistung P_{25} berechnet, siehe Abbildung 1.5.4 **4-5**
- Überprüfen Sie, ob $P_{25} < P_{2MAX}$ des Motors ist. Wenn dies der Fall ist, kann der Motor verwendet werden. Anderenfalls muss ein stärkerer Motor gewählt werden.

1.5.5 Berechnungsbeispiel

Eine Umwälzpumpe in einem Kühlsystem muss eine Flüssigkeit mit 40 Gewichtsprozent Propylenglykol bei -10 °C pumpen. Der gewünschte Förderstrom beträgt $Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$ und die gewünschte Förderhöhe $H_s = 12\text{ m}$. Mit diesem Betriebspunkt kann die QH-Kennlinie für Wasser ermittelt und eine Pumpe gewählt werden, die den entsprechenden Betriebspunkt abdeckt. Wenn der erforderliche Pumpentyp und die Größe festgelegt sind, kann überprüft werden, ob die Pumpe mit einem Motor ausgestattet ist, der die geforderte Leistung erbringt.

Das Fördermedium weist eine kinematische Viskosität von 20 cSt und eine Dichte von 1049 kg/m^3 auf. Wenn $Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$, $H_s = 12\text{ m}$ und $\nu = 20\text{ cSt}$ betragen, sind die Korrekturfaktoren in Abbildung 1.5.3 zu finden.

$$k_H = 1,03$$

$$k_{P_2} = 1,15$$

$$H_w = k_H \cdot H_s = 1,03 \cdot 12 = 12,4\text{ m}$$

$$Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$$

Die Pumpe muss einen Betriebspunkt von $Q, H = 60\text{ m}^3/\text{h}, 12,4\text{ m}$ erreichen. Wenn die erforderliche Pumpengröße gewählt wurde, findet man den P_2 -Wert für den Betriebspunkt, der in diesem Fall $P_{2w} = 2,9\text{ kW}$ beträgt. Jetzt kann die erforderliche Motorleistung für die Propylenglykollösung berechnet werden:

$$P_{2s} = k_{P_2} \cdot P_{2w} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_w}$$

$$P_{2s} = 1,15 \cdot 2,9 \cdot \frac{1049}{998} = 3,5\text{ kW}$$

Die Berechnung zeigt, dass die Pumpe mit einem 4 kW Motor ausgerüstet werden muss, dem kleinsten Motor, der die berechnete Leistung von $P_{2s} = 3,5\text{ kW}$ erbringt.

1.5.6 Rechnergestützte Pumpenauswahl für Flüssigkeiten höherer Dichte und Viskosität

Verschiedene rechnergestützte Programme zur Pumpenauswahl beinhalten eine Funktion, die die Pumpenkennlinien aufgrund der Dichte und Viskosität des Fördermediums umrechnet.

Abbildung 1.5.5 zeigt die Pumpenkennlinien des gerade behandelten Beispiels.

Die Abbildung zeigt die Kennlinien der Pumpe bei der Förderung einer viskosen Flüssigkeit (die durchgehenden Linien) sowie die Kennlinien bei der Förderung von Wasser (die gestrichelten Linien). Wie abgebildet verringern sich Förderhöhe, Förderstrom und Wirkungsgrad, wodurch sich die Leistungsaufnahme erhöht.

Der Wert von P_2 beträgt 3,4 kW und entspricht somit dem Ergebnis der Berechnung des Beispiels in Abschnitt 1.5.4.

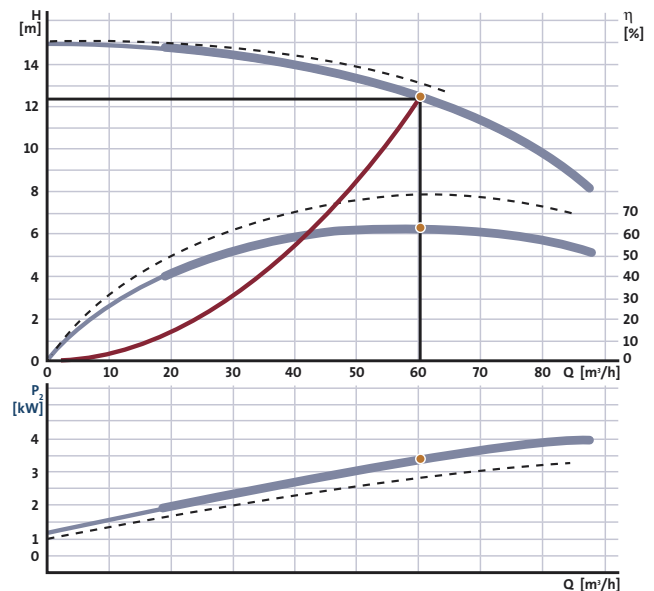


Abb. 1.5.5: Pumpenkennlinien

Abschnitt 1.6: Werkstoffe

- 1.6.1 Was ist Korrosion?
- 1.6.2 Korrosionsarten
- 1.6.3 Metall und metallische Legierungen
- 1.6.4 Keramische Werkstoffe
- 1.6.5 Kunststoffe
- 1.6.6 Gummi (Kautschuk)
- 1.6.7 Beschichtungen



In diesem Abschnitt finden Sie Informationen über die unterschiedlichen bei der Konstruktion von Pumpen verwendeten Werkstoffe. Im Mittelpunkt stehen hier die Eigenschaften der einzelnen Metalle und Metalllegierungen. Aber bevor wir tiefer in die Welt der Werkstoffe einsteigen, wollen wir uns zuerst näher mit dem Thema Korrosion beschäftigen. Außer einer Erklärung, was Korrosion ist, werden Sie Informationen über die unterschiedlichen Korrosionsarten erhalten, und darüber, was getan werden kann, um Korrosion zu verhindern.

1.6.1 Was ist Korrosion?

Ein Abbau von Metall durch chemische oder elektrochemische Reaktion mit der Umgebung wird normalerweise als Korrosion bezeichnet, siehe Abbildung 1.6.1. Im weitesten Sinne kann Korrosion auch als die Tendenz von Metall bezeichnet werden, sich in die natürliche Erscheinungsform zurückzuverwandeln, ähnlich dem Oxid, aus dem es einst geschmolzen wurde. Lediglich Edelmetalle wie Gold und Platin kommen in der Natur in ihrer metallischen Erscheinungsform vor.

Bei einigen Metallen bildet sich eine dichte schützende Oxidschicht auf der Oberfläche, die weitere Korrosion verhindert. Wenn diese Oberflächenschicht beschädigt wird, tritt ein Selbstheilungsprozess ein. Diese Metalle sind passiviert. Unter atmosphärischen Bedingungen bilden die Korrosionsprodukte von Zink und Aluminium eine relativ dichte Schicht und schützen so vor weiterer Korrosion. Ebenso wird auf der Oberfläche von nichtrostendem Stahl eine dichte Schicht aus Eisen- und Chromoxid gebildet, und auf der Oberfläche von Titan eine Schicht aus Titanoxid. Die schützende Schicht dieser Metalle ergibt die gute Korrosionsbeständigkeit. Rost stellt dagegen ein nichtschützendes Korrosionsprodukt auf Stahl dar. Rost ist porös, nicht fest haftend und schützt nicht vor weiterer Korrosion, siehe Abbildung 1.6.2.

Umgebungsbedingungen, die die Korrosion von Metallen und Legierungen beeinflussen

- pH-Wert (Säuregrad)
- Oxydierende Faktoren (wie z. B. Sauerstoff)
- Temperatur
- Konzentration von Lösungsbestandteilen (wie z. B. Chloride)
- Biologische Aktivität
- Einsatzbedingungen (wie z. B. Strömungsgeschwindigkeit, Reinigungsprozesse und Stillstandszeiten)

Abb. 1.6.1: Umgebungsbedingungen, die Korrosion von Metallen und Legierungen beeinflussen

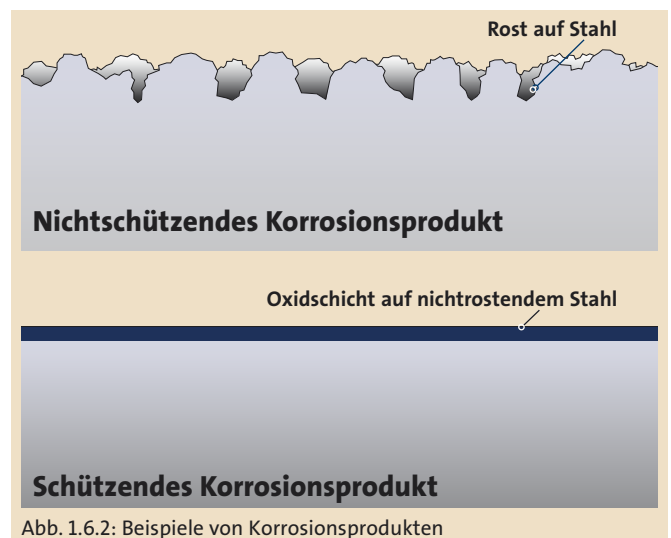


Abb. 1.6.2: Beispiele von Korrosionsprodukten

1.6.2 Korrosionsarten

Ganz allgemein bedeutet metallische Korrosion den Verlust von Metall an einer freien Oberflächenstelle. Korrosion kommt in verschiedenen Formen vor, von einheitlichen Angriffen auf der gesamten Oberfläche bis hin zu starken örtlich begrenzten Angriffen.

Die chemischen und physikalischen Bedingungen der Umgebung sind für die Art und den Grad der Korrosionsangriffe entscheidend. Diese Bedingungen sind auch entscheidend für die Art der gebildeten Korrosionsprodukte und die zu treffenden Gegenmaßnahmen. In vielen Fällen ist es nicht möglich oder sehr teuer, den Korrosionsprozess vollständig zu verhindern. Es ist jedoch meist möglich, den Prozess auf einem akzeptablen Niveau zu begrenzen.

Auf den folgenden Seiten werden unterschiedliche Korrosionsformen dargestellt, um einen Eindruck von deren Charakteristika zu vermitteln.

Gleichmäßige Flächenkorrosion

Als gleichmäßige Flächenkorrosion wird ein gleichmäßiger Flächenabtrag auf der gesamten Oberfläche oder einem großen Teil der Gesamtfläche bezeichnet. Das Metall wird immer dünner, bis es vollkommen zerstört ist. Bei der gleichmäßigen Flächenkorrosion geht am meisten Metall verloren.

Beispiele von Metallen, die durch gleichmäßige Flächenkorrosion gefährdet sind:

- Stahl in kohlenstoffhaltigem Wasser
- Nichtrostender Stahl in reduzierender Säure (wie z. B. EN 1.4301 (AISI 304) in Schwefelsäure)

Lochfraß

Lochfraß ist eine örtlich begrenzte Form der Korrosion. Lochfraß bildet Löcher oder Vertiefungen in der Metalloberfläche. Das Metall wird durchlöchert, wobei die gesamte Korrosion, gemessen am Gewichtsverlust, eher gering sein kann. Die Korrosionsgeschwindigkeit kann dabei, je nach Aggressivität der Flüssigkeit, das 10- bis 100-fache einer gleichmäßigen Korrosion betragen. Lochfraß tritt meistens an Stellen auf, wo die Flüssigkeit stagniert. Beispiel von Metall, das durch Lochfraß gefährdet ist:

- Nichtrostender Stahl in Meerwasser

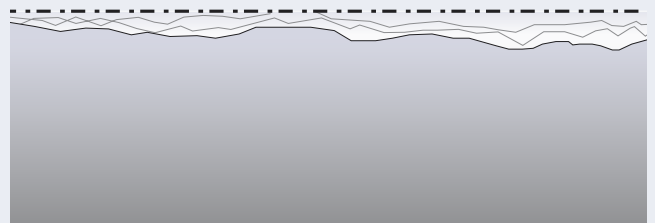


Abb. 1.6.3: Gleichmäßige Flächenkorrosion

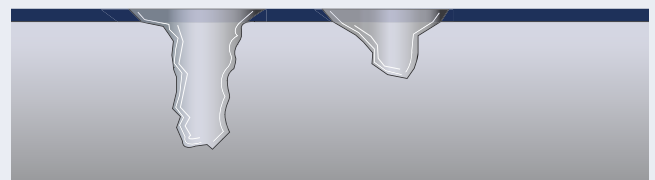


Abb. 1.6.4: Lochfraß

Spaltkorrosion

Spaltkorrosion ist wie der Lochfraß eine örtlich begrenzte Form eines Korrosionsangriffs. Die Spaltkorrosion tritt jedoch schneller auf als der Lochfraß. Spaltkorrosion tritt an schmalen Öffnungen, in Zwischenräumen zwischen zwei Metalloberflächen oder zwischen metallischen und nichtmetallischen Oberflächen auf und steht meist in Zusammenhang mit einem toten Spalt. Spalte, wie sie an Flanschverbindungen oder an Gewindeanschlüssen auftreten, sind somit die am meisten korrosionsgefährdeten Stellen.

Beispiel eines Metalls, das durch Spaltkorrosion gefährdet ist:

- Nichtrostender Stahl in Meerwasser

Interkristalline Korrosion

Wie der Name schon sagt, tritt die interkristalline Korrosion an den Korngrenzen der Kristalle auf. Diese Art der Korrosion tritt typischerweise dann auf, wenn sich Chromkarbid während des Schweißens an den Korngrenzen absetzt, oder in Verbindung mit unzureichender Wärmebehandlung. Der Chromgehalt wird in einem kleinen Bereich um die Korngrenze abgemagert, und die Korrosionsbeständigkeit verringert sich gegenüber dem restlichen Werkstoff, da Chrom eine wichtige Rolle für die Korrosionsbeständigkeit spielt.

Beispiel eines Metalls, das durch Spaltkorrosion gefährdet ist:

- Nichtrostender Stahl, der nicht fachgerecht geschweißt oder wärmebehandelt wurde
- Nichtrostender Stahl EN 1.4401 (AISI 316) in konzentrierter Salpetersäure

Selektive Korrosion

Bei der selektiven Korrosion wird nur ein einzelnes Element einer Legierung angegriffen und in der Legierungsstruktur zersetzt. Infolgedessen wird die Struktur der Legierung geschwächt.

Beispiele von selektiver Korrosion:

- Durch Entzinkung von unstabilem Messing entsteht eine schwache, poröse Kupferstruktur
- Durch die Spongiose von Grauguss entsteht ein sprödes Graphitskelett, das durch die Zersetzung von Eisen zurückbleibt

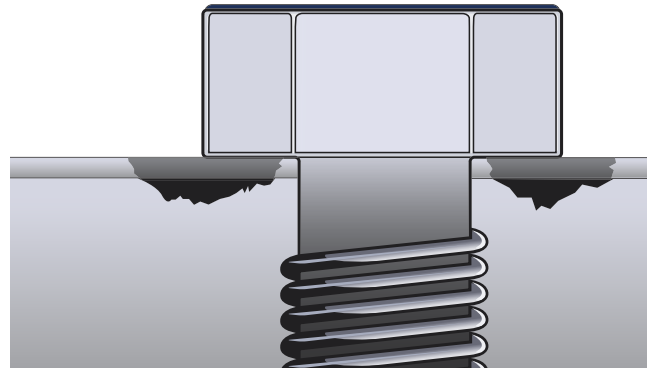


Abb. 1.6.5: Spaltkorrosion

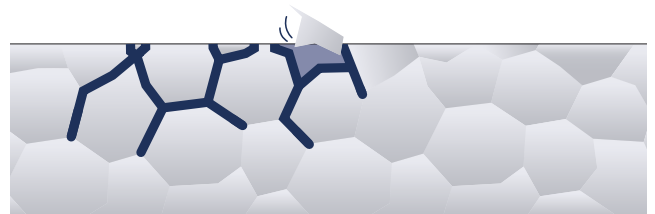


Abb. 1.6.6: Interkristalline Korrosion

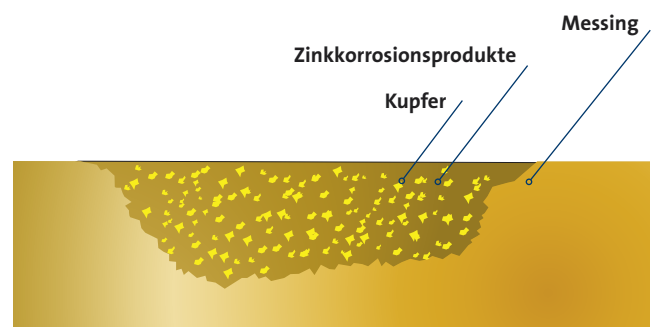


Abb. 1.6.7: Selektive Korrosion

Erosionskorrosion

Erosionskorrosion ist ein Vorgang, bei dem Korrosion und Erosion gemeinsam beteiligt sind. Die Stärke des Korrosionsangriffs wird durch die relative Bewegung einer korrosiven Flüssigkeit an einer Metalloberfläche bestimmt. Der Angriff findet dort statt, wo eine hohe Geschwindigkeit oder turbulente Strömungen vorliegen. Erosionskorrosionsangriffe sind an parallelen Vertiefungen zu erkennen.

Beispiel eines Metalls, das durch Erosionskorrosion gefährdet ist:

- Bronze in Meerwasser
- Kupfer in Wasser

Kavitationskorrosion

In einer mit hoher Geschwindigkeit geförderten Flüssigkeit entstehen Stellen mit Unterdruck. Wenn der Druck unter den Dampfdruck der Flüssigkeit fällt, bilden sich Dampfblasen (die Flüssigkeit kocht). Wenn der Druck wieder ansteigt, fallen die Dampfblasen zusammen und erzeugen starke Druckwellen, die zu einem Materialabtrag führen.

Beispiele von Metallen, die durch Kavitationskorrosion gefährdet sind:

- Grauguss in Wasser bei hoher Temperatur
- Bronze in Meerwasser

Spannungsrissskorrosion (SCC)

Spannungsrissskorrosion (SCC) entsteht durch den gleichzeitigen Einfluss von Zugspannungen (äußeren oder inneren) und korrosiver Umgebung. Der Werkstoff kann ohne nennenswerte Verformungen oder sichtbare Materialbeschädigungen Risse bekommen. Spannungsrissskorrosion tritt häufig zusammen mit Lochfraß auf.

Beispiele von Metallen, die durch Spannungsrissskorrosion gefährdet sind:

- Nichtrostender Stahl EN 1.4401 (AISI 316) in Chloriden
- Messing in Ammoniak

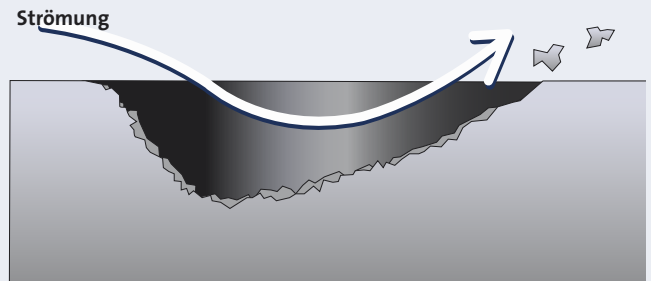


Abb. 1.6.8: Erosionskorrosion

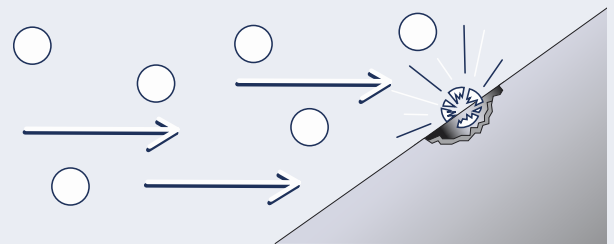


Abb. 1.6.9: Kavitationskorrosion



Abb. 1.6.10: Spannungsrissskorrosion

Korrosionsermüdung

Rein mechanische Ermüdung tritt auf, wenn ein Werkstoff unter wechselnder Belastung weit unter der maximalen Zugfestigkeit versagt. Wenn das Metall gleichzeitig einem korrosiven Angriff unterliegt, kann es sogar bei noch geringerer Belastung und in kürzerer Zeit versagen. Im Gegensatz zur rein mechanischen Ermüdung gibt es bei korrosionsbedingter Ermüdung keinen Belastungsgrenzwert.

Beispiel eines Metalls, das durch Korrosionsermüdung gefährdet ist:

- Aluminiumkonstruktionen in korrosiver Atmosphäre

Galvanische Korrosion

Wenn zwei verschiedene Metalle über ein Elektrolyt in Kontakt kommen (galvanisches Element), entsteht Korrosion am weniger edlen Werkstoff (der Anode) und eine Reduktion am edleren Metall (der Kathode). Diese Art der Korrosion nennt sich galvanische Korrosion. Die Tendenz eines Metalls oder einer Legierung in einem galvanischen Element zu korrodieren, wird durch seine Position in der elektrochemischen Spannungsreihe bestimmt. Die elektrochemische Spannungsreihe gibt an, wie edel oder unedel verschiedene Metalle und Legierungen in einer bestimmten Umgebung sind (z. B. Meerwasser, siehe Abbildung 1.6.12).

Je weiter die Metalle in der elektrochemischen Spannungsreihe voneinander entfernt stehen, um so größer ist der galvanische Korrosionseffekt. Metalle und Legierungen am Anfang der Reihe sind edel, die am Ende sind unedel.

Beispiele von Metallen, die durch galvanische Korrosion gefährdet sind:

- Stahl in Kontakt mit 1.4401
- Aluminium in Kontakt mit Kupfer

Das Prinzip der galvanischen Korrosion wird für den kathodischen Schutz verwendet. Kathodischer Schutz wird zur Reduzierung oder Vermeidung der Korrosion von Metalloberflächen in Form von Opferanoden (Zink oder Aluminium) oder eingespeistem Strom eingesetzt.

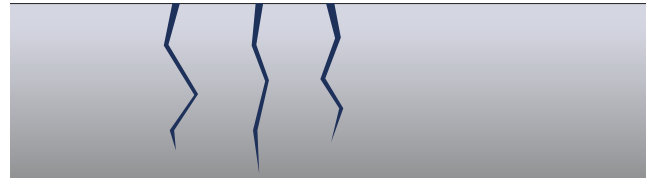


Abb. 1.6.11: Korrosionsermüdung

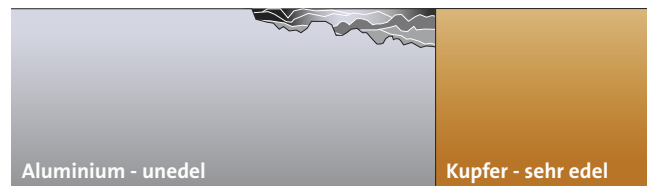
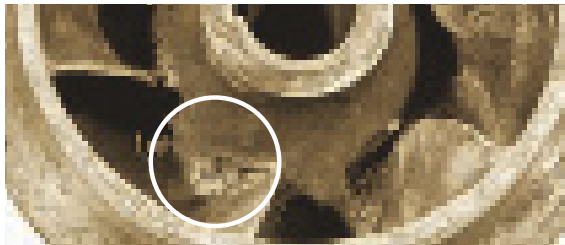


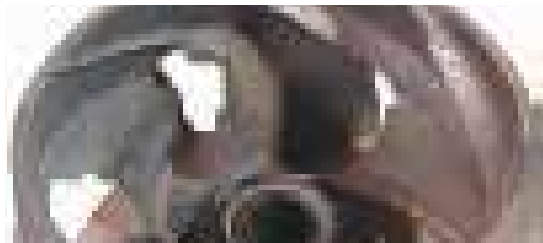
Abb. 1.6.12: Galvanische Korrosion

Elektrochemische Spannungsreihe von Metallen und Legierungen in Meerwasser	
Höchste Beständigkeit	
Platin	
Gold	
Titan (passiviert)	
Silber	
Nicht rostender Stahl (passiviert)	
Kupfer	
Bronze	
Messing	
Zinn	
Nicht rostender Stahl (aktiviert)	
Stahl	
Aluminium	
Zink	
Magnesium	
Geringste Beständigkeit	

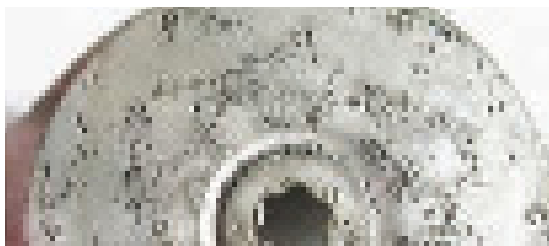
Abb. 1.6.13: Elektrochemische Spannungsreihe von Metallen und Legierungen in Meerwasser



Kavitationskorrosion bei Bronzelaufrädern



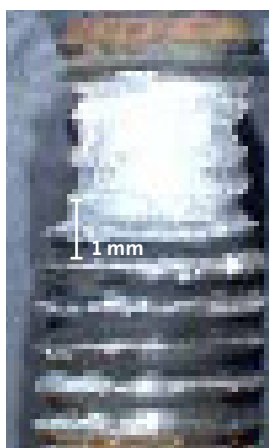
Erosionskorrosion von Laufrädern aus Grauguss



Lochfraß von nichtrostendem Stahl, EN 1.4401 (AISI 316)



Interkristalline Korrosion von nichtrostendem Stahl



Spaltkorrosion von EN 1.4462 (AISI 2205)

1.6.3 Metall und metallische Legierungen

Auf den folgenden Seiten sind die Eigenschaften verschiedener Metalle und Metalllegierungen, die für die Konstruktion von Pumpen verwendet werden, beschrieben.

Eisenlegierungen

Eisenlegierungen sind Legierungen, deren Hauptbestandteil Eisen ist. Eisenlegierungen sind aufgrund ihrer Verfügbarkeit, niedriger Kosten und Vielseitigkeit die am weitesten verbreiteten Werkstoffe.

Stahl

Stahl ist ein häufig verwendeter Werkstoff, der hauptsächlich aus Eisen mit Kohlenstoffanteil besteht. Der Anteil an Kohlenstoff in Stahl liegt im Bereich von 0,003 bis 1,5 Gewichtsprozent. Der Gehalt an Kohlenstoff hat großen Einfluss auf die Festigkeit, Schweißfähigkeit, maschinelle Bearbeitbarkeit, Verformbarkeit und Härte des Werkstoffs. Als Faustregel gilt, dass sich mit steigendem Kohlenstoffgehalt die Festigkeit und Härte des Werkstoffs erhöhen, die Verformbarkeit und Schweißfähigkeit jedoch verringern. Die am weitesten verbreitete Stahlart ist der Kohlenstoffstahl. Kohlenstoffstahl wird in vier Kategorien unterteilt, siehe Abbildung 1.6.14.

Stahlart	Kohlenstoffgehalt
Niedrig legierter Kohlenstoffstahl	0,003% - 0,30%
Mittel legierter Kohlenstoffstahl	0,30% - 0,45%
Hoch legierter Kohlenstoffstahl	0,45% - 0,75%
Sehr hoch legierter Kohlenstoffstahl	0,75% - 1,50%

Abb. 1.6.14: Vier Arten von Kohlenstoffstahl

Stahl gibt es in geschmiedeter und gegossener Form. Die wesentlichen Merkmale von Stahlguss sind fast mit denen von Schmiedestahl vergleichbar. Der größte Vorteil von Stahl liegt darin, dass er relativ günstig herzustellen, zu formen und zu bearbeiten ist. Andererseits liegt der Nachteil von allgemeinem Stahl darin, dass seine Korrosionsbeständigkeit im Verhältnis zu alternativen Werkstoffen, wie z.B. nichtrostender Stahl, niedrig ist.

Gusseisen

Gusseisen kann als Legierung aus Eisen, Silizium und Kohlenstoff betrachtet werden. Normalerweise liegt der Gehalt an Kohlenstoff bei 3 - 4 Gewichtsprozent, meist in ungelöster Form (als Graphitflocken oder -kugeln). Die beiden Hauptarten sind Grauguss und Kugelgraphitguss (duktil). Die Korrosionsbeständigkeit von Grauguss ist vergleichbar mit der von Stahl, teilweise ist sie sogar besser. Grauguss kann mit 13 - 16 Gewichtsprozent Silizium oder entsprechend 15 - 35 Gewichtsprozent Nickel (Ni-resist) legiert werden, um die Korrosionsbeständigkeit zu verbessern. In der Industrie sind verschiedene Arten von Gusseisen weit verbreitet, vor allem für Ventile, Pumpen, Leitungen und Automobilteile. Gusseisen weist eine gute Korrosionsbeständigkeit gegenüber neutralen und basischen Flüssigkeiten (hoher pH-Wert) auf. Die Beständigkeit gegenüber Säuren (niedriger pH-Wert) ist gering.

Grauguss

Bezeichnungen von Grauguss			
Zugfestigkeit N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 185
150	EN-GJL-150	GG-15	50
200	EN-GJL-200	GG-20	200
250	EN-GJL-250	GG-25	250

Abb. 1.6.15: Vergleich und Bezeichnungen von Graugusstypen

In Grauguss ist der Graphit in einer Ferrit- oder Perlitmasse in Flockenform verteilt. Die Oberfläche von Bruchstellen sieht grau aus (daher rührt der Name). Die Graphitflocken führen zu Spannungskonzentrationen bei Zugbelastungen, d. h. Grauguss reagiert unter Zugspannung schwach und spröde, verträgt aber sehr gut Druckspannungen. Grauguss wird aufgrund seiner guten Dämpfungseigenschaften für die Konstruktion von Motorblöcken verwendet. Grauguss ist ein preisgünstiger Werkstoff, der relativ einfach mit geringem Schwindmaß zu gießen ist. Deshalb wird Grauguss häufig für Pumpenteile, die eine mittlere Festigkeit erfordern, verwendet.

Kugelgraphitguss (duktiles Gusseisen)

Bezeichnungen von Kugelgraphitguss			
Zugfestigkeit N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 1083
400	EN-GJS-400-18	GGG-40	400-18
400	EN-GJS-400-15	GGG-40.3	400-15
450	EN-GJS-450-10	—	450-10
500	EN-GJS-500-7	GGG-50	500-7

Abb. 1.6.16: Vergleich und Typenbezeichnungen von Kugelgraphitguss

Kugelgraphitguss enthält ungefähr 0,03 - 0,05 Gewichtsprozent Magnesium. Magnesium verwandelt die Flocken in Kugeln, sodass der Graphit in einer Ferrit- oder Perlitmasse in Kugelform verteilt wird. Die Graphitkugeln haben keine scharfen Kanten oder Ecken. Die runde Form von Kugelgraphit vermindert die Spannungskonzentration und der Werkstoff ist dadurch wesentlich zugfester als Grauguss. In Abbildung 1.6.16 ist deutlich zu erkennen, dass die Zugfestigkeit von Kugelgraphitguss höher ist als die von Grauguss. Kugelgraphitguss wird normalerweise für Pumpenteile verwendet, für die eine hohe Festigkeit erforderlich ist (Hochdruck- oder Hochtemperaturanwendungen).

Nichtrostender Stahl

Nichtrostender Stahl ist eine chromhaltige Stahlliegierung. Chrom erzeugt die Korrosionsbeständigkeit von nichtrostendem Stahl. Der Mindestchromgehalt in genormtem nichtrostendem Stahl liegt bei 10,5 %. Die Korrosionsbeständigkeit entsteht durch einen Chromoxidfilm, der sich auf der Metalloberfläche bildet. Diese extrem dünne Schicht ist unter entsprechenden Bedingungen „selbstheilend“. Molybdän, Nickel und Stickstoff sind weitere Beispiele typischer Legierungsbestandteile. Legierungen mit diesen Elementen bilden unterschiedliche Kristallstrukturen mit unterschiedlichen Eigenschaften hinsichtlich Zerspanbarkeit, Formgebung, Schweißen, Korrosionsbeständigkeit, usw. Im Allgemeinen ist nichtrostender Stahl gegenüber Chemikalien (z. B. Säuren) widerstandsfähiger als Stahl und Grauguss.

In einer Umgebung, die Chloride enthält, kann nichtrostender Stahl von einer örtlich begrenzten Korrosion, wie z. B. Lochfraß und Spaltkorrosion, angegriffen werden. Die Beständigkeit von nichtrostendem Stahl gegenüber diesen Korrosionsformen ist maßgeblich von seiner chemischen Zusammensetzung abhängig. Es ist mittlerweile üblich, den so genannten PRE-Wert (Pitting Resistance Equivalent) als Maß für die Lochfraßbeständigkeit von nichtrostendem Stahl zu verwenden. PRE-Werte werden anhand von Formeln berechnet, bei denen der relative Einfluss verschiedener Legierungsbestandteile (Chrom,

Molybdän und Stickstoff) auf die Lochfraßbeständigkeit berücksichtigt wird. Je höher der PRE-Wert, desto größer die Beständigkeit gegenüber örtlich begrenzter Korrosion. Dabei gilt es zu bedenken, dass der PRE-Wert nur eine grobe Einschätzung der Lochfraßbeständigkeit eines nichtrostenden Stahls darstellt. Er sollte nur als Vergleichs-/Klassifizierungswert verschiedener nichtrostender Stähle verwendet werden.

Im Folgenden werden die vier Hauptarten von nichtrostendem Stahl vorgestellt: ferritischer, martensitischer, austenitischer und ferritisch-austenitischer (Duplex-) Stahl.

Abb. 1.6.17: Die chemische Zusammensetzung von Edelstahl

Chemische Zusammensetzung von nichtrostendem Stahl [w%]							
Mikrostruktur	Bezeichnung EN/AISI/UNS	% Kohlenstoff max.	% Chrom	% Nickel	% Molybdän	% Andere	PRE ⁵⁾
Ferritisch	1.4016/430/ S43000	0,08	16-18				17
Martensitisch	1.4057/431/ S43100	0,12-0,22	15-17	1,5-2,5			16
Austenitisch	1.4305/303/ S30300	0,1	17-19	8-10		S 0,15-0,35	18
Austenitisch	1.4301/304/ S30400	0,07	17-19,5	8-10,5			18
Austenitisch	1.4306/304L/ S30403	0,03	18-20	10-12			18
Austenitisch	1.4401/316/ S31600	0,07	16,5-18,5	10-13	2-2,5		24
Austenitisch	1.4404/316L/ S31603	0,03	16,5-18,5	10-13	2-2,5		24
Austenitisch	1.4571/316Ti/ S31635	0,08	16,5-18,5	10,5-13,5	2-2,5	Ti > 5 x carbon Ti < 0,70	24
Austenitisch	1.4539/904L/ N08904	0,02	19-21	24-26	4-5	Cu 1,2-2	34
Austenitisch	1.4547/keine / S 31254 ³⁾	0,02	20	18	6,1	N 0,18-0,22 Cu 0,5-1	43
Ferritisch/ Austenitisch	1.4462/ keine/ S32205 ²⁾	0,03	21-23	4,5-6,5	2,5-3,5	N 0,10-0,22	34
Ferritisch/ Austenitisch	1.4410/keine/ S 32750 ⁴⁾	0,03	25	7	4	N 0,24-0,32	43
Mikrostruktur	Bezeichnung EN/ASTM/UNS	% Kohlenstoff max.	% Chrom	% Nickel	% Molybdän	% Andere	PRE
Austenitisch ¹⁾	1.4308/CF8/ J92600	0,07	18-20	8-11			19
Austenitisch ¹⁾	1.4408/CF8M/ J92900	0,07	18-20	9-12	2-2,5		26
Austenitisch ¹⁾	1.4409/CF3M/ J92800	0,03	18-20	9-12	2-2,5	N max. 0,2	26
Austenitisch	1.4584/keine/ keine	0,025	19-21	24-26	4-5	N max. 0,2 Cu 1-3	35
Ferritisch/ Austenitisch	1.4470/CD3MN/ J92205	0,03	21-23	4,5-6,5	2,5-3,5	N 0,12-0,2	35
Ferritisch/ Austenitisch	1.4517/CD4MCuN/ J93372	0,03	24,5-26,5	2,5-3,5	2,5-3,5	N 0,12-0,22 Cu 2,75-3,5	38

¹⁾ Enthält Ferritanteile ²⁾ Auch bekannt als SAF 2205, ³⁾ Auch bekannt als 254 SMO, ⁴⁾ Auch bekannt als SAF 2507

⁵⁾ PRE (Pitting Resistance Equivalent): $\text{Cr}\% + 3,3 \times \text{Mo}\% + 16 \times \text{N}\%$.

Ferritisch (magnetisch)

Ferritischer nichtrostender Stahl zeichnet sich durch sehr gute Korrosionsbeständigkeit, sehr gute Beständigkeit gegenüber Spannungsrisskorrosion und mittlere Zähigkeit aus. Schwachlegierter ferritischer nichtrostender Stahl wird unter leichten Bedingungen (Teelöffel, Küchenspülen, Waschmaschinentrommeln, usw.) eingesetzt, wo wartungsfreie und nichtrostende Komponenten erforderlich sind.

Martensitisch (magnetisch)

Martensitischer nichtrostender Stahl zeichne sich durch hohe Festigkeit und eingeschränkte Korrosionsbeständigkeit aus. Martensitische Stähle werden für Federn, Wellen, chirurgische Instrumente und Schneidwerkzeuge, wie Messer und Scheren, eingesetzt.

Austenitisch (nicht magnetisch)

Austenitischer nichtrostender Stahl ist die am weitesten verbreitete Art von nichtrostendem Stahl und zeichnet sich durch hohe Korrosionsbeständigkeit, sehr gute Formbarkeit, Zähigkeit und Schweißbarkeit aus. Austenitischer nichtrostender Stahl, insbesondere EN 1.4301 und EN 1.4401, wird für fast jegliche Art von Pumpenteilen in der Industrie verwendet. Diesen nichtrostenden Stahl gibt es in gegossener und geschmiedeter Form.

EN 1.4305 ist von allen nichtrostenden Stählen einer der beliebtesten zerspanbaren nichtrostenden Stähle. Durch den hohen Schwefelgehalt (0,15 - 0,35 Gewichtsprozent) wurde die maschinelle Bearbeitbarkeit erheblich verbessert, unglücklicherweise jedoch auf Kosten der Korrosionsbeständigkeit und Schweißbarkeit. Neuerdings wurden jedoch zerspanbare Qualitäten mit niedrigem Schwefelgehalt und somit einer höheren Korrosionsbeständigkeit entwickelt.

Wird nichtrostender Stahl beim Schweißen für längere Zeit auf 500 °C - 800 °C erhitzt, bildet das Chrom eventuell mit dem im Stahl vorhandenem Kohlenstoff Chromkarbide. Dadurch wird die Fähigkeit des Chroms,

den passiven Film zu erhalten, vermindert. Das kann zu interkristalliner Korrosion führen und wird auch als Sensibilisierung bezeichnet (siehe Abschnitt 1.6.2).

Wenn kohlenstoffarmer nichtrostender Stahl verwendet wird, reduziert sich das Risiko einer Sensibilisierung. Nichtrostender Stahl mit einem niedrigen Gehalt an Kohlenstoff wird mit EN 1.4306 (AISI 304L) oder EN 1.4404 (AISI 316L) bezeichnet. Beide Qualitäten enthalten 0,03 % Kohlenstoff im Verhältnis zu 0,07 % in den herkömmlichen nichtrostenden Stählen EN 1.4301 (AISI 304) und EN 1.4401 (AISI 316), siehe Abbildung 1.6.17.

Die stabilisierten Qualitäten EN 1.4571 (AISI 316Ti) enthalten eine geringe Menge Titan. Da Titan eine höhere Affinität zu Kohlenstoff als zu Chrom hat, wird die Bildung von Chromkarbiden reduziert. Der Gehalt an Kohlenstoff in modernem nichtrostendem Stahl ist allgemein niedrig, und durch die gute Verfügbarkeit von „L“-Qualitäten ist die Verwendung von stabilisierten Qualitäten merklich gesunken.

Ferritisch-austenitisch oder Duplex (magnetisch)

Ferritisch-austenitischer Duplexstahl zeichnet sich durch hohe Festigkeit, gute Zähigkeit, hohe Korrosionsbeständigkeit und hervorragende Beständigkeit gegen Spannungsrisskorrosion und insbesondere gegen Korrosionsermüdung aus.

Ferritisch-austenitischer nichtrostender Stahl wird normalerweise für Anwendungen genutzt, bei denen hohe Festigkeit, hohe Korrosionsbeständigkeit und geringe Anfälligkeit für Spannungsrisskorrosion oder eine Kombination dieser Eigenschaften erforderlich ist. Nichtrostender Stahl EN 1.4462 wird viel zur Herstellung von Pumpenwellen und Pumpengehäusen verwendet.

Nickellegierungen

Als Nickellegierungen werden Legierungen bezeichnet, die Nickel in größeren Anteilen als andere Legierungselemente enthalten. Die wichtigsten Legierungsbestandteile sind Eisen, Chrom, Kupfer und Molybdän. Die Legierungsbestandteile ermöglichen die Herstellung zahlreicher verschiedener Legierungen. Nickel und Nickellegierungen sind unter einer Vielzahl von schweren Betriebsbedingungen, wie beispielsweise korrosiven Umgebungen, hohen Temperaturen, hoher Beanspruchung oder einer Kombination aus diesen Faktoren, einsetzbar.

Hastelloys™ Legierungen sind eine Handelsproduktreihe und enthalten Ni, Mo, Cr und Fe. Nickellegierungen wie Inconel™ Legierung 625, Hastelloys™ C-276 und C-22 sind besonders korrosionsbeständig und unterliegen weder Lochfraß noch Risskorrosion in Meerwasser mit geringer Strömungsgeschwindigkeit, und sind bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten auch nicht von Erosionskorrosion betroffen.

Der Preis von Nickellegierungen schränkt den Einsatz für verschiedene Anwendungen ein. Nickellegierungen stehen in gegossenen und geschmiedeten Qualitäten zur Verfügung. Nickellegierungen sind jedoch schwieriger zu gießen als die üblichen Kohlenstoffstähle und nichtrostenden Stähle. Nickellegierungen werden vor allem für Pumpenteile in der chemischen Prozessindustrie verwendet.

Kupferlegierungen

Reines Kupfer hat hervorragende thermische und elektrische Eigenschaften, ist aber ein sehr weicher Werkstoff. Legierungszusätze ergeben unterschiedliche Guss- und Schmiedewerkstoffe, die für die Verwendung bei der Herstellung von Pumpen, Leitungen, Fittings, Druckbehältern und für viele Schiffs-, Elektro- und allgemeine Technikanwendungen geeignet sind.

Übliche Kupferlegierungen				
Werkstoff	Hauptlegierungselemente ¹⁾			
	Zink	Zinn	Nickel	Kupfer
Messing	10-30	-	-	Rest
Rotguss	5-10	5-10	-	Rest
Bronze ²⁾	-	10	-	Rest
Kupfernickel	-	-	20-30	Rest

1) Zur Verbesserung der Zerspanbarkeit kann Blei hinzugefügt werden.

2) Bronze kann für eine höhere Festigkeit mit Aluminium legiert werden.

Abb. 1.6.18: Übliche Kupferlegierungen

Von den Kupferlegierungen findet Messing aufgrund des geringen Preises, der leichten und günstigen Herstellung und maschinellen Bearbeitung die am weitesten verbreitete Verwendung. Messing ist Bronze in der Festigkeit jedoch unterlegen und sollte nicht in Umgebungen verwendet werden, die eine Entzinkung verursachen können (siehe selektive Korrosion).

Rotguss, Bronze und vor allem Kupfer-Nickel haben im Vergleich zu Grauguss eine hohe Beständigkeit gegenüber Chloriden in aggressiven Flüssigkeiten wie Meerwasser. In derartigen Umgebungen ist Messing aufgrund der Tendenz zur Entzinkung nicht geeignet. Alle Kupferlegierungen weisen nur eine geringe Beständigkeit gegenüber alkalischen Flüssigkeiten (hoher pH-Wert), Ammoniak und Sulfiden auf und sind anfällig für Erosion. Messing, Rotguss und Bronze werden vielfach bei der Herstellung von Lagern, Laufrädern und Pumpengehäusen verwendet.

Aluminium

Bezeichnung	Hauptlegierungsbestandteil
Serie 1000	unlegiert (rein)
Serie 2000	Hauptlegierungselement Kupfer, andere Elemente (Magnesium) sind möglich
Serie 3000	Hauptlegierungselement Mangan
Serie 4000	Hauptlegierungselement Silizium
Serie 5000	Hauptlegierungselement Magnesium
Serie 6000	Hauptlegierungselemente Magnesium und Silizium
Serie 7000	Hauptlegierungselement Zink, andere Elemente wie Kupfer, Magnesium, Chrom und Zirkonium sind möglich
Serie 8000	Andere Elemente (einschließlich Zink- und verschiedene Lithiumverbindungen)

Abb. 1.6.19: Hauptlegierungsbestandteile von Aluminium

Reines Aluminium ist ein leichtes und weiches Metall mit einer Dichte, die ungefähr einem Drittel der Dichte von Stahl entspricht. Reines Aluminium besitzt eine hohe elektrische und thermische Leitfähigkeit. Die gebräuchlichsten Legierungselemente sind Silizium (Silumin), Magnesium, Eisen und Kupfer. Silizium erhöht die Vergießbarkeit des Werkstoffs, Kupfer verbessert die Zerspanbarkeit und Magnesium erhöht die Korrosionsbeständigkeit und Festigkeit.

Die offensichtlichen Vorteile von Aluminium sind, dass der Werkstoff normalerweise einen schützenden Oxidfilm bildet und in der Atmosphäre sehr korrosionsbeständig ist. Behandlungen wie beispielsweise Beschichtungen können diese Eigenschaften noch verbessern. Aluminiumlegierungen werden häufig für Konstruktionen verwendet, die eine hohe Stabilität bei geringem Gewicht erfordern, wie z. B. in der Transportindustrie. Die Verwendung von Aluminium für Fahrzeuge und Flugzeuge verringert beispielsweise das Gewicht und damit den Energieverbrauch.

Andererseits hat Aluminium den Nachteil, dass es bei niedrigen oder hohen pH-Werten und in chloridhaltigen Umgebungen nicht stabil ist. Diese Eigenschaft macht Aluminium in Kontakt mit wässrigen Lösungen besonders unter Bedingungen mit hoher Strömung unbrauchbar. Dies wird noch unterstützt von der Tatsache, dass Aluminium ein reaktives Metall ist, d. h. es hat einen niedrigen Stellenwert in der elektrochemischen Spannungsreihe (siehe galvanische Korrosion) und unterliegt leicht galvanischer Korrosion in Zusammenarbeit mit edleren Metallen und Legierungen.

Titan

Titangrade nach ASTM	Legierung	Eigenschaften
Grad 1, 2, 3, 4	CP-Grade mit steigendem Sauerstoffgehalt	Korrosionsbeständig bei leichter Verarbeitung und guter Schweißbarkeit
Grad 7, 11	CP-Grade mit Palladiumanteil	Verbesserte Korrosionsbeständigkeit gegenüber reduzierenden Säuren und Spaltkorrosion
Grad 5	6% Al, 4% V	Das Arbeitspferd unter den Legierungen, Nutzung in der Flugzeugindustrie

CP: Commercial Pure (Titangehalt über 99,5%)

Abb. 1.6.20: Titanqualitäten und Legierungsmerkmale

Reines Titan hat eine geringe Dichte, ist gut verformbar und weist eine relativ geringe Festigkeit auf. Titan wird allerdings durch Zugabe einer begrenzten Menge an Sauerstoff verstärkt, und es entsteht sogenanntes CP-Titan (CP = commercial pure = kommerziell reines Titan). Zusätze verschiedener Legierungselemente wie z. B. Aluminium und Vanadium erhöhen die Festigkeit erheblich, aber auf Kosten der Verformbarkeit. Das mit Aluminium und Vanadium legierte Titan (Ti-6Al-4V) ist die am meisten verwendete Legierung in der Titanindustrie. Sie wird in vielen Luft- und Raumfahrtmotoren und Flugwerkteilen verwendet. Da Titan ein teurer Werkstoff ist, wird er bisher noch nicht oft für die Herstellung von Pumpenteilen verwendet.

Titan ist ein sehr reaktiver Werkstoff. Wie bei nichtrostendem Stahl hängt die Korrosionsbeständigkeit von Titan von der Bildung einer Oxidschicht ab. Die Oxidschicht schützt allerdings besser als die von nichtrostendem Stahl. Von daher ist das Verhalten von Titan in aggressiven Flüssigkeiten wie Meerwasser, feuchtem Chlor oder organischen Chloriden, die Lochfraß und Spaltkorrosion verursachen, wesentlich besser als das von nichtrostendem Stahl.

1.6.4 Keramische Werkstoffe

Als keramische Werkstoffe werden anorganische, nichtmetallische Werkstoffe bezeichnet, die von Natur aus einen typisch kristallinen Charakter haben. Sie bestehen aus metallischen und nicht metallischen Elementen. Handelsübliche keramische Werkstoffe sind Aluminiumoxide (Tonerde - Al_2O_3), Siliziumkarbid (SiC), Wolframkarbid (WC) und Siliziumnitrid (Si_3N_4).

Keramiken sind für Anwendungen geeignet, für die eine hohe thermische Stabilität, hohe Festigkeit, hohe Verschleißfähigkeit und hohe Korrosionsbeständigkeit erforderlich ist. Der Nachteil von Keramiken ist deren geringe Verformbarkeit und die hohe Neigung zu Sprödbrüchen. Keramische Werkstoffe werden vor allem für die Herstellung von Lagern und Dichtungsflächen für Gleitringdichtungen verwendet.

1.6.5 Kunststoffe

Abkürzung	Name
PP	Polypropylen
PE	Polyethylen
PVC	Polyvinylchlorid
PEEK	Polyetheretherketon
PVDF	Polyvinylidenfluorid
PTFE*	Polytetrafluorethylen

* Handelsname: Teflon®

Abb. 1.6.21: Übersicht über Polymernamen

Verschiedene Kunststoffe stammen aus natürlich vorkommenden Substanzen wie Pflanzen, aber die meisten sind künstlich hergestellt. Diese sind als synthetische Kunststoffe bekannt. Die meisten synthetischen Kunststoffe werden aus Erdöl hergestellt, aber es wird auch Kohle oder Erdgas verwendet.

Es gibt zwei Hauptarten von Kunststoff: Thermoplastische Kunststoffe (Thermoplaste) und warmausgehärtete Kunststoffe (Duroplaste). Thermoplaste sind die weltweit am meisten verwendeten und bekanntesten Kunststoffe. Kunststoffe enthalten häufig Zusätze, die dem Werkstoff zusätzliche Eigenschaften verleihen. Weiterhin können Kunststoffe mit Glasfasern oder anderen Fasern verstärkt werden. Diese Kunststoffe mit Zusätzen und Fasern werden auch als Verbundwerkstoffe bezeichnet.

Beispiele von Zusätzen in Kunststoffen

- Anorganische Füllstoffe zur mechanischen Verstärkung
- Chemische Stabilisatoren, z. B. Antioxidantien
- Weichmacher
- Flammenhemmende Stoffe

Thermoplaste

Thermoplastische Polymere bestehen aus langen Polymermolekülen, die nicht miteinander verbunden sind, d. h. nicht vernetzt sind. Sie werden oft als Granulate geliefert und müssen für die Verarbeitung beim Gießen oder Extrudieren erhitzt werden.

Es steht eine große Auswahl zur Verfügung, von preisgünstigen Kunststoffen für Gebrauchsartikel (z. B. PE, PP, PVC) bis zu teuren technischen Thermoplasten (z. B. PEEK) und chemisch beständige Fluorpolymeren (z. B. PTFE, PVDF). PTFE ist einer der wenigen Thermoplaste, der keine Verarbeitung durch Schmelzen zulässt. Thermoplaste werden oft bei der Herstellung von Pumpengehäusen oder Auskleidung von Rohren und Pumpengehäusen verwendet.

Duroplaste

Duroplaste härten bei Erwärmung dauerhaft aus, da eine Vernetzung der Polymerketten Biegungen und Drehungen verhindert. Die Vernetzung wird bei der Verarbeitung unter Verwendung von Chemikalien, Wärme oder Bestrahlung erzielt; dieser Vorgang wird Aushärten oder Vulkanisation genannt. Duroplaste sind härter, dimensionsstabiler und spröder als Thermoplaste, und sie können nicht wieder eingeschmolzen werden.

Wichtige Duroplaste sind Epoxidharze, Polyester und Polyurethane. Duroplaste werden unter anderem für Oberflächenbeschichtungen verwendet.

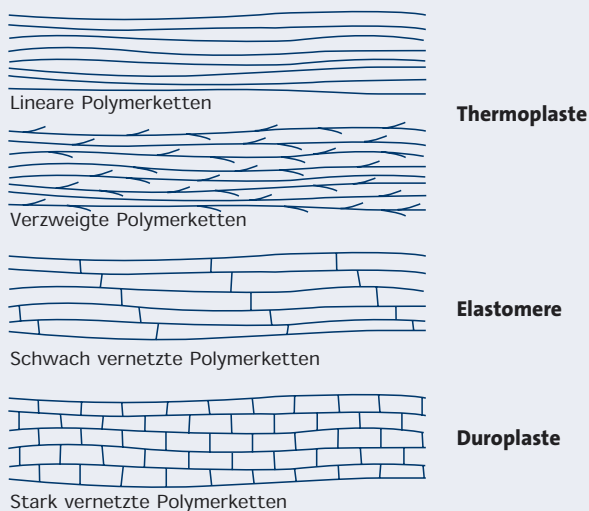


Abb. 1.6.22: Unterschiedliche Polymerarten

1.6.6 Gummi (Kautschuk)

Abkürzung	Name	Handelsname (Beispiel)
NBR	Nitrilkautschuk	Buna-N [®]
EPDM, EPM	Ethylenpropylen-Kautschuk	Nordel [®]
FKM	Fluorelastomer	Viton [®]
MQ, VMQ, PMQ, FMQ	Silikonkautschuk	Siloprene [®]
FFKM	Perfluorelastomer	Chemraz [®] Kalrez [®]

Abb. 1.6.23: Kautschukarten

Der Begriff Gummi umfasst beides, Naturkautschuk und Synthetikautschuk. Kautschuke (oder Elastomere) bestehen aus flexiblen langkettigen Polymeren, die leicht auf das Mehrfache ihrer normalen Größe gedehnt werden können und die schnell wieder in ihre ursprüngliche Form zurückkehren, sobald die angelegte Spannung gelockert wird. Kautschuk ist vernetzt (vulkanisiert), hat aber eine niedrige Vernetzungsdichte, siehe Abbildung 1.6.22. Die Vernetzung ist der ausschlaggebende Faktor für die elastischen Eigenschaften dieses Werkstoffs. Die Elastizität gewährleistet die Spannkraft bei der Anwendung als Dichtungsmaterial. In Pumpen werden mehrere Komponenten aus Kautschuk hergestellt, wie z. B. Dichtungen und O-Ringe (siehe Abschnitt 1.3 über Gleitringdichtungen). In diesem Abschnitt werden die unterschiedlichen Kautschukarten und deren Haupteigenschaften hinsichtlich Temperatur und Beständigkeit gegenüber verschiedenen Flüssigkeiten dargestellt.

Nitrilkautschuk (NBR)

Bei Temperaturen bis zu 100 °C ist Nitrilkautschuk ein preisgünstiger Werkstoff, der eine hohe Beständigkeit gegenüber Öl und Benzin aufweist. Es gibt unterschiedliche Qualitäten – je höher der Gehalt an Vinylcyanid (ACN), umso höher ist die Ölbeständigkeit aber umso niedriger die Elastizität bei niedrigen Temperaturen. Nitrilkautschuk hat eine hohe Elastizität und eine große Verschleißfestigkeit, aber nur eine mäßige Festigkeit. Außerdem ist Nitrilkautschuk nur begrenzt wetterbeständig und von geringer Lösungsmittelbeständigkeit. Er kann grundsätzlich bei Temperaturen bis zu -30 °C verwendet werden, einige Arten können aber auch bei niedrigeren Temperaturen eingesetzt werden.

Ethylenpropylen (EPDM)

Ethylenpropylen ist selbst bei hohen Temperaturen von bis zu 120 - 140 °C hervorragend wasserbeständig. Diese Kautschukart ist sehr beständig gegenüber Säuren, starken Alkalien und hoch polaren Flüssigkeiten wie Methanol und Aceton. Sie ist jedoch nicht sehr beständig gegenüber Erdöl und Benzin.

Fluorelastomere (FKM)

Fluorelastomere umfassen eine ganze Kautschukfamilie. Sie sind widerstandsfähig gegenüber Öl, Benzin und vielen Chemikalien inklusive nicht polaren Lösungsmitteln. FKM ist besonders gut beständig bei hohen Temperaturen (je nach Qualität bis zu 200 °C) in Luft und verschiedenen Ölen. FKM ist nur eingeschränkt beständig gegenüber Dampf, heißem Wasser, Methanol und anderen hoch polaren Flüssigkeiten. Außerdem ist diese Kautschukart nur gering beständig gegenüber Aminen, starken Alkalien und vielen Freonen (chemischen Gasen). Es gibt normale und spezielle Qualitäten, wobei letztere besondere Eigenschaften aufweisen, wie beispielsweise bessere Beständigkeit gegenüber niedrigen Temperaturen oder Chemikalien.

Silikonkautschuk (Q)

Silikonkautschuk weist hervorragende Eigenschaften auf, wie z. B. eine niedrige bleibende Verformung in einem großen Temperaturbereich (von -60 °C bis 200 °C in Luft) und eine hervorragende elektrische Isolierung. Zudem ist er nicht giftig. Silikonkautschuk ist beständig gegen Wasser, einige Säuren und oxidierende Chemikalien. Silikonkautschuk sollte nicht mit konzentrierten Säuren, Alkalien und Lösungsmitteln verwendet werden. Diese Kautschukarten sind im Allgemeinen nur wenig beständig gegenüber Öl und Benzin. Die Beständigkeit von FMQ-Silikonkautschuk gegenüber Öl und Benzin ist jedoch besser als die von Silikonkautschuk der Sorten MQ, VMQ, und PMQ.

Perfluorelastomere (FFKM)

Perfluorelastomere besitzen eine sehr hohe chemische Beständigkeit, fast vergleichbar mit der von PTFE (Polytetrafluoroethylen, z. B. Teflon[®]). Sie können bei normalen bis hohen Temperaturen verwendet werden. Ihre Nachteile liegen darin, dass sie schwer zu verarbeiten sind, hohe Kosten verursachen und nur begrenzt bei niedrigen Temperaturen eingesetzt werden können.

1.6.7 Beschichtungen

Schutzüberzüge – metallisch, nicht metallisch (anorganisch) oder organisch – sind eine verbreitete Art des Korrosionsschutzes. Die Hauptaufgabe von Beschichtungen ist (abgesehen von galvanischen Beschichtungen wie z. B. Zink), eine wirkungsvolle Abgrenzung zwischen dem Metall und der Umgebung zu schaffen. Dies ermöglicht die Verwendung von normalem Stahl oder Aluminium anstelle von teureren Werkstoffen. Im folgenden Abschnitt werden die Möglichkeiten des Korrosionsschutzes durch verschiedene Beschichtungen behandelt: Metallische und nicht metallische (anorganische) Beschichtungen und organische Beschichtungen.

Metallische Beschichtungen

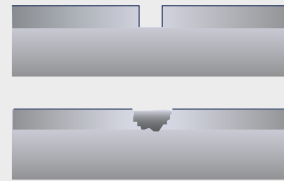
Metallische Beschichtungen, unedler als das Grundmetall

Zinkbeschichtungen werden meist als Schutz von Stahlkonstruktionen vor atmosphärischer Korrosion eingesetzt. Zink hat zwei Funktionen: Es wirkt als Trennschicht und gibt galvanischen Schutz. Wenn die Zinkschicht verletzt wird, korrodiert die Zinkoberfläche nur langsam und schützt den Stahl. Dieser Schutz wird als kathodischer Schutz bezeichnet. Bei einer kleinen Schadstelle füllen die Korrosionsprodukte des Zink die Stelle aus und stoppen den Angriff.

Metallische Beschichtungen, edler als das Grundmetall

Galvanische Oberflächenbeschichtungen mit Nickel und Chrom auf Stahl sind Beispiele metallischer Überzüge, die edler als das Grundmetall sind. Im Gegensatz zu galvanischen Beschichtungen, bei denen an Schadstellen die Beschichtung korrodiert, kann hier jede Fehlstelle oder Beschädigung der Beschichtung sofort zu einer Korrosion des Grundmetalls führen.

Beschichtung mit und ohne kathodischen Schutz



Der Zinküberzug opfert sich in einer galvanischen Reaktion und schützt damit den Stahl.



Stahl mit edlerem Metall, wie z. B. Nickel, beschichtet, korrodiert schneller, wenn der Überzug beschädigt ist.

Abb. 1.6.24: Vergleich eines Korrosionsschutzes mit und ohne kathodischen Schutz

Nicht metallische Beschichtungen
(anorganische Beschichtungen)

Konversionsbeschichtungen stellen eine wichtige Kategorie der nicht metallischen (anorganischen) Beschichtungen dar.

Konversionsbeschichtungen

Konversionsbeschichtungen werden durch eine kontrollierte Korrosionsreaktion des Grundmetalls in einer oxidierenden Lösung hergestellt. Bekannte Beispiele von Konversionsbeschichtungen sind das Eloxieren oder Chromieren von Aluminium und die Phosphatierung von Stahl. Eloxieren wird hauptsächlich für den Oberflächenschutz von Aluminium verwendet, wogegen Chromieren und Phosphatieren vor allem für die Vorbehandlung in Verbindung mit Lackierungen eingesetzt wird. Die Vorbehandlung sorgt für eine bessere Haftung der Lackierung und beugt Unterrostungen vor.

Organische Beschichtungen

Organische Beschichtungen enthalten organische Verbindungen und sind in großer Auswahl in verschiedenen Arten erhältlich. Organische Beschichtungen werden durch Spritzen, Tauchen, Streichen, Auskleiden oder elektrophoretisch auf das Metall aufgebracht. Zur Härtung der Beschichtung kann eine Wärmebehandlung erforderlich sein. Thermoplastische Beschichtungen mit Polyamid, Polypropylen, Polyethylen, PVDF und PTFE sowie Elastomer-Beschichtungen werden für Metalle verwendet, um die mechanischen Eigenschaften von Metall mit der chemischen Beständigkeit von Kunststoff zu kombinieren. Anstriche stellen dabei die am meisten verwendete organische Beschichtung dar.

Anstriche

Wie schon erwähnt, stellen Anstriche eine wichtige Art der organischen Beschichtungen dar. Abbildung 1.6.25 zeigt verschieden Arten organischer Beschichtungen. Ein typisches Anstrichmittel enthält polymere Bindemittel, Lösungsmittel, Pigmente und Zusätze. Aus Umweltgründen werden organische Lösungsmittel zunehmend durch Wasser ersetzt oder einfach weggelassen, z. B. bei der Pulverspritzlackierung. Anstriche auf Metallkonstruktionen müssen normalerweise in zwei oder mehr Schichten auf eine Grundbeschichtung, die in direktem Kontakt mit dem Metall steht, aufgetragen werden.

Verarbeitungsformen üblicher organischer Beschichtungen				
Beschichtung	Lösungsmittel-basis	Wasser-basis	Pulverbe-schichtung	Zweikom-ponenten
Acrylharz	X	X	X	
Alkydharz	X	X		
Epoxydharz	X	X	X	X
Polyester	X		X	X
Polyurethan	X	X	X	X
Vinylharz	X	X	X	

Abb. 1.6.25: Verarbeitungsformen üblicher organischer Beschichtungen

Abschnitt 2.1: Pumpeninstallation

- 2.1.1 Neuinstallation
- 2.1.2 Bestehende Anlage
- 2.1.3 Verlauf der Rohre bei Installation einer Einzelpumpe
- 2.1.4 Begrenzung von Geräuschemission und Vibrationen
- 2.1.5 Schallpegel (L)

Abschnitt 2.2: Pumpenleistung

- 2.2.1 Hydraulische Kennzahlen
- 2.2.2 Elektrische Kennzahlen
- 2.2.3 Flüssigkeitseigenschaften



Die richtige Beratung bei der Auswahl des Pumpentyps für eine Anlage hat weitaus größere Auswirkungen, als auf den ersten Blick ersichtlich ist. Je größer die Pumpen, um so größer die damit verbundenen Kosten für Investition, Installation, Inbetriebnahme, Betrieb und Wartung – also praktisch die Lebensdauerkosten (LCC). Umfangreiche Produktinformationen, zusammen mit kompetenter Beratung und Kundendienst, bilden die Grundlage der richtigen Wahl. Die folgende Analyse, die Empfehlungen und Ratschläge gelten grundsätzlich für Anlagen, sind aber besonders wichtig für mittelgroße und große Anlagen. Wir geben Empfehlungen für zwei Installationstypen: Neuinstallationen und bestehende Anlagen.

2.1.1 Neuinstallation

- Wenn die Rohrleitungen noch nicht geplant wurden, kann die Wahl des Pumpentyps aufgrund anderer Hauptauswahlkriterien getroffen werden, z. B. Wirkungsgrad, Investitionskosten oder Lebensdauerkosten (LCC). Dies wird in diesem Abschnitt nicht behandelt. Die allgemeinen Richtlinien, die hier dargestellt werden, treffen aber ebenso auf bisher noch nicht geplante Rohrleitungen zu.
- Wurden die Rohrleitungen schon geplant, so entspricht die Aufgabenstellung dem Ersatz einer Pumpe in einer bestehenden Anlage.

2.1.2 Bestehende Anlage

Die folgenden fünf Schritte sollen bei der Auswahl einer optimalen Pumpe für eine bestehende Anlage helfen:

Die Vorüberlegungen zur Anlage sollten folgende Punkte berücksichtigen:

- Hauptverlauf der Rohre – Rohre in und aus dem Gebäude, z. B. aus dem Boden, am Boden entlang oder von der Decke
- Besondere Rohrleitungen am Installationsort, z. B. Inline- oder axialer Eintritt, Abmessungen, Verteilerrohre
- Verfügbare Platz – Breite, Tiefe und Höhe
- Zugänglichkeit in Bezug auf die Installation und Wartung, wie beispielsweise Türrahmen
- Verfügbarkeit von Hebezeug oder alternativen Zugangsmöglichkeiten für entsprechende Vorrichtungen
- Bodenbeschaffenheit, z. B. fester oder schwimmender Boden mit Unterbau
- Bestehendes Fundament
- Bestehende Elektroinstallation

Frühere Pumpeninstallation

- Bauart, Typ, technische Daten inklusive alter Betriebspunkt, Gleitringdichtung, Werkstoffe, Dichtungen und Sollwerte
- Verlaufsdaten, z. B. Lebenszeit, Wartung.

Zukünftige Anforderungen

- Gewünschte Verbesserungen und Nutzen
- Neue Auswahlkriterien inklusive Betriebspunkte, Betriebszeiten, Temperatur, Druck und Flüssigkeitsspezifikationen
- Lieferantenkriterien, z. B. Verfügbarkeit von Ersatzteilen.

Empfehlung

- Größere Veränderungen können lang- und/oder kurzfristig gewinnbringend sein und sollten dokumentiert werden, z. B. Installationseinsparungen, Lebensdauerkosten (LCC), Verringerung umweltbedingter Auswirkungen wie Geräuschemission und Vibrationen oder Zugänglichkeit hinsichtlich der Wartung.

Auswahl

- Muss auf einer Prioritätenliste beruhen, die mit dem Kunden abgestimmt wurde. Für die Wahl des richtigen Pumpentyps und die Installationsberatung sind zwei Hauptpunkte wichtig: Verlauf der Rohre und Begrenzung von Geräuschemission und Vibrationen. Diese beiden Gebiete werden auf den folgenden Seiten behandelt.

2.1.3 Verlauf der Rohre bei Installation einer Einzelpumpe

Abbildung 2.1.1 basiert auf einer Einzelpumpeninstallation. Bei Parallelinstallationen spielt die Zugänglichkeit eine wichtige Rolle für eine gute Pumpenwahl.

Das Bewertungskriterium lautet: Das Rohrleitungssystem sollte so einfach wie möglich sein und so wenige Bögen wie möglich aufweisen.

- Bewertung:**
- ▲ Beste Lösung
 - ◀ Gute Lösung
 - ▼ Weniger gute Lösung
 - × Nicht anwendbar

Pumpentyp Verrohrung				
Zur Pumpe hin: Von der Pumpe weg:				
 Am Boden entlang	Am Boden entlang		▲ Beste Lösung	◀ Gute Lösung
	In den Boden		▲ Beste Lösung	◀ Gute Lösung
	Zur Decke		◀ Gute Lösung	▲ Beste Lösung
 Aus dem Boden	Am Boden entlang		◀ Gute Lösung	▼ Weniger gute Lösung
	In den Boden		◀ Gute Lösung	▼ Weniger gute Lösung
	Zur Decke		◀ Gute Lösung	▲ Beste Lösung
 Vor der Decke	Am Boden entlang		▲ Beste Lösung	▼ Weniger gute Lösung
	In den Boden		▲ Beste Lösung	◀ Gute Lösung
	Zur Decke		◀ Gute Lösung	▲ Beste Lösung
Wandmontage	Wandmontage		▲ Beste Lösung	◀ Gute Lösung

Abb. 2.1.1 Rohrleitungen und Pumpentyp

Abschnitt 2.1

Pumpeninstallation

Werden mehrere Pumpen parallel installiert, spielt die Zugänglichkeit eine wichtige Rolle für die Pumpenwahl. Die Zugänglichkeit ist aufgrund der Rohrleitungen bei parallel installierten Pumpen nicht immer leicht, siehe Abbildung 2.1.2. Wie aus Abbildung 2.1.3 hervorgeht, gewähren parallel installierte Kreiselpumpen mit axialem Eintritt leichtere Zugänglichkeit.

2.1.4 Begrenzung von Geräuschemission und Vibrationen

Um einen optimalen Betrieb mit minimalen Geräuschemissionen und Vibrationen zu erreichen, ist möglicherweise eine Schwingungsdämpfung der Pumpe erforderlich. Dies sollte grundsätzlich bei Pumpen mit Motoren über 7,5 kW in Erwägung gezogen werden. Aber auch kleinere Motoren können ungewünschte Geräusche und Vibrationen verursachen. Diese entstehen durch die rotierenden Bauteile in Pumpe und Motor sowie durch die Strömung in Rohren und Anschlussteilen. Die Auswirkungen auf die Umgebung hängen von einer ordnungsgemäßen Installation und dem Zustand des Gesamtsystems ab. Hier werden drei Möglichkeiten dargestellt, die Geräuschemission und Vibrationen in Pumpenanlagen zu begrenzen: Fundament, Dämpfer und Kompensatoren.

Fundament

Bodenkonstruktionen können in zwei Arten unterteilt werden: Fester Boden und schwimmender Boden.

Fest – Minimales Risiko von Geräuschen durch Übertragung von Schwingungen, siehe Abbildung 2.1.4.

Schwimmend – Risiko, dass der Boden Geräusche verstärkt. Ein Unterbau kann als Resonanzkörper wirken, siehe Abbildung 2.1.5.

Die Pumpe sollte auf einer ebenen und festen Fläche montiert werden. Für beide Arten von Böden gibt es

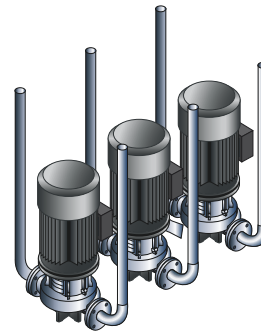


Abb. 2.1.2:
3 parallele Inlinepumpen; eingeschränkter Zugang bei Wartungsarbeiten aufgrund der Rohrleitungen

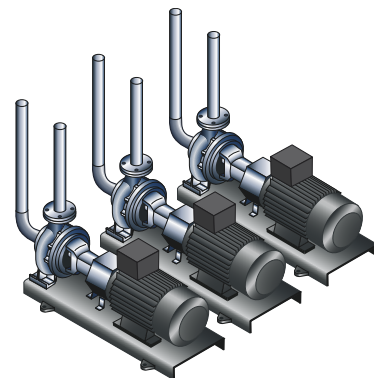


Abb. 2.1.3:
3 parallele Kreiselpumpen mit axialem Eintritt, aufgrund der Rohrleitungen besser zugänglich bei Wartungsarbeiten

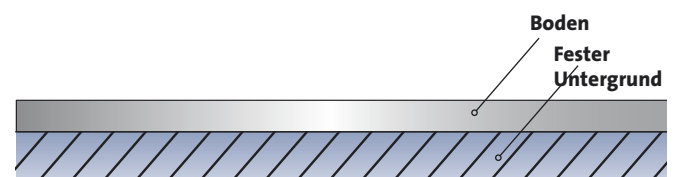


Abb. 2.1.4: Feste Bodenkonstruktion

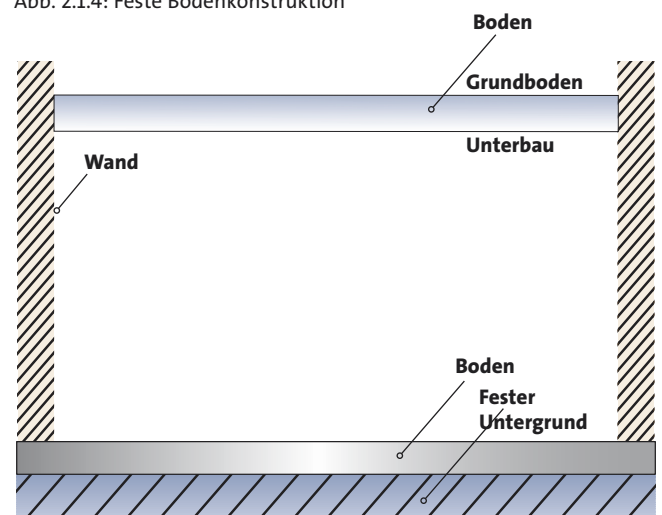


Abb. 2.1.5: Aufgehängte Bodenkonstruktion

4 Möglichkeiten der Installation: Direkt am Boden, auf Sockel, auf schwimmendem Sockel und Fundament auf Schwingungsdämpfern.

Boden

Direkter Aufbau auf dem Boden, folglich direkte Schwingungsübertragung, siehe Abbildung 2.1.6.

Sockel

Direkt auf Betonboden aufgegossen, folglich kein Unterschied zur direkten Montage am Boden, siehe Abbildung 2.1.7.

Schwimmender Sockel

Liegt auf schallgedämpftem Material auf, z. B. Sand, folglich reduziertes Risiko von Schwingungsübertragung, siehe Abbildung 2.1.8.

Fundament auf Schwingungsdämpfern

Optimale Lösung mit kontrollierter Schwingungsübertragung, siehe Abbildung 2.1.9.

Als Faustregel gilt, dass das Gewicht des Betonfundaments das 1,5-fache des Pumpengewichts betragen sollte. Dieses Gewicht ist erforderlich, damit die Dämpfer bei niedriger Pumpendrehzahl effektiv funktionieren.

Abb. 2.1.6: Boden

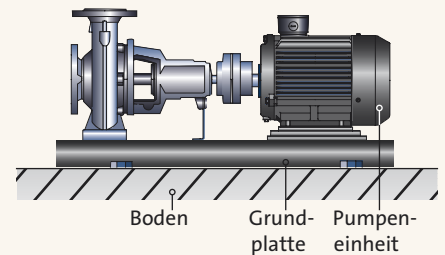


Abb. 2.1.7: Sockel

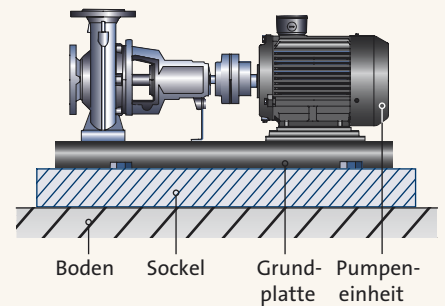


Abb. 2.1.8: Schwimmender Sockel

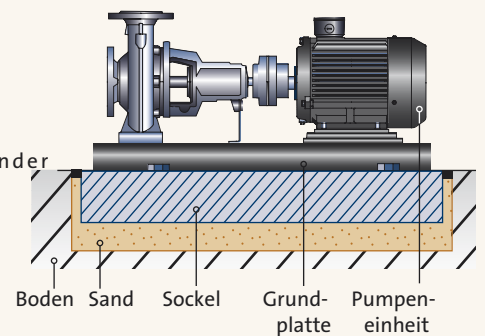


Abb. 2.1.9: Fundament auf Schwingungsdämpfern

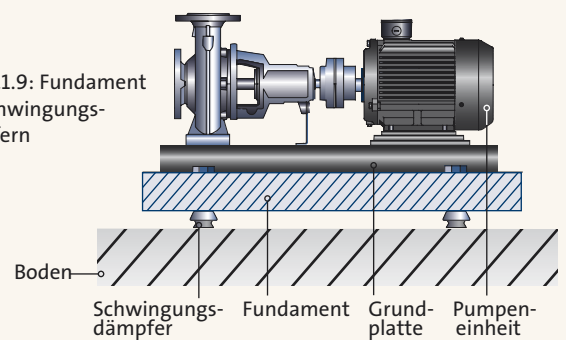
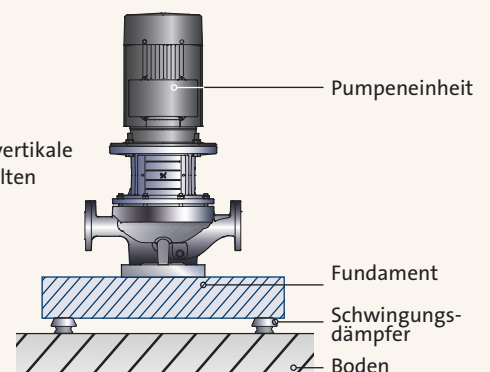


Abb. 2.1.10: Für vertikale Inlinepumpen gelten dieselben Regeln



Abschnitt 2.1

Pumpeninstallation

Schwingungsdämpfer

Für die Wahl des richtigen Schwingungsdämpfers sind folgende Daten erforderlich:

- Die Kräfte, die auf den Dämpfer einwirken
- Motordrehzahl, mit Beachtung einer eventuellen Drehzahlregelung
- Erforderliche Dämpfung in % (vorgeschlagener Wert 70 %)

Die Bestimmung des richtigen Dämpfers ist von Anlage zu Anlage unterschiedlich, wobei die falsche Wahl eines Dämpfers die Vibrationen unter Umständen erhöht. Der Lieferant sollte daher die Größe des Schwingungsdämpfers sorgfältig auswählen.

An Pumpen, die auf Schwingungsdämpfern installiert sind, müssen immer Kompensatoren an der Saugseite sowie der Druckseite angebracht sein. Ansonsten hängt die Pumpe an den Flanschen.

Kompensatoren

Kompensatoren haben folgende Aufgaben:

- Ausgleichen von Ausdehnungen/Kontraktionen im Rohrleitungssystem aufgrund sich ändernder Flüssigkeitstemperatur
- Verminderung mechanischer Belastungen, die durch Druckwellen in den Rohrleitungen entstehen können.
- Isolieren von mechanischen Geräuschen in den Rohrleitungen (nicht bei Metallfaltenbalg-Kompensatoren)

Kompensatoren dürfen nicht installiert werden, um Ungenauigkeiten der Rohrverlegung auszugleichen, wie z.B. Fluchtungsfehler oder falsche Ausrichtung der Flansche.

Kompensatoren sollten mit einem Mindestabstand von 1 bis $1,5 \cdot DN$ (Nenndurchmesser) von der Saug- bzw. Druckseite der Pumpe angebracht werden. Dies verhindert die Entstehung von Turbulenzen in den Kompensatoren, damit sind die Saugbedingungen für die Pumpe besser und die Druckverluste werden minimiert. Bei hohen Wassergeschwindigkeiten ($>5 \text{ m/s}$) ist es besser, größere Kompensatoren - entsprechend dem Rohrleitungsdurchmesser - zu installieren.

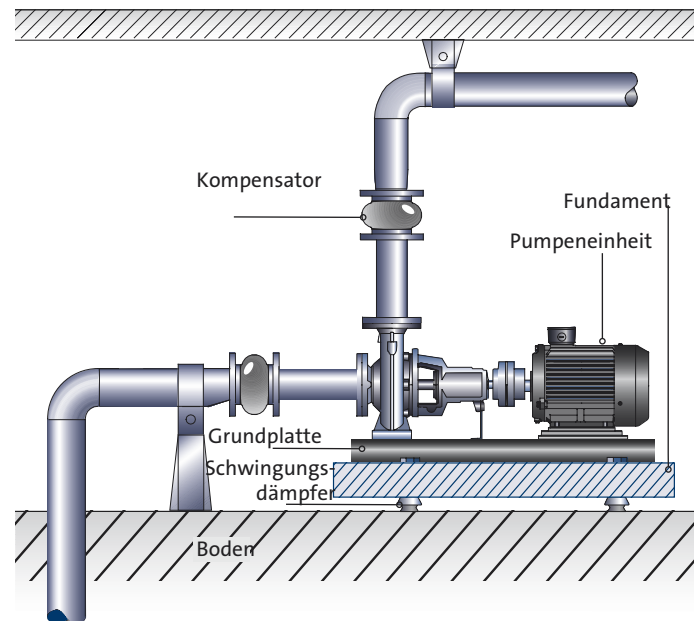


Abb. 2.1.11: Installation von Kompensatoren, Schwingungsdämpfern und festen Rohrleitungen

Abbildungen 2.1.12-2.1.14 zeigen Beispiele von Balgkompensatoren aus Gummi mit oder ohne Führungsstangen.

Kompensatoren mit Führungsstangen können zum Minimieren der durch Kompensatoren verursachten Kräfte verwendet werden. Kompensatoren mit Führungsstangen werden für Größen über DN 100 empfohlen. Kompensatoren ohne Führungsstangen üben Kräfte auf die Pumpenflansche aus. Diese Kräfte wirken sich auf die Pumpe und die Rohrleitungen aus.

Die Rohre müssen so angebracht sein, dass sie keine Spannung auf die Kompensatoren und die Pumpe ausüben, siehe Abbildung 2.1.11. Der Fixpunkt sollte sich immer so dicht wie möglich an den Kompensatoren befinden. Beachten Sie die Anweisungen des Lieferanten der Kompensatoren.

Bei Temperaturen über 100 °C und hohem Druck werden Kompensatoren mit Metallfaltenbalg bevorzugt, um das Risiko eines Bruchs zu minimieren.

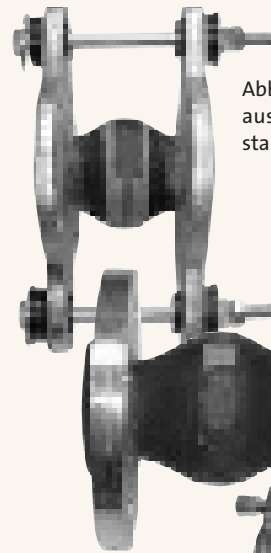


Abb. 2.1.12: Balgkompensatoren aus Gummi mit Führungsstangen

Abb. 2.1.13: Balgkompensatoren aus Gummi ohne Führungsstangen

Abb. 2.1.14: Balgkompensatoren aus Metall mit Führungsstangen

2.1.5 Schallpegel (L)

Der Schallpegel eines Systems wird in Dezibel (dB) gemessen. Lärm ist ein unerwünschtes Geräusch. Die Lautstärke von Geräuschen kann auf folgende drei Arten gemessen werden:

1. Druck – L_p : Der Druck der Luftwellen
2. Leistung – L_w : Die Stärke des Schalls
3. Intensität - L_i : Die Stärke pro m^2 (wird in diesem Buch nicht behandelt)

Die drei Werte können nicht direkt miteinander verglichen werden, es sind aber überschlagsmäßige Umrechnungen möglich. Als Faustregel gilt:

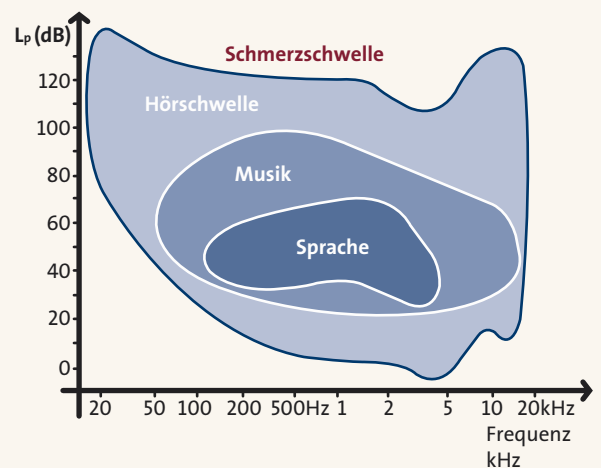


Abb. 2.1.15: Vergleich von Hörschwelle und Frequenz

Kleinere Pumpen, z. B. 1,5 kW: $L_w = L_p + 11$ dB

Größere Pumpen, z. B. 110 kW: $L_w = L_p + 16$ dB

Abschnitt 2.1

Pumpeninstallation

Die EU-Maschinenrichtlinien schreiben vor, dass Schallpegel als Druck angegeben werden müssen, wenn diese unter 85 dB (A) liegen, und als Leistung, wenn diese 85 dB (A) übersteigen.

Das Geräuschempfinden ist subjektiv und hängt von der Hörfähigkeit einer Person ab. Z.B. wird Lärm von jungen Menschen anders empfunden als von alten. Die Gewichtung der oben angegebenen Werte entspricht der Empfindlichkeit eines normalen Ohres, siehe Abbildung 2.1.15. Die Gewichtung ist bekannt als A-Gewichtung (dB(A)) und wird beispielsweise ausgedrückt in: L_{pA} , wobei die Messwerte entsprechend der Frequenz angepasst werden. In einigen Bereichen wird sie erhöht und in anderen vermindert, siehe Abbildung 2.1.16. Andere Gewichtungen sind als B und C bekannt, werden aber für andere Zwecke verwendet, die nicht Gegenstand dieses Buches sind.

Wenn zwei oder mehr Pumpen in Betrieb sind, kann der Schallpegel berechnet werden. Wenn es sich um Pumpen mit demselben Schallpegel handelt, kann der Schallpegel berechnet werden, indem der entsprechende Wert aus Abbildung 2.1.17 addiert wird, z. B. 2 Pumpen ergeben $L_p + 3$ dB, 3 Pumpen ergeben $L_p + 5$ dB. Wenn die Pumpen unterschiedliche Schallpegel haben, können die Werte aus Abbildung 2.1.18 addiert werden.

Die Angaben des Schallpegels sollten normalerweise als Freifeldbedingungen über einer reflektierenden Oberfläche angegeben werden, was dem Schallpegel auf hartem Boden ohne Wände entspricht. Werte in einem bestimmten Raum und in einem bestimmten Pumpensystem zu garantieren ist schwer, weil diese Werte außerhalb des Einflussbereichs des Herstellers liegen. Gewisse Bedingungen können negative Auswirkungen oder positive Auswirkungen auf den Schallpegel haben. Es können jedoch Empfehlungen für die Installation und die Ausführung des Fundaments gegeben werden, um die negativen Auswirkungen zu beseitigen oder zu reduzieren.

Erfahrungswerte:

Anstieg um	Wahrgenommen als:
+ 3 dB	gerade bemerkbar
+ 5 dB	deutlich merkbar
+ 10 dB	doppelt so laut

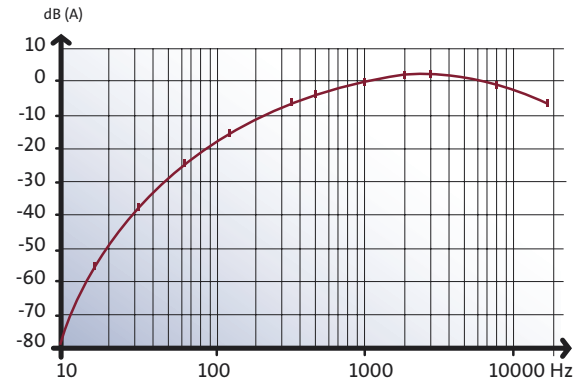


Abb. 2.1.16 Kennlinie A-Gewichtung

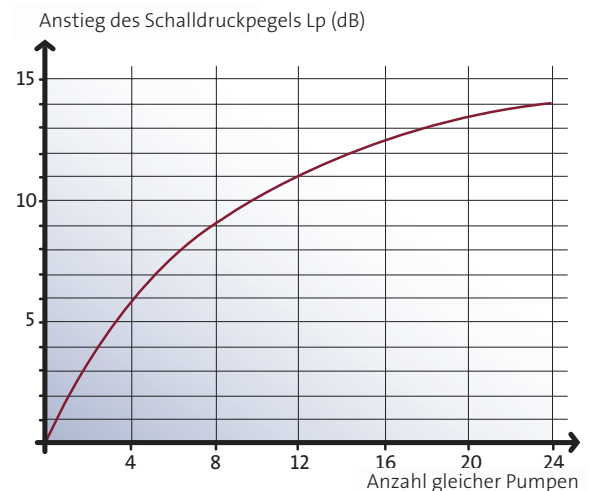


Abb. 2.1.17 Anstieg des Gesamtschalldruckpegels bei gleichen Quellen

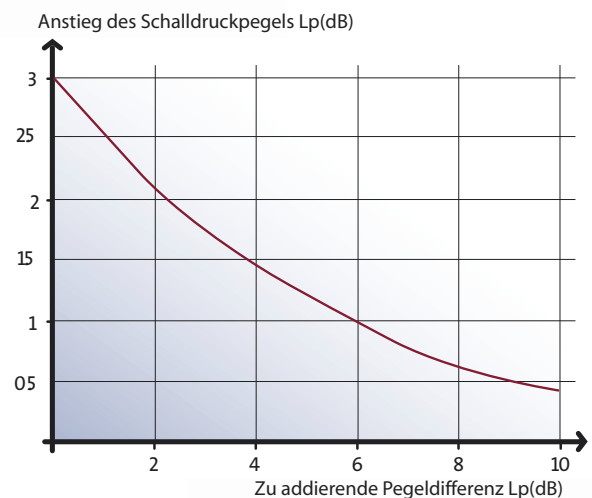


Abb. 2.1.18 Anstieg des Gesamtschalldruckpegels bei unterschiedlichen Quellen



Beim Überprüfen einer Pumpe sind verschiedene Dinge zu kontrollieren. Außer der Beurteilung des physischen Zustands der Pumpe - ob diese beispielsweise rostig ist oder abnormale Geräusche von sich gibt - müssen mehrere Werte bekannt sein, um beurteilen zu können, ob die Pumpe ordnungsgemäß arbeitet. Auf den nächsten Seiten werden drei Wertegruppen erläutert, die bei der Überprüfung der Pumpenleistung von besonderer Bedeutung sind: Hydraulische, elektrische und mechanische Kennzahlen sowie Flüssigkeitseigenschaften.

2.2.1 Hydraulische Kennzahlen

Zum Überprüfen der Pumpenleistung müssen mehrere Werte bekannt sein. In diesem Abschnitt werden die wichtigsten hydraulischen Kennzahlen erläutert: Durchfluss, Druck und Förderhöhe.

Durchfluss

Mit Durchfluss wird die Flüssigkeitsmenge bezeichnet, die in einer bestimmten Zeit durch eine Pumpe fließt. Bei einer Leistungskalkulation wird zwischen zwei Durchflussparametern unterschieden: Förderstrom und Massenstrom.

Förderstrom (Q)

Der Förderstrom ist der Wert, der von einer Pumpenkennlinie abgelesen werden kann, oder anders ausgedrückt: Eine Pumpe kann unabhängig von der Flüssigkeitsdichte ein Volumen pro Zeiteinheit transportieren (gemessen in m³/h). Handelt es sich beispielsweise um Wasserversorgung, stellt der Volumenstrom den wichtigsten Parameter dar, da die Pumpe ein bestimmtes Volumen an Wasser liefern muss, z. B. Trinkwasser oder Wasser zur Bewässerung. In diesem Buch bezieht sich der Begriff Durchfluss immer auf den Förderstrom.

Massenstrom (Q_m)

Der Massenstrom bezeichnet die Masse, die eine Pumpe pro Zeiteinheit transportiert und wird in kg/s gemessen. Die Temperatur der Flüssigkeit hat Einfluss auf den Massenstrom, den die Pumpe pro Zeiteinheit transportieren kann, da sich mit der Temperatur die Flüssigkeitsdichte ändert. Im Zusammenhang mit Heiz-, Kühl- und Klimaanlageanlagen ist der Massenstrom ein wichtiger Wert, da die Masse der Träger der Energie ist (siehe Wärmekapazität).

$$Q_m = \rho \cdot Q \quad ; \quad Q = \frac{Q_m}{\rho}$$

Beispiele	Einheit	Wasser	
		bei 20°C	bei 120°C
Volumenstrom Q	m³/h	10	
Dichte	kg/m³	998	943
Massenstrom Q _m	kg/h	9980	9430
	kg/s	2.77	2.62

Abb. 2.2.1: Berechnungsbeispiele

Abschnitt 2.2

Pumpenleistung

Druck (p)

Druck ist das Maß für Kraft pro Flächeneinheit. Es wird zwischen statischem Druck, dynamischem Druck und Gesamtdruck unterschieden. Der Gesamtdruck ist die Summe aus statischem und dynamischem Druck:

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{sta}} + p_{\text{dyn}}$$

Statischer Druck

Der statische Druck p_{sta} bezeichnet den Druck, der mit einem Druckmesser gemessen wird, der vertikal zur Strömung oder in einer stillstehenden Flüssigkeit angebracht ist, siehe Abbildung 2.2.2.

Dynamischer Druck

Der dynamische Druck p_{dyn} wird durch die Geschwindigkeit der Flüssigkeit erzeugt. Der dynamische Druck kann nicht mit einem normalen Manometer gemessen werden, sondern wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$p_{\text{dyn}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$$

wobei:

ρ gleich Dichte der Flüssigkeit in kg/m^3

v die Geschwindigkeit der Flüssigkeit in $[\text{m/s}]$

Dynamischer Druck kann durch Geschwindigkeitsreduktion in statischen Druck umgewandelt werden - und umgekehrt. Abbildung 2.2.3 zeigt den Teil eines Systems, bei dem sich der Rohrdurchmesser von D_1 auf D_2 vergrößert, wodurch sich die Geschwindigkeit der Flüssigkeit von v_1 auf v_2 verringert. Angenommen, dass in dem System kein Reibungsverlust auftritt, dann bleibt die Summe des statischen und dynamischen Drucks in der gesamten horizontalen Rohrleitung konstant.

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

Folglich ergibt sich aus einem größeren Rohrdurchmesser, wie in Abbildung 2.2.3 dargestellt, ein Anstieg des statischen Drucks, der mit dem Manometer p_2 gemessen wird.

In den meisten Pumpensystemen hat der dynamische Druck p_{dyn} nur geringen Einfluss auf den Gesamtdruck. Wenn die Durchflussgeschwindigkeit von Wasser beispielsweise 4,5 m/s beträgt, beläuft sich der dynamische Druck auf ca. 0,1 bar, was für viele Pumpensysteme unbedeutend ist. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird der dynamische Druck im Zusammenhang mit der Bestimmung der Förderhöhe einer Pumpe behandelt.

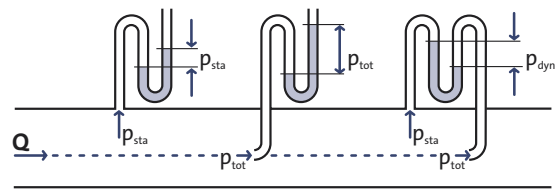


Abb. 2.2.2: Bestimmung des statischen Drucks p_{sta} , des dynamischen Drucks p_{dyn} und des Gesamtdrucks p_{tot}

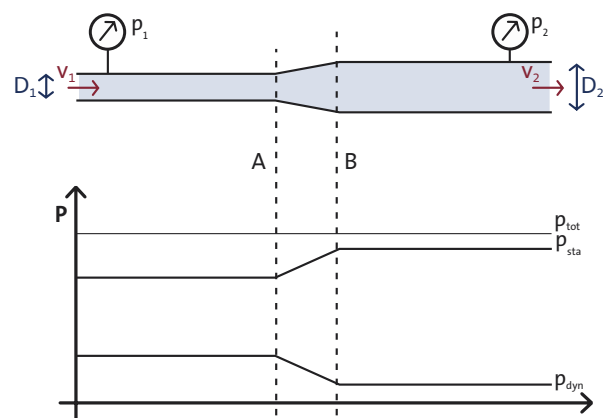


Abb. 2.2.3: Der statische Druck erhöht sich, wenn sich die Geschwindigkeit der Flüssigkeit verringert. Die Abbildung gilt für ein System mit unbedeutendem Reibungsverlust

Druckmessung

Druck wird z. B. in Pa (N/m²), bar (10⁵ Pa) oder PSI (lb/in²) gemessen. Im Umgang mit Druck ist es wichtig, den Referenzwert der Druckmessung zu kennen. In Zusammenhang mit der Druckmessung sind zwei verschiedene Angaben wichtig: Absolutdruck und manometrischer Druck.

Absoluter Druck (p_{abs})

Absoluter Druck bezeichnet den Druck über absolutem Vakuum, 0 atm, was dem absoluten Nullpunkt für Druck entspricht. Der Absolutdruck kommt beispielsweise bei Kavitationsberechnungen zum Einsatz.

Manometrischer Druck

Manometrischer Druck, oft auch als Überdruck bezeichnet, ist der Druck, der über dem normalen atmosphärischen Druck (1 atm) liegt. Normalerweise wird der Druck p als manometrischer Druck angegeben, da die meisten Messungen von Sensoren und Manometern die Druckdifferenz zwischen dem System und der Atmosphäre messen. In diesem Buch bezieht sich der Druck immer auf den manometrischen Druck.

Förderhöhe (H)

Mit der Förderhöhe einer Pumpe wird angegeben, wie hoch die Pumpe Flüssigkeiten nach oben transportieren kann. Die Förderhöhe wird in Metern (m) gemessen und ist unabhängig von der Flüssigkeitsdichte. Die folgende Formel zeigt die Beziehung zwischen dem Druck (p) und der Förderhöhe (H):

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g}$$

wobei:

H gleich Förderhöhe in [m]

p gleich Druck in [Pa = N/m²]

ρ gleich Flüssigkeitsdichte in [kg/m³]

g gleich Erdbeschleunigung in [m/s²]

Normalerweise wird der Druck p in [bar] gemessen, dies entspricht 10⁵ Pa. Es werden aber auch andere Druckeinheiten verwendet, siehe Abbildung 2.2.4.

Die Relation zwischen Druck und Förderhöhe ist in Abbildung 2.2.5 anhand von vier unterschiedlichen Flüssigkeiten dargestellt. Stellt man jeweils den gleichen Druck am Druckstutzen ein, ergeben sich unterschiedliche Förderhöhen und somit unterschiedliche Betriebspunkte für die Pumpe.

Umrechnungstabelle für Druckeinheiten						
	Pa	bar	atm*	at**	mH ₂ O	mmHg
1 Pa = 1 N/m ²	1	10 ⁻⁵	9,87 · 10 ⁻⁴	1,02 · 10 ⁻⁵	1,02 · 10 ⁻⁴	750 · 10 ⁻⁵
1 bar	10 ⁵	1	0,987	1,02	10,2	750
1 atm	1,013 · 10 ⁵	1,013	1	1,033	10,33	760
1 at = 1 kp/cm ²	0,981 · 10 ⁵	0,981	0,968	1	10	736
1 m H ₂ O	0,981 · 10 ⁴	0,0981	0,0968	0,1	1	73,6

* Physikalischer Atmosphärendruck ** Theoretischer Atmosphärendruck

Abb. 2.2.4: Umrechnungstabelle für Druckeinheiten

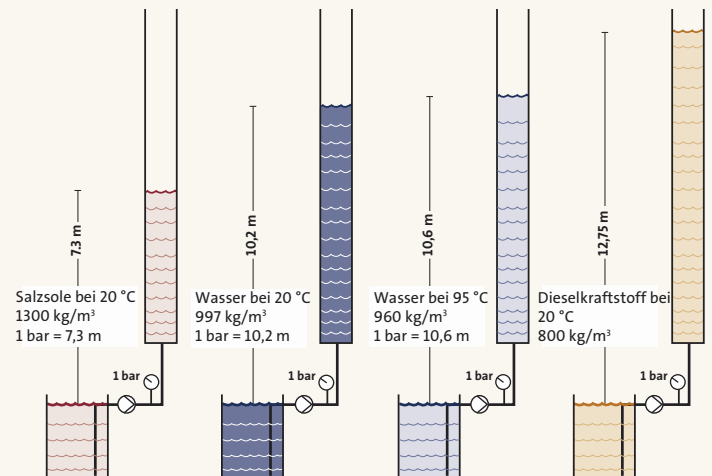


Abb. 2.2.5: Werden vier unterschiedliche Flüssigkeiten bei 1 bar an der Druckseite der Pumpe gefördert, ergeben sich vier verschiedene Förderhöhen (m) und somit vier verschiedene Betriebspunkte

Abschnitt 2.2

Pumpenleistung

Bestimmung der Förderhöhe

Die Förderhöhe der Pumpe wird durch Ablesen der Drücke p_1 und p_2 an den Flanschen der Pumpe bestimmt, wobei diese Werte in die Förderhöhe umgerechnet werden – siehe Abbildung 2.2.6. Wenn ein geodätischer Unterschied zwischen den beiden Messpunkten besteht, wie dies in Abbildung 2.2.6 der Fall ist, muss die Differenz berücksichtigt werden. Wenn zudem die Abmessungen der Stutzen an den Messpunkten unterschiedlich sind, muss in diesem Fall die Änderung des dynamischen Drucks berechnet werden.

Die aktuelle Förderhöhe der Pumpe H wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$$

wobei:

H gleich tatsächliche Förderhöhe in [m]

p gleich Druck an den Flanschen in [Pa = N/m²]

ρ gleich Flüssigkeitsdichte in [kg/m³]

g gleich Erdbeschleunigung in [m/s²]

h gleich geodätische Höhe in [m]

v gleich Geschwindigkeit der Flüssigkeit in [m/s]

Die Geschwindigkeit der Flüssigkeit v wird anhand der folgenden Formel berechnet:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

wobei:

v gleich Geschwindigkeit in [m/s]

Q gleich Förderstrom in [m³/s]

D gleich Stutzendurchmesser in [m]

Wenn die beiden Formeln kombiniert werden, ist die Förderhöhe H von folgenden Faktoren abhängig: Den Druckmessungen p_1 und p_2 , der Differenz der geodätischen Höhe zwischen den Messpunkten ($h_2 - h_1$), dem Förderstrom durch die Pumpe Q und dem Durchmesser der beiden Stutzen D_1 und D_2 .

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

Die Korrektur aufgrund der Differenz der Stutzendurchmesser beruht auf dem unterschiedlichen dynamischen Druck. Anstatt die Korrektur anhand der Formel zu berechnen, kann die Komponente auch einem Nomogramm entnommen werden, siehe Anhang F.

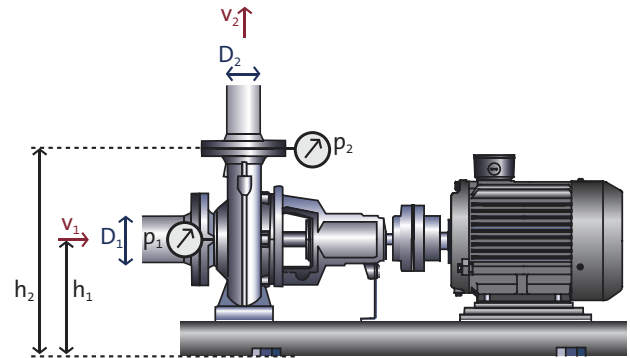


Abb. 2.2.6: Standard-Kreiselpumpe mit axialem Eintritt und unterschiedlichen Abmessungen der Saug- und Druckstutzen

Berechnungsbeispiel

Eine Pumpe desselben Typs, wie er in Abbildung 2.2.7 dargestellt ist, wird in eine Anlage mit den folgenden Daten installiert:

$$Q = 240 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_1 = 0,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = 1,1 \text{ bar}$$

Flüssigkeit: Wasser bei 20 °C

Saugstutzendurchmesser $D_1 = 150 \text{ mm}$

Druckstutzendurchmesser $D_2 = 125 \text{ mm}$

Der Höhenunterschied zwischen den beiden Stutzen, an denen die Druckmesser angebracht sind, beträgt $h_2 - h_1 = 355 \text{ mm}$.

Jetzt kann die Förderhöhe der Pumpe berechnet werden:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

$$H = \frac{1,1 \cdot 10^5 - 0,5 \cdot 10^5}{998 \cdot 9,81} + (0,355) + \frac{8 \cdot \left(\frac{240}{3600} \right)^2}{9,81 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{0,125^4} - \frac{1}{0,150^4} \right)$$

$$H = 6,13 + 0,36 + 0,77 = 7,26 \text{ m}$$

Aus der Berechnung ersieht man, dass der an den Manometern abgelesene Druck etwa 1,1 m unter der tatsächlichen Pumpenleistung liegt. Dies bedarf einer Erklärung. Die Abweichung beruht einerseits auf dem Höhenunterschied zwischen den beiden Druckmessern (0,36 m) und andererseits auf der Differenz der Stutzen-Abmessungen, die eine Änderung des dynamischen Drucks (umgerechnet in Höhe) von 0,77 m bewirkt.

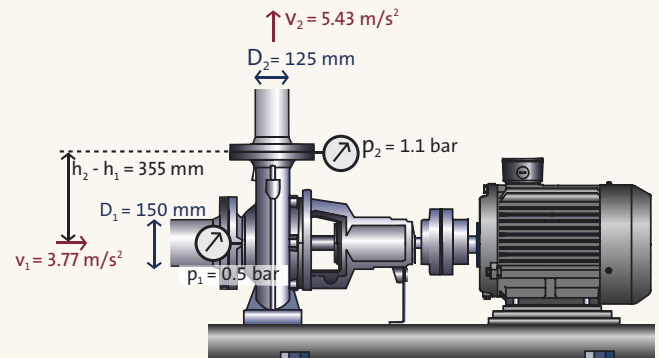


Abb. 2.2.7: Standard-Kreiselpumpe mit axialem Eintritt und unterschiedlichen Abmessungen der Saug- und Druckstutzen (Beispiel)

Abschnitt 2.2

Pumpenleistung

Wenn die Druckmesser auf gleicher geodätischer Höhe angebracht sind oder ein Differenzdruckmesser für die Messung verwendet wird, ist ein Ausgleich des Höhenunterschiedes nicht erforderlich ($h_2 - h_1$). In Verbindung mit Inlinepumpen, bei denen der Zulauf auf derselben Höhe wie der Auslass angebracht ist, ist der Durchmesser der beiden Stutzen meist gleich. Für diese Pumpentypen wird eine vereinfachte Formel für die Bestimmung der Förderhöhe verwendet:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$$

Differenzdruck (Δp)

Der Differenzdruck bezeichnet die Druckdifferenz zwischen den an zwei Punkten gemessenen Druckwerten, z.B. die Druckabfälle an Ventilen eines Systems. Der Differenzdruck wird in denselben Einheiten wie Druck gemessen.

Systemdruck

Der Systemdruck bezeichnet den an einem Punkt im System bestehenden statischen Druck, wenn die Pumpen nicht in Betrieb sind. Der Systemdruck ist wichtig im Umgang mit geschlossenen Systemen. Der Systemdruck in (m) H_{sta} am niedrigsten Punkt muss immer höher als die Höhe des Systems sein, damit gewährleistet ist, dass das System mit Flüssigkeit gefüllt ist und ordnungsgemäß entlüftet werden kann.

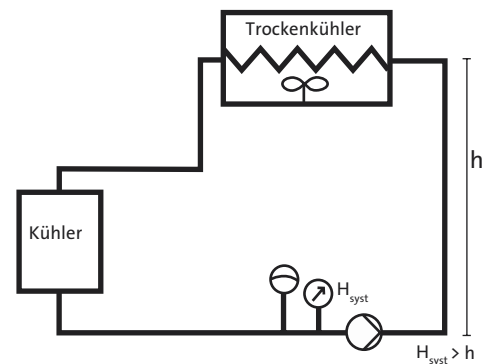


Abb. 2.2.8: Der Systemdruck H_{sta} in einem geschlossenen System muss höher als die physische Höhe der Anlage sein.

Kavitation und NPSH

Kavitation tritt an beliebiger Stelle in einer Pumpe auf, wenn der Druck niedriger als der Dampfdruck der Flüssigkeit ist, siehe Abbildungen 2.2.9 und 2.2.10.

Fällt der Druck im Saugkanal unter den Dampfdruck der Flüssigkeit (Abbildung 2.2.10 gelber Punkt), bilden sich kleine Dampfblasen. Diese Blasen platzen (implodieren), sobald der Druck steigt (Abbildung 2.2.10 roter Punkt), was Schockwellen verursacht. In der Folge können Laufräder durch die freigesetzte Energie beschädigt werden. Das Ausmaß der Beschädigung am Laufrad hängt von den Materialeigenschaften ab. Edelstahl ist beständiger gegen Kavitation als Bronze, und Bronze ist beständiger gegen Kavitation als Gusseisen (siehe Abschnitt 1.6.3).

Kavitation vermindert den Förderstrom (Q) und die Förderhöhe (H), was die Pumpenleistung herabsetzt (siehe Abbildung 2.2.11). Schäden aufgrund von Kavitation werden meist erst bemerkt, wenn die Pumpe demonstriert wird. Außerdem verursacht Kavitation höhere Geräusche und Vibrationen, wodurch wiederum Lager, Wellenabdichtungen und Schweißstellen beschädigt werden können.

Berechnung des Kavitationsrisikos

Um Kavitation zu vermeiden, wird die maximal zulässige Saughöhe mit folgender Formel berechnet:

$$h_{\max} = H_b - H_f - \text{NPSH} - H_v - H_s$$

$h_{\max}$ – Maximale Saughöhe

H_b – Atmosphärischer Druck an dem Ort, an dem sich die Pumpe befindet; dies ist die theoretische maximale Saughöhe (siehe Abbildung 2.2.13).

H_f – Reibungsverlust in der Saugleitung

NPSH = Net Positive Suction Head (Haltedruckhöhe; sie wird aus der NPSH-Kennlinie beim höchsten Betriebsförderstrom abgelesen (siehe Abbildung 2.2.12).

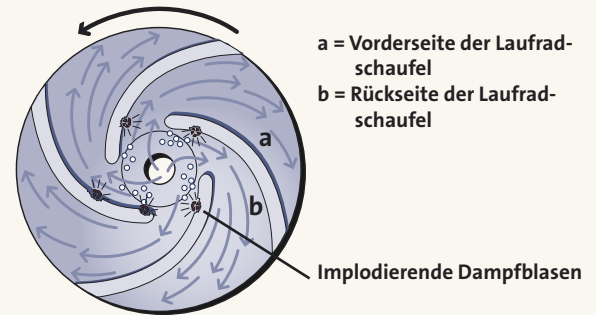


Abb.: 2.2.9: Implosion von Kavitationsblasen auf der Rückseite der Laufradschaufel

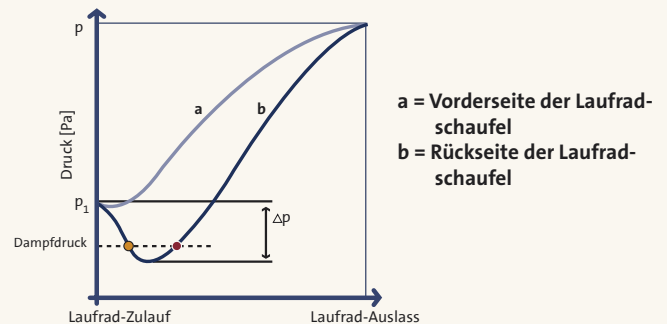


Abb.: 2.2.10: Druckverlauf in einem Laufradkanal

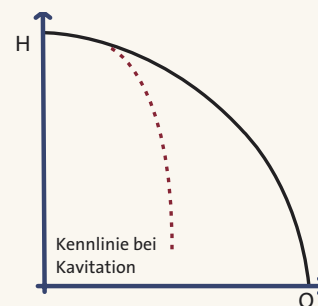


Abb.: 2.2.11: Pumpenkennlinie bei Kavitationsbetrieb

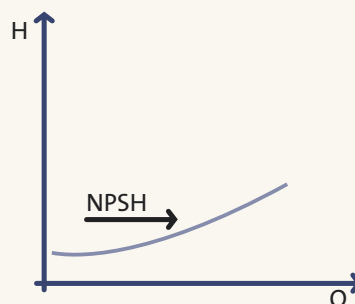


Abb.: 2.2.12: NPSH-Kennlinie

Abschnitt 2.2

Pumpenleistung

Könnte eine Pumpe absolutes Vakuum erzeugen, dann könnte sie am Meeresspiegel eine Wassersäule von 10,33 m anheben. Der NPSH-Wert gibt an, um wieviel die Pumpe unter diesem theoretischen Wert bleibt.

Im Zusammenhang mit NPSH-Berechnungen sind 2 verschiedene Werte wichtig:

$NPSH_{erforderlich}$ von der Pumpe benötigte Druckhöhe
 $NPSH_{verfügbar}$ Die verfügbare Druckhöhe der Anlage

Der NPSH-Wert einer Pumpe wird durch Tests gemäß ISO 9906 bestimmt und folgendermaßen ermittelt. Der saugseitige Druck wird vermindert, während der Förderstrom konstant gehalten wird. Wenn der Differenzdruck um 3 % gesunken ist, wird der Druck an der Saugseite der Pumpe abgelesen, womit der NPSH-Wert der Pumpe bestimmt ist. Der Test wird mit verschiedenen Förderströmen wiederholt, die letztendlich die Grundlage der NPSH-Kennlinie bilden.

Anders ausgedrückt: Wenn die NPSH-Kennlinie erreicht ist, ist der Kavitationsgrad so hoch, dass sich die Förderhöhe der Pumpe um 3 % vermindert hat.

H_v – Dampfdruck der Flüssigkeit; weitere Informationen zum Dampfdruck von Wasser können Anhang D entnommen werden.

H_s – Sicherheitsfaktor. H_s ist situationsabhängig und variiert normalerweise zwischen 0,5 m und 1 m, sowie für gashaltige Flüssigkeiten bis zu 2 m, siehe Abbildung 2.2.15.

2.2.2 Elektrische Kennzahlen

Soll die Leistung einer Pumpe beurteilt werden, muss eine Reihe von Werten bekannt sein. In diesem Abschnitt werden die wichtigsten elektrischen Kennzahlen erläutert: Leistungsaufnahme, Spannung, Strom und Leistungsfaktor.

Höhe über Meeresspiegel (m)	Luftdruck p_b (bar)	Wasser-säule H_b (m)	Siedepunkt von Wasser (°C)
0	1,013	10,33	100
500	0,935	9,73	99
1000	0,899	9,16	96
2000	0,795	8,10	93

Abb.: 2.2.13: Luftdruck über dem Meeresspiegel

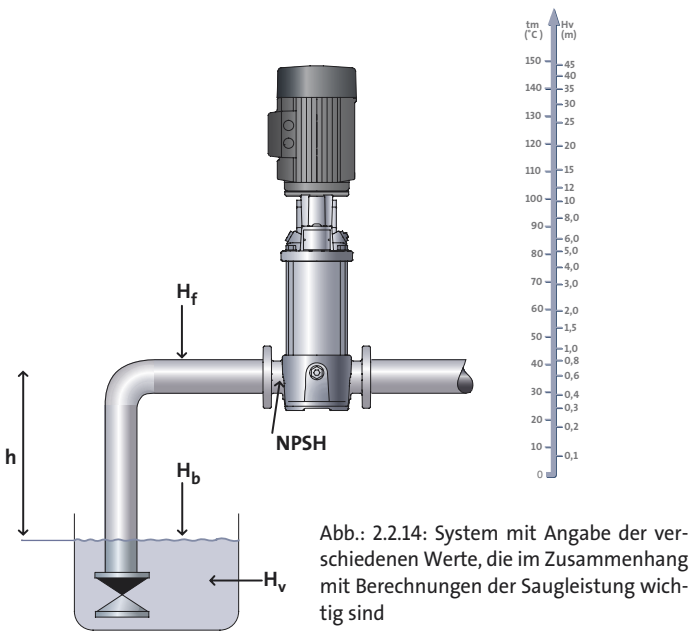


Abb.: 2.2.14: System mit Angabe der verschiedenen Werte, die im Zusammenhang mit Berechnungen der Saugleistung wichtig sind

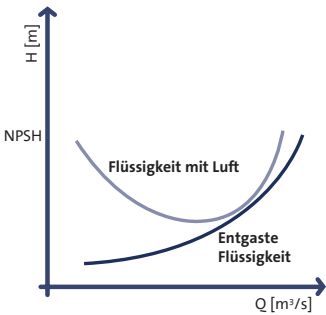


Abb.: 2.2.15: Typische NPSH-Kennlinie für Flüssigkeiten mit Gas

Leistungsaufnahme (P)

Pumpen bestehen aus verschiedenen Komponenten, siehe Abbildung 2.2.16. Die Leistungsaufnahme der verschiedenen Komponenten wird so bestimmt:

- P₁** Die Leistungsaufnahme aus dem Stromnetz bzw. die Strommenge, für die der Verbraucher bezahlen muss
- P₂** Die Leistungsaufnahme der Pumpe oder die Abgabeleistung des Motors. Sie wird häufig auch als Wellenleistung bezeichnet.
- P_H** Hydraulische Leistung – die Kraft, die die Pumpe auf die Flüssigkeit in Form von Förderstrom und Förderhöhe überträgt

Bei den meisten Pumpentypen bezieht sich der Begriff Leistungsbedarf normalerweise auf P₂. Die Leistung wird in W bzw. kW gemessen.

Wirkungsgrad (η)

Der Wirkungsgrad deckt in Verbindung mit Pumpen normalerweise nur den Wirkungsgrad der Pumpenteile ab η_p. Der Wirkungsgrad einer Pumpe wird durch verschiedene Faktoren bestimmt, z. B. die Form des Pumpengehäuses, die Bauweise des Laufrades und Diffusors und die Oberflächenrauheit. Bei typischen Pumpeneinheiten, die aus Pumpe und elektrischem Motor bestehen, beinhaltet der Gesamtwirkungsgrad η_T auch den Wirkungsgrad des Motors:

$$\eta_p = \frac{P_H}{P_2} \quad \eta_M = \frac{P_2}{P_1} \quad \eta_T = \eta_p \cdot \eta_M$$

Wenn ein Frequenzumrichter enthalten ist, muss in den Wirkungsgrad der gesamten Einheit auch der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters mit einbezogen werden:

$$\eta_T = \eta_p \cdot \eta_M \cdot \eta_{FC}$$

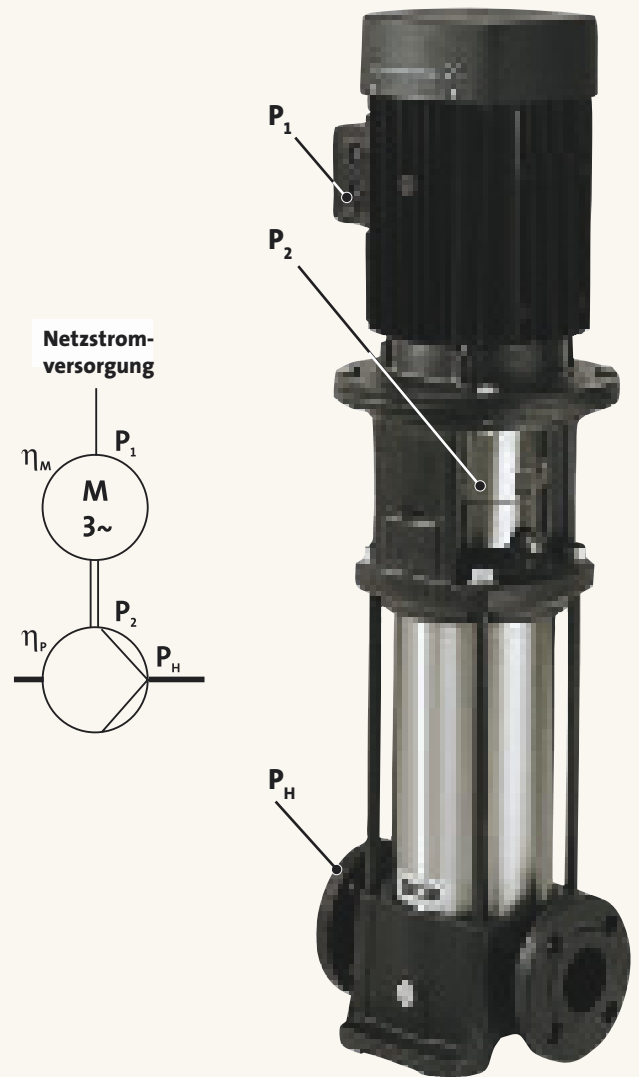


Abb. 2.2.16: Pumpeneinheit mit Angabe der verschiedenen Stufen der Leistungsaufnahme

Abschnitt 2.2

Pumpenleistung

Spannung (U)

So wie der Druck ein hydraulisches System in Bewegung bringt, bewirkt die Spannung, dass Strom durch einen elektrischen Kreislauf fließt. Spannung wird in Volt (V) gemessen und kann Gleichstrom (z. B. eine 1,5 V-Batterie) oder Wechselstrom (z. B. die Stromversorgung für Haushalte usw.) sein. Normalerweise werden Pumpen mit Wechselspannung versorgt.

Die Auslegung der Netzstromversorgung ist von Land zu Land unterschiedlich. Üblich ist jedoch der Aufbau mit vier Adern: drei Phasen (L1, L2, L3) und einem Nullleiter (N). Neben den vier Adern ist dem System als Schutz noch eine Erdung (PE) hinzugefügt, siehe Abbildung 2.2.17.

Bei einer Netzversorgung mit 3 x 400 V/230 V beträgt die Spannung zwischen zwei der drei Phasen (L1, L2, L3) 400 V. Die Spannung zwischen einer Phase und dem Nullleiter beträgt 230 V.

Das Verhältnis zwischen der Spannung Phase/Phase und der Spannung Phase/Nullleiter wird mit der Formel auf der rechten Seite bestimmt:

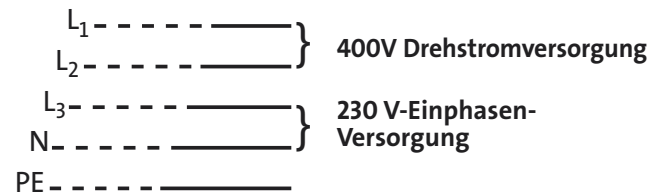


Abb. 2.2.17: Netzstromversorgung, z. B. 3 x 400 V

Bei einer Netzversorgung 3x400V/230V beträgt die Spannung zwischen je 2 Phasen 400V. Die Spannung zwischen einer der Phasen und dem Nullleiter (N) beträgt 230 V. Das Verhältnis zwischen der Spannung Phase/Phase und der Spannung Phase/Nullleiter beträgt:

$$U_{\text{Phase-Phase}} = \sqrt{3} \cdot U_{\text{Phase-Neutral}}$$

Strom (I)

Als Strom wird der elektrische Fluss bezeichnet. Er wird in Ampere (A) gemessen. Die Strommenge eines elektrischen Kreislaufs hängt von der vorhandenen Spannung und dem Widerstand bzw. der Impedanz im elektrischen Kreislauf ab.

Leistung (P) und Leistungsfaktor ($\cos\phi$)

Die Leistungsaufnahme ist in Bezug auf Pumpen von besonderer Bedeutung. Für Pumpen mit Wechselstrom-Normmotoren wird die Leistungsaufnahme des Motors durch Messen der Eingangsspannung und des aufgenommenen Stromes und des Wertes $\cos\phi$ auf dem Leistungsschild des Motors / der Pumpe ermittelt. $\cos\phi$ ist die Phasenverschiebung zwischen Spannung und Strom. $\cos\phi$ wird auch als Leistungsfaktor (im Englischen PF) bezeichnet. Die Leistungsaufnahme P_1 kann mit den Formeln auf der rechten Seite berechnet werden, je nachdem, ob der Motor ein Einphasen- oder ein Drehstrommotor ist.

Einphasiger Wechselstrommotor, z. B. 1 x 230 V

$$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\phi$$

Drehstrommotor, z. B. 3 x 400 V

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\phi$$



2.2.3 Flüssigkeitseigenschaften

Für Systemberechnungen sollten drei Eigenschaften über die Flüssigkeit bekannt sein, um die Berechnungen richtig ausführen zu können: Temperatur, Dichte und Wärmekapazität der Flüssigkeit.

Temperatur der Flüssigkeit (t,T)

Die Temperatur der Flüssigkeit wird in °C (Celsius), K (Kelvin), oder °F (Fahrenheit) gemessen. °C und K sind eigentlich gleiche Einheiten, aber 0 °C ist der Gefrierpunkt von Wasser und 0 K ist der absolute Nullpunkt, der bei -273,15 °C liegt, der absolut niedrigsten Temperatur. Die Umrechnung zwischen Fahrenheit und Celsius ist: $^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{C} \times 1,8 + 32$, somit beträgt der Gefrierpunkt von Wasser 0 °C und 32 °F und der Siedepunkt 100 °C und 212 °F.

Dichte der Flüssigkeit (ρ)

Die Dichte wird in kg/m^3 oder kg/dm^3 gemessen.

Wärmekapazität der Flüssigkeit (C_p)

Die Wärmekapazität gibt an, wie viel zusätzliche Energie eine Flüssigkeit bei Erwärmung aufnimmt. Die Wärmekapazität einer Flüssigkeit ist abhängig von der Temperatur, siehe Abbildung 2.2.18. Diese ist wichtig in Systemen zum Energietransport, z. B. Heizungs-, Klima- und Kühlanlagen. Flüssigkeitsgemische, z. B. Glykol und Wasser für Klimaanlage, haben eine niedrigere Wärmekapazität als reines Wasser. Folglich ist ein höherer Förderstrom zum Transport derselben Energiemenge erforderlich.

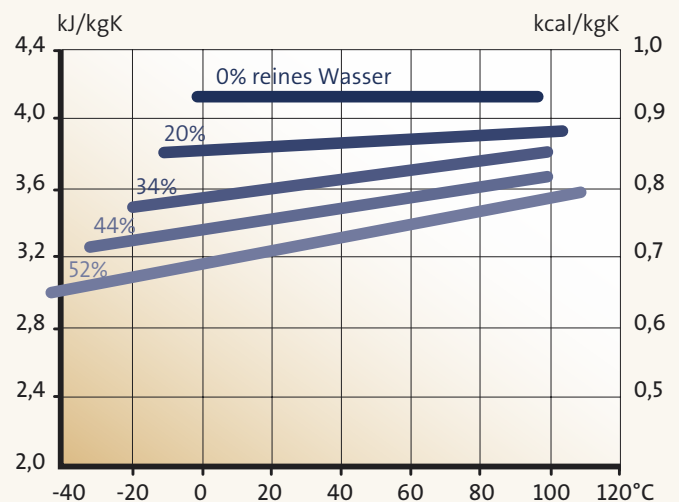


Abb. 2.2.18: Wärmekapazität von Ethylenglykol-Mischungen in Abhängigkeit von der Temperatur

Abschnitt 3.1: Anlagenkennlinie

- 3.1.1 Einzelwiderstände
- 3.1.2 Geschlossene und offene Systeme

Abschnitt 3.2: In Reihe und parallel geschaltete Pumpen

- 3.2.1 Parallel geschaltete Pumpen
- 3.2.2 In Reihe geschaltete Pumpen



Abschnitt 3.1

Anlagenkennlinie

Der Abschnitt 1.1.2 befasste sich mit den Grundlagen der Pumpenkennlinien. In diesem Kapitel wird die Pumpenkennlinie unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht und eine typische Anlagenkennlinie betrachtet. Im Anschluss daran soll die Interaktion zwischen einer Pumpe und einem System erläutert werden.

Die Anlagenkennlinie beschreibt das Verhältnis zwischen dem Förderstrom (Q) und der Förderhöhe (H) im System. Die Anlagenkennlinie hängt von der Art des betreffenden Systems ab. Es wird zwischen zwei Arten unterschieden: geschlossene und offene Systeme.

• Geschlossene Systeme

Umwälzsysteme, wie Heizsysteme oder Klimaanlage, bei denen die Pumpe Reibungsverluste in Rohren, Armaturen, Ventilen usw. im System überwinden muss.

• Offene Systeme

Fördersysteme, wie z.B. Wasserversorgungsanlagen. In solchen Systemen muss die Pumpe die statische Förderhöhe bewältigen und die Reibungsverluste in Rohren und Bauteilen überwinden.

Zeichnet man Anlagenkennlinie und Pumpenkennlinie in das selbe Koordinatensystem, entspricht der Betriebspunkt der Pumpe dem Schnittpunkt der beiden Kurven (siehe Abbildung 3.1.1).

Offene und geschlossene Systeme bestehen aus Widerständen, die in Reihe oder parallel geschaltet sein können und die Anlagenkennlinie beeinflussen. Bevor näher auf offene und geschlossene Systeme eingegangen wird, soll an dieser Stelle kurz beschrieben werden, wie sich diese Widerstände auf die Anlagenkennlinie auswirken.

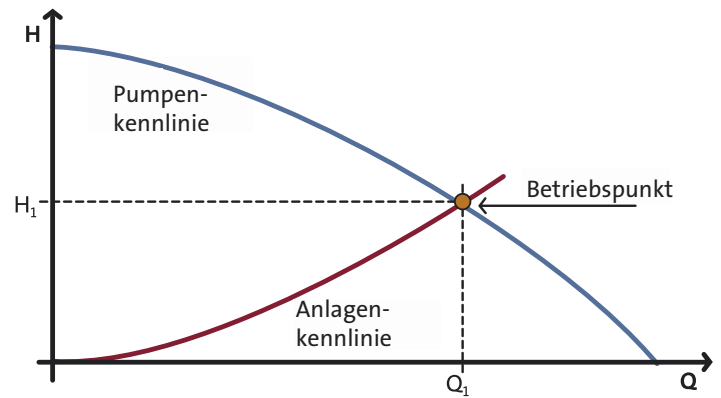
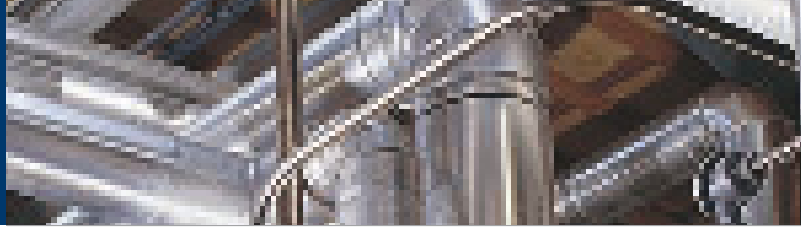


Abb. 3.1.1: Der Schnittpunkt zwischen der Pumpenkennlinie und der Anlagenkennlinie entspricht dem Betriebspunkt der Pumpe.



3.1.1 Einzelwiderstände

Da jedes Bauteil in einem System einen Widerstand gegen den Förderstrom darstellt, kommt es über jedem Bauteil zu Förderhöhenverlusten. Der Förderhöhenverlust ΔH lässt sich anhand der folgenden Formel berechnen:

$$\Delta H = k \cdot Q^2$$

k ist eine Konstante, die von dem betreffenden Bauteil abhängt, und Q ist der Förderstrom, der durch das Bauteil fließt. Gemäß der Formel ändert sich der Förderhöhenverlust proportional zum Quadrat des Förderstroms. Wenn es möglich ist, den Förderstrom in einem System zu verringern, wird der Druckverlust erheblich gesenkt.

In Reihe geschaltete Widerstände

In einem System, das aus mehreren in Reihe geschalteten Bauteilen besteht, entspricht der gesamte Förderhöhenverlust der Summe der Förderhöhenverluste der einzelnen Bauteile. Abbildung 3.1.2 zeigt ein System, das aus einem Ventil und einem Wärmetauscher besteht. Wird der Förderhöhenverlust in der Verrohrung zwischen den beiden Bauteilen außer Acht gelassen, ergibt sich der gesamte Förderhöhenverlust ΔH_{ges} aus der Addition der beiden Förderhöhenverluste:

$$\Delta H_{\text{ges}} = \Delta H_1 + \Delta H_2$$

Abbildung 3.1.2 gibt außerdem Aufschluss über die resultierende Kurve und den Betriebspunkt eines geschlossenen Systems, das nur aus diesen beiden Bauteilen besteht. Gemäß der Abbildung ergibt sich die resultierende Kennlinie aus der Addition der einzelnen Förderhöhenverluste ΔH bei einem gegebenen Förderstrom Q . Genauso ist aus der Abbildung zu ersehen, dass die Steigung der resultierenden Anlagenkennlinie mit dem Widerstand im System zunimmt.

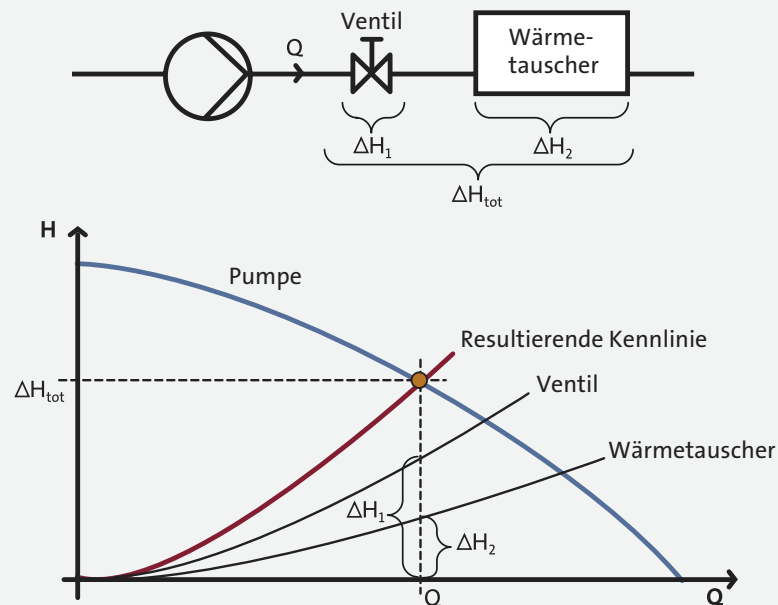


Abb. 3.1.2: Der Förderhöhenverlust für zwei in Reihe geschaltete Bauteile entspricht der Summe der beiden einzelnen Förderhöhenverluste.

Abschnitt 3.1

Anlagenkennlinie

Parallel geschaltete Widerstände

Im Vergleich zur Reihen-Schaltung ergibt sich aus der Parallelschaltung von Bauteilen eine flachere Anlagenkennlinie. Der Grund dafür ist, dass parallel geschaltete Bauteile den Gesamtwiderstand im System reduzieren und somit den Förderhöhenverlust senken.

Über parallel geschalteten Bauteilen bleibt der Differenzdruck immer gleich. Die resultierende Systemkennlinie ergibt sich aus der Addition der Förderströme der einzelnen Bauteile für einen bestimmten Förderhöhenverlust ΔH . Abbildung 3.1.3 zeigt ein System mit parallel geschaltetem Ventil und Wärmetauscher.

Bei einem Förderhöhenverlust von ΔH lässt sich der resultierende Förderstrom anhand der folgenden Formel berechnen:

$$Q_{\text{ges}} = Q_1 + Q_2$$

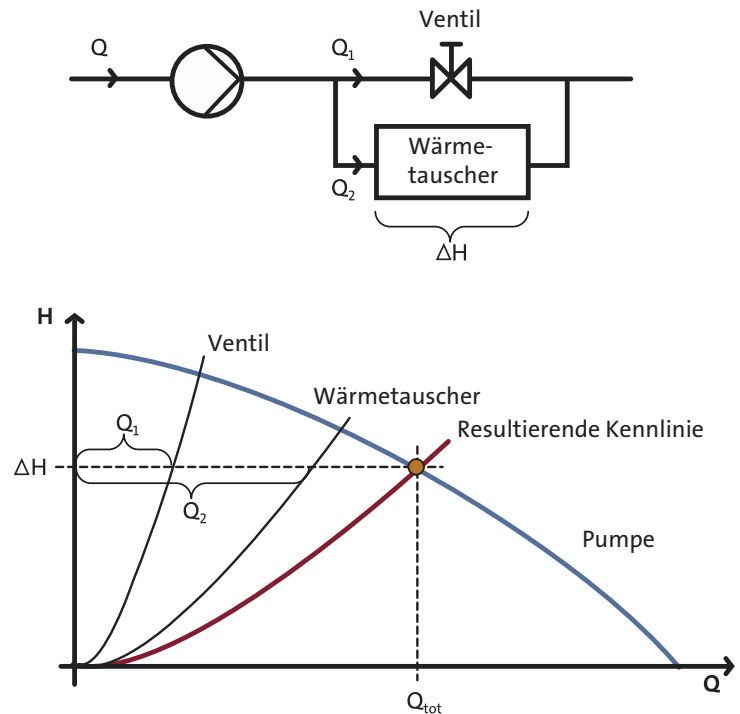


Abb. 3.1.3: Parallel geschaltete Bauteile reduzieren den Widerstand im System und resultieren in einer flacheren Anlagenkennlinie.

3.1.2 Geschlossene und offene Systeme

Wie bereits erwähnt, werden Pumpensysteme in zwei grundlegende Systeme unterteilt: geschlossene und offene Systeme. In diesem Abschnitt soll auf die grundlegenden Eigenschaften dieser Systeme eingegangen werden.

Geschlossene Systeme

Geschlossene Systeme dienen gewöhnlich zum Transport von Wärmeenergie in Heizsystemen, Klimaanlage, Prozesskühlanlagen usw. Diesen geschlossenen Systemen ist gemeinsam, dass in ihnen eine Flüssigkeit zirkuliert, die als Träger von Wärmeenergie fungiert. In der Tat ist es Wärmeenergie, die das System transportieren muss.

Geschlossene Systeme sind Anlagen mit Pumpen, die lediglich die Summe der von allen Bauteilen erzeugten Reibungsverluste überwinden müssen. Abbildung 3.1.4 zeigt die schematische Darstellung eines geschlossenen Systems, in dem eine Pumpe Wasser aus einer Heizung durch ein Steuerventil in einen Wärmetauscher transportiert.

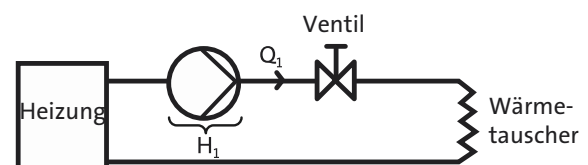
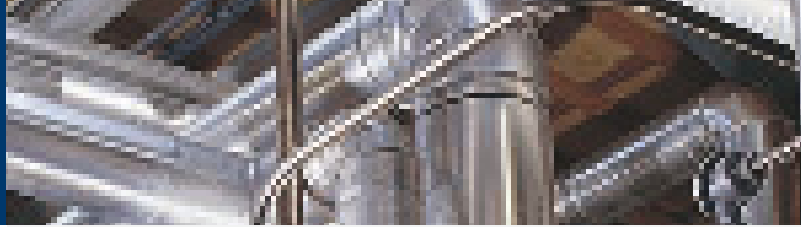


Abb. 3.1.4: Schematische Darstellung eines geschlossenen Systems



3.1.5 dargestellt ist. Der Solldruck in einem geschlossenen System (durch die Anlagenkennlinie dargestellt) ist eine Parabel mit dem Ausgangspunkt $(Q,H) = (0,0)$ und berechnet sich aus folgender Formel:

$$H = k \cdot Q^2$$

Wie aus der Formel und der Kurve zu ersehen ist, geht der Druckverlust mit abnehmendem Förderstrom gegen Null.

Offene Systeme

In offenen Systemen, wie Wasserversorgungsanlagen, Bewässerungssystemen und industriellen Prozessanlagen, dient die Pumpe zum Transport einer Flüssigkeit zwischen zwei Punkten. In solchen Anlagen muss die Pumpe sowohl die geodätische Förderhöhe der Flüssigkeit bewältigen als auch die Reibungsverluste in den Rohren und Systembauteilen überwinden.

Es wird zwischen zwei Arten von offenen Systemen unterschieden:

- Offene Systeme, bei denen die geodätische Förderhöhe in Summe positiv ist.
- Offene Systeme, bei denen die geodätische Förderhöhe in Summe negativ ist.

Offene Systeme mit positiver geodätischer Förderhöhe – Abbildung 3.1.6 zeigt ein typisches offenes System mit positiver geodätischer Höhe. Eine Pumpe muss Wasser aus einem Zulaufbehälter im Erdgeschoss in einen Tank auf dem Dach eines Gebäudes transportieren. Erstens muss die Förderhöhe der Pumpe größer sein als die geodätische Förderhöhe des Wassers (h). Zweitens muss die Förderhöhe der Pumpe ausreichen, um den Gesamtreibungsverlust zwischen den beiden Tanks in den Rohren, Armaturen, Ventilen usw. zu überwinden (H_f). Der Druckverlust ist abhängig vom Förderstrom (siehe Abbildung 3.1.7).

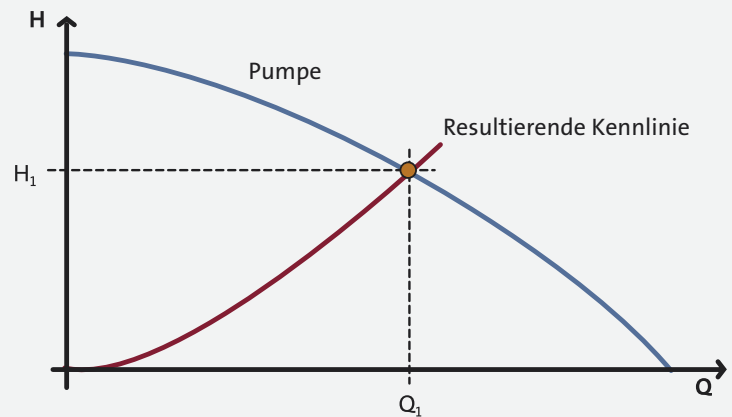


Abb. 3.1.5: Die Kennlinie für ein geschlossenes System ist eine Parabel mit dem Ausgangspunkt $(0,0)$

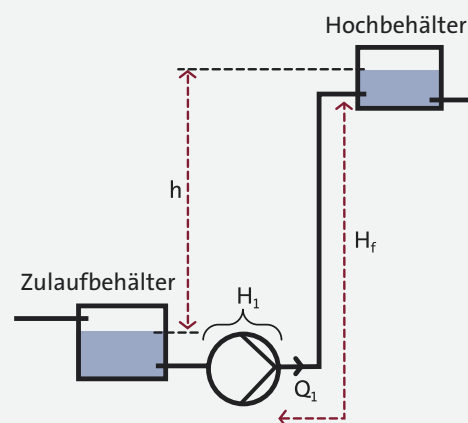


Abb. 3.1.6: Offenes System mit positiver geodätischer Höhe

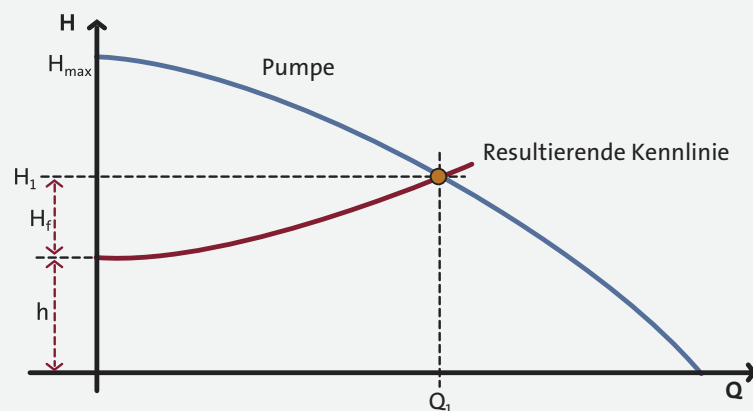


Abb. 3.1.7: Anlagenkennlinie und Pumpenkennlinie für das offene System in Abbildung 3.1.6

Abschnitt 3.1

Anlagenkennlinie

Die Abbildung zeigt, dass in einem offenen System kein Wasser fließt, wenn die maximale Förderhöhe ($H_{\max}$) der Pumpe niedriger ist als die geodätische Förderhöhe (h). Nur wenn $H > h$, fließt Wasser aus dem Zulaufbehälter zum Hochbehälter. Die Anlagenkennlinie zeigt auch, dass die Reibungsverluste abnehmen je geringer der Förderstrom ist. Entsprechend geht auch die Leistungsaufnahme der Pumpe zurück.

Der Förderstrom (Q_1) und die Pumpengröße müssen somit den Anforderungen des jeweiligen Systems entsprechen. In der Tat gilt für Wasserfördersysteme die folgende Faustregel: Je größer der Förderstrom, desto höher der Druckverlust, und je kleiner der Förderstrom, desto geringer der Druckverlust und der Energieverbrauch.

Offenes System mit negativer geodätischer Höhe

Ein typisches Beispiel für ein offenes System mit negativer geodätischer Höhe ist ein Druckerhöhungssystem, wie es beispielsweise in Wasserversorgungsanlagen vorkommt. Die geodätische Förderhöhe (h) aus dem Wassertank versorgt den Verbraucher mit Wasser – das Wasser fließt, obwohl die Pumpe nicht arbeitet. Der Höhenunterschied zwischen dem Flüssigkeitsstand im Tank und der Höhe des Wasserauslasses (h) resultiert in einem Förderstrom Q_0 . Die Förderhöhe reicht jedoch nicht aus, um den Sollförderstrom (Q_1) sicherzustellen, der an den Verbraucher geliefert werden soll. Die Pumpe muss daher die Förderhöhe auf das Niveau H_1 erhöhen, um den Reibungsverlust (H_f) im System auszugleichen. Das System ist in Abbildung 3.1.8 dargestellt. Abbildung 3.1.9 zeigt die Systemkennlinie zusammen mit der Pumpenkennlinie.

Die resultierende Anlagenkennlinie ist eine Parabel, die auf der H-Achse im Punkt $(0, -h)$ beginnt.

Der Förderstrom im System hängt vom Flüssigkeitsstand im Tank ab. Wird der Wasserstand im Tank gesenkt, verringert sich die Höhe h . Dies führt zu einer Änderung der Systemkennlinie und einem geringeren Förderstrom im System (siehe Abbildung 3.1.9).

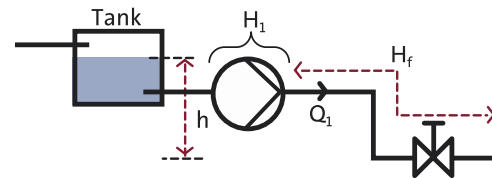


Abb. 3.1.8: Offenes System mit negativer geodätischer Höhe

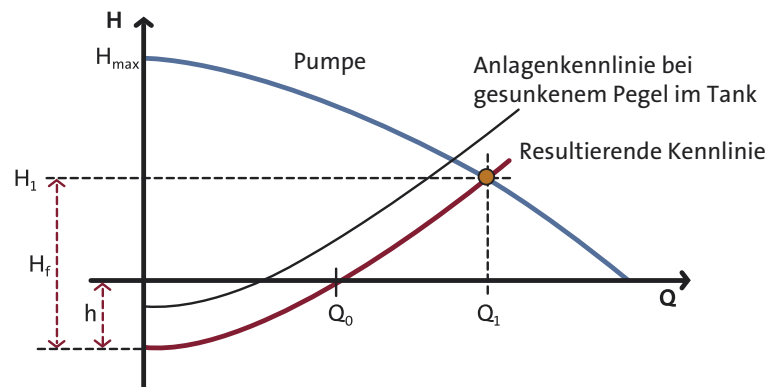
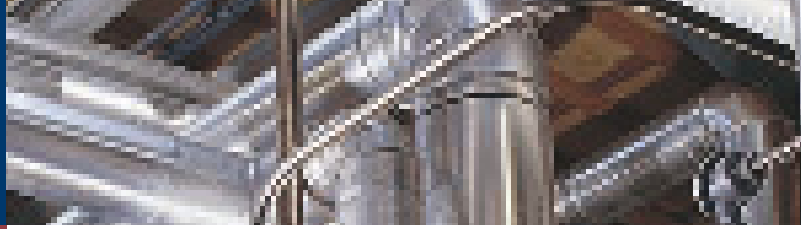


Abb. 3.1.9: Anlagenkennlinie mit Pumpenkennlinie für das offene System in Abbildung 3.1.8

Abschnitt 3.2

In Reihe und parallel geschaltete Pumpen



Um die gesamte Pumpenleistung in einem System zu erhöhen, werden Pumpen häufig in Reihe oder parallel geschaltet. In diesem Abschnitt soll auf diese beiden Anschlussarten für Pumpen eingegangen werden.

3.2.1 Parallel geschaltete Pumpen

Parallel geschaltete Pumpen werden häufig verwendet, wenn

- der Sollförderstrom die Förderleistung einer einzelnen Pumpe überschreitet,
- das System variablen Förderstromanforderungen gerecht werden muss und dies durch Ein- und Ausschalten der parallel geschalteten Pumpen erreicht werden kann.

Für Parallelschaltungen werden normalerweise Pumpen gleichen Typs und gleicher Größe verwendet. Die Pumpen können jedoch unterschiedlich groß sein. Auch können eine oder mehrere drehzahlregelte Pumpen eingesetzt werden, die unterschiedliche Leistungskennlinien aufweisen.

Um eine Umlaufzirkulation in den nicht arbeitenden Pumpen zu vermeiden, wird jede Pumpe mit einem Rückschlagventil in Reihe geschaltet. Die resultierende Leistungskennlinie für ein System aus mehreren parallel geschalteten Pumpen ergibt sich aus der Addition der Förderströme, die die Pumpen bei einer bestimmten Förderhöhe liefern.

Abbildung 3.2.1 zeigt ein System mit zwei parallel geschalteten identischen Pumpen. Die Kennlinie für die Gesamtleistung des Systems ergibt sich aus der Addition von Q_1 und Q_2 für jeden Förderhöhenwert, der bei beiden Pumpen gleich ist ($H_1=H_2$).

Da die Pumpen identisch sind, weist die resultierende Pumpenkennlinie zwar dieselbe maximale Förderhöhe $H_{\max}$ auf, doch ist der maximale Förderstrom $Q_{\max}$ doppelt so groß. Für jeden Förderhöhenwert ist der Förderstrom doppelt so groß wie bei einer einzeln arbeitenden Pumpe:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2 Q_1 = 2 Q_2$$

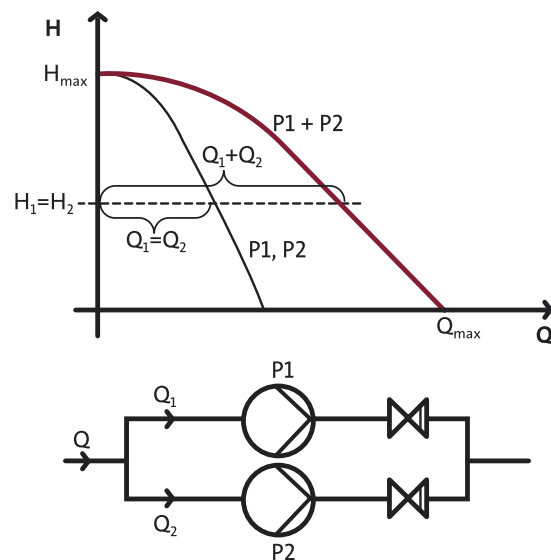


Abb. 3.2.1: Zwei parallel geschaltete Pumpen mit ähnlichen Leistungskennlinien

Abschnitt 3.2

In Reihe und parallel geschaltete Pumpen

Abbildung 3.2.2 zeigt zwei parallel geschaltete Pumpen unterschiedlicher Größe. Durch Addition von Q_1 und Q_2 für eine gegebene Förderhöhe $H_1=H_2$ kann die resultierende Leistungskennlinie ermittelt werden. Der graue Bereich in Abbildung 3.2.2 zeigt, dass nur die Pumpe P1 in diesem Bereich fördern kann, da ihre maximale Förderhöhe größer ist als die von P2.

Parallel geschaltete drehzahlgeregelte Pumpen

Die Kombination aus parallel geschalteten und drehzahlgeregelten Pumpen ist eine äußerst sinnvolle Methode, um bei variierenden Förderstromanforderungen eine effiziente Pumpenleistung zu erzielen. Diese Methode ist bei Wasserversorgungsanlagen/Druckerhöhungssystemen üblich. In Kapitel 4 wird genauer auf drehzahlgeregelte Pumpen eingegangen.

Ein Pumpensystem aus zwei drehzahlgeregelten Pumpen mit derselben Leistungskennlinie deckt einen großen Leistungsbereich ab (siehe Abbildung 3.2.3).

Eine einzelne Pumpe kann die Pumpensollleistung bis Q_1 abdecken. Über Q_1 müssen beide Pumpen arbeiten, um die erforderliche Leistung zu erzielen. Wenn beide Pumpen mit derselben Drehzahl arbeiten, sehen die resultierenden Pumpenkennlinien wie die orangefarbenen Kurven in Abbildung 3.2.3 aus.

Der Betriebspunkt Q_1 wird mit einer Pumpe erzielt, die mit voller Drehzahl arbeitet. Der Betriebspunkt kann jedoch auch erzielt werden, wenn zwei Pumpen mit niedriger Drehzahl arbeiten. Diese Situation ist in Abbildung 3.2.4 dargestellt (orangefarbene Kurven). Die Abbildung bietet auch einen Vergleich der beiden Szenarien in Bezug auf den Wirkungsgrad. Der Betriebspunkt für eine einzelne Pumpe, die mit voller Drehzahl arbeitet, resultiert in einem schlechten Pumpenwirkungsgrad. Das ist in erster Linie darauf zurückzuführen, dass der Betriebspunkt weit weg vom Optimum liegt. Der Gesamtwirkungsgrad ist wesentlich höher, wenn zwei Pumpen mit niedrigerer Drehzahl laufen, auch wenn der maximale Wirkungsgrad der Pumpen bei einer niedrigeren Drehzahl leicht abnimmt.

Eine einzelne Pumpe ist zwar in der Lage, den Sollförderstrom und die Sollförderhöhe beizubehalten, doch ist es aufgrund des Wirkungsgrads und des damit verbundenen Energieverbrauchs manchmal nötig, beide Pumpen gleichzeitig einzusetzen. Ob eine oder zwei Pumpen laufen sollen, hängt von der aktuellen Anlagenkennlinie und dem betreffenden Pumpentyp ab.

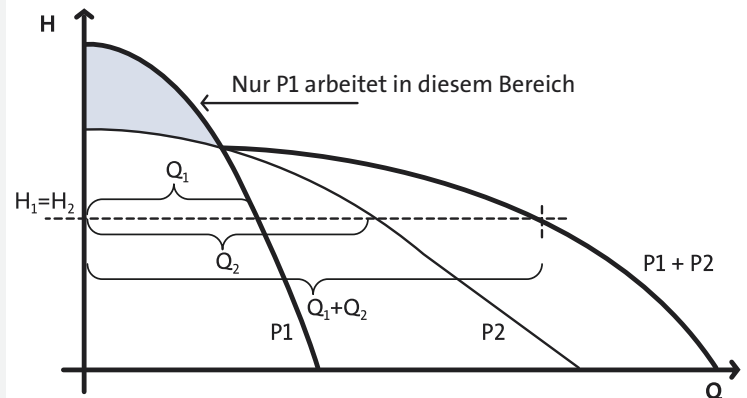


Abb. 3.2.2: Zwei parallel geschaltete Pumpen mit unterschiedlichen Leistungskennlinien

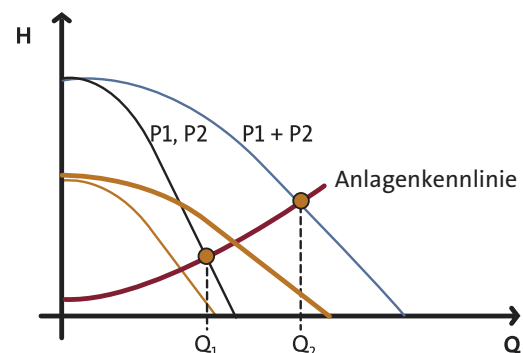


Abb. 3.2.3: Zwei parallel geschaltete drehzahlgeregelte Pumpen (gleicher Größe). Die orangefarbene Kurve stellt die Leistung bei niedriger Drehzahl dar.

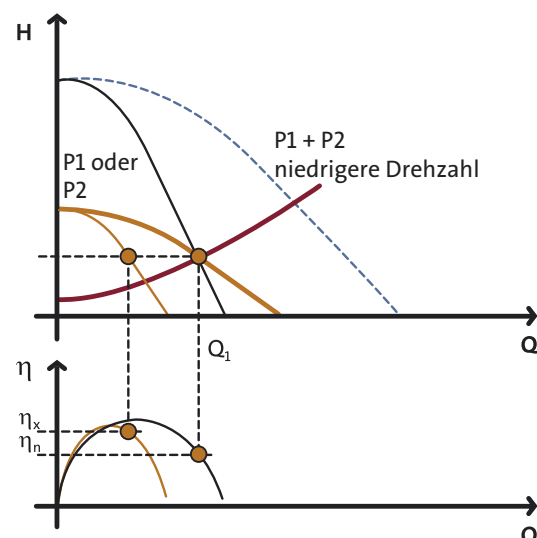
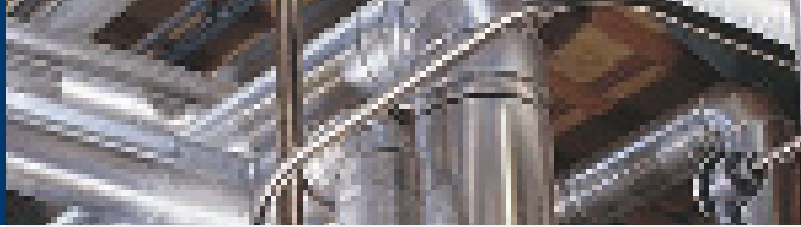


Abb. 3.2.4: Einzelne Pumpe mit voller Drehzahl im Vergleich zu zwei Pumpen mit niedriger Drehzahl. In diesem Fall haben die beiden Pumpen den höchsten Gesamtwirkungsgrad.



3.2.2. In Reihe geschaltete Pumpen

In Reihe geschaltete Pumpen werden gewöhnlich in Systemen verwendet, in denen ein hoher Druck erforderlich ist. Dies ist auch bei mehrstufigen Pumpen der Fall, die nach dem Reihenprinzip arbeiten (eine Stufe entspricht einer Pumpe). Abbildung 3.2.5 zeigt die Leistungskennlinie von zwei in Reihe geschalteten identischen Pumpen. Die resultierende Leistungskennlinie entsteht durch Auftragen der doppelten Förderhöhe für die einzelnen Förderstromwerte im Koordinatensystem. Daraus ergibt sich eine Kurve mit der doppelten maximalen Förderhöhe ($2 \cdot H_{\max}$) und dem selben maximalen Förderstrom ($Q_{\max}$) wie für jede der einzelnen Pumpen.

Abbildung 3.2.6 zeigt zwei in Reihe geschaltete Pumpen unterschiedlicher Größe. Die resultierende Leistungskennlinie ergibt sich durch Addition von H_1 und H_2 bei einem gemeinsamen Förderstrom $Q_1 = Q_2$.

Der graue Bereich in Abbildung 3.2.6 zeigt, dass nur die Pumpe P2 in diesem Bereich fördern kann, da sie einen größeren maximalen Förderstrom erzielt als P1.

Wie in Abschnitt 3.2.1 erläutert, kann es sich bei ungleichen Pumpen um eine Kombination aus unterschiedlich großen Pumpen oder einer (mehreren) drehzahlgeregelten Pumpe handeln. Die Kombination aus einer Pumpe mit fester Drehzahl und einer drehzahlgeregelten Pumpe in Reihenschaltung wird häufig in Systemen eingesetzt, in denen ein hoher und konstanter Druck erforderlich ist. Die Pumpe mit fester Drehzahl liefert die Flüssigkeit an die drehzahlgeregelte Pumpe, deren Ausgabe von einem Druckgeber PT geregelt wird (siehe Abbildung 3.2.7).

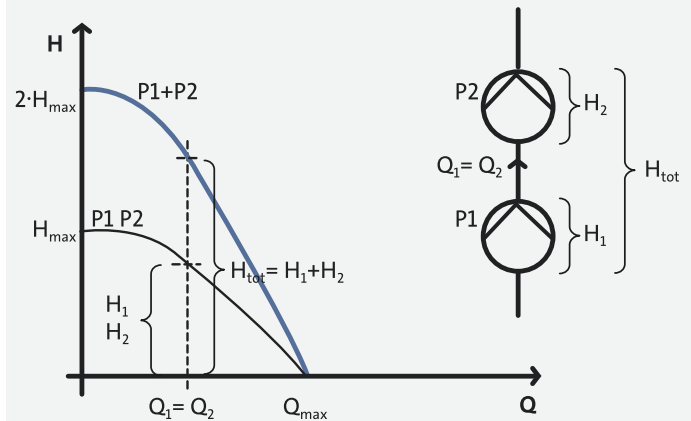


Abb. 3.2.5: Zwei in Reihe geschaltete Pumpen gleicher Größe

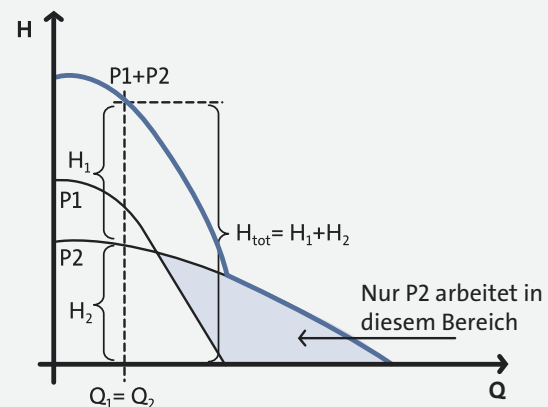


Abb. 3.2.6: Zwei in Reihe geschaltete Pumpen unterschiedlicher Größe

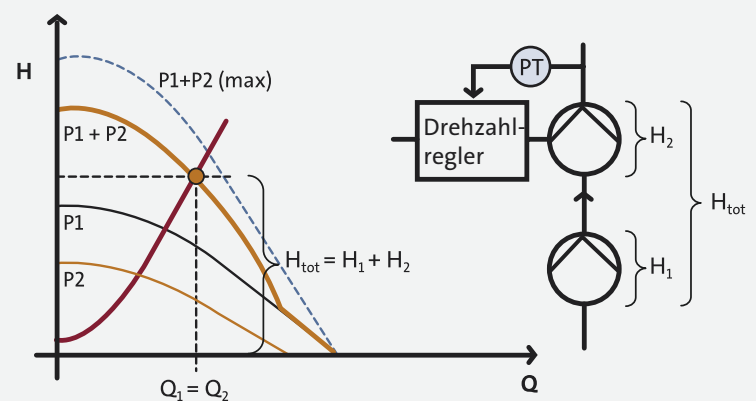


Abb. 3.2.7: Pumpe mit fester Drehzahl und drehzahlgeregelte Pumpe gleicher Größe in Reihenschaltung. Durch einen Druckgeber (PT) und einen Drehzahlregler wird sichergestellt, dass der Druck am Ausgang von P2 konstant bleibt.



Abschnitt 4.1: Anpassen der Pumpenleistung

- 4.1.1 Drosselregelung
- 4.1.2 Bypassregelung
- 4.1.3 Änderung des Laufraddurchmessers
- 4.1.4 Drehzahlregelung
- 4.1.5 Vergleich der Regelarten
- 4.1.6 Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems
- 4.1.7 Beispiel: Relativer Energieverbrauch bei einer Reduzierung des Förderstroms um 20 %

Abschnitt 4.2: Drehzahlgeregelte Pumpenlösungen

- 4.2.1 Konstantdruckregelung
- 4.2.1 Konstanttemperaturregelung
- 4.2.3 Konstanter Differenzdruck in einem Umwälzsystem
- 4.2.4 Volumenstromabhängige Differenzdruckregelung

Abschnitt 4.3: Vorteile der Drehzahlregelung

Abschnitt 4.4: Vorteile von Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter

- 4.4.1 Kennlinien von drehzahlgeregelten Pumpen
- 4.4.2 Drehzahlgeregelte Pumpen in verschiedenen Systemen

Abschnitt 4.5: Frequenzumrichter

- 4.5.1 Grundlegende Funktion und Eigenschaften
- 4.5.2 Bestandteile des Frequenzumrichters
- 4.5.3 Sonderbedingungen für Frequenzumrichter

Abschnitt 4.1

Anpassen der Pumpenleistung

Bei der Auswahl einer Pumpe für eine bestimmte Anwendung sollte unbedingt darauf geachtet werden, dass der Betriebspunkt der Pumpe im Bereich des höchsten Wirkungsgrades liegt. Andernfalls verbraucht die Pumpe unnötig viel Energie (siehe Abbildung 4.1.1).

Es ist jedoch manchmal nicht möglich, eine Pumpe mit optimalem Betriebspunkt zu finden, weil sich die Anforderungen des Systems oder die Anlagenkennlinie mit der Zeit ändern können.

Daher ist es erforderlich, die Pumpenleistung an die geänderten Anforderungen anzupassen.

Zu den gängigsten Methoden zum Ändern der Pumpenleistung gehören:

- Drosselregelung
- Bypassregelung
- Änderung des Laufraddurchmessers
- Drehzahlregelung

Welche Methode zum Anpassen der Pumpenleistung gewählt wird, hängt von den Anschaffungskosten und den Betriebskosten der Pumpe ab. Mit Ausnahme der Änderung des Laufraddurchmessers lassen sich alle Methoden jederzeit während des Betriebs anwenden. Häufig werden Pumpen überdimensioniert, so dass eine Leistungsbeschränkung erforderlich ist. Meist trifft das auf die Fördermenge zu, bei einigen Anwendungen auch auf die maximale Förderhöhe.

Auf den folgenden Seiten werden die vier Einstellmethoden erläutert.

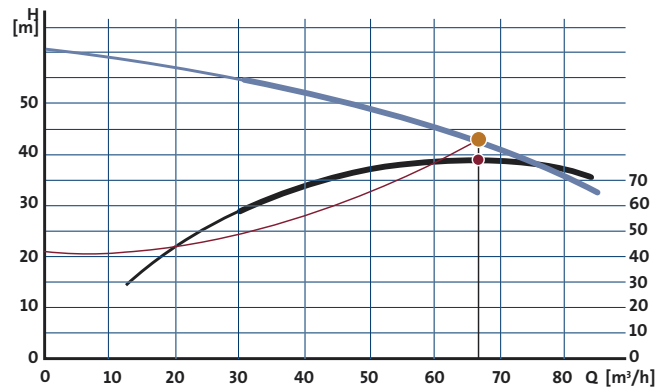


Abb.: 4.1.1: Bei der Auswahl einer Pumpe sollte unbedingt darauf geachtet werden, dass der Betriebspunkt der Pumpe im Bereich des höchsten Wirkungsgrades liegt.

4.1.1 Drosselregelung

Ein Drosselventil wird mit der Pumpe in Reihe geschaltet, sodass der Betriebspunkt eingestellt werden kann. Die Drosselung führt zu einer Reduzierung des Förderstroms (siehe Abbildung 4.1.2). Das Drosselventil erhöht den Widerstand im System und verschiebt die Anlagenkennlinie nach oben. Ohne das Drosselventil entspricht der Förderstrom Q_2 . Durch Reihen-Schaltung des Drosselventils mit der Pumpe wird der Förderstrom auf Q_1 reduziert.

Drosselventile können zur Begrenzung des maximalen Förderstroms eingesetzt werden. Im Beispiel wird der Förderstrom niemals größer als Q_3 , auch wenn die Anlagenkennlinie ganz flach ist, d. h. die Anlage überhaupt keinen Widerstand enthält. Wird die Pumpenleistung mit der Drosselmethode eingestellt, liefert die Pumpe eine höhere Förderhöhe als für die jeweilige Anlage eigentlich nötig ist.

$$H_p = H_s + H_v$$

Werden Pumpe und Drosselventil durch eine kleinere Pumpe ersetzt, liefert die Pumpe den gewünschten Förderstrom Q_1 , hat jedoch eine geringere Förderhöhe und folglich einen niedrigeren Energieverbrauch (siehe Abbildung 4.1.2).

4.1.2 Bypassregelung

Statt ein Ventil mit der Pumpe in Reihe zu schalten, kann die Pumpenleistung über ein Bypassventil geregelt werden, das parallel zur Pumpe platziert wird (siehe Abbildung 4.1.3).

Im Vergleich zum Drosselventil führt die Installation eines Bypassventils zu einem bestimmten Mindestförderstrom Q_{BP} in der Pumpe – unabhängig von der Anlagenkennlinie. Der Förderstrom Q_p ist die Summe aus dem Förderstrom Q_s in der Anlage und dem Förderstrom Q_{BP} im Bypassventil.

$$Q_p = Q_s + Q_{BP}$$

Das Bypassventil begrenzt die an die Anlage gelieferte Förderhöhe auf einen Höchstwert H_{max} (siehe Abbildung 4.1.3). Selbst wenn der Sollförderstrom in der Anlage gleich Null ist, arbeitet die Pumpe niemals gegen ein geschlossenes Ventil. Wie beim Drosselventil kann der Sollförderstrom Q_s durch eine kleinere Pumpe ohne Bypassventil erzielt werden. Die Folge ist ein kleinerer Förderstrom und folglich ein niedrigerer Energieverbrauch.

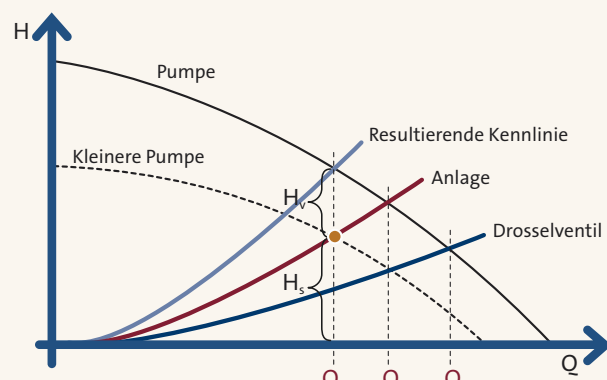
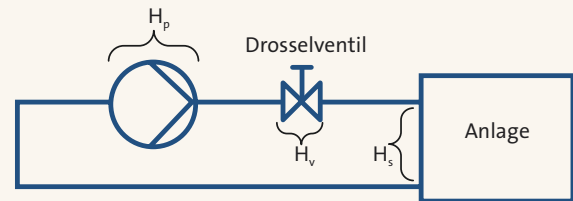


Abb.: 4.1.2: Das Drosselventil erhöht den Widerstand im System und verringert somit den Förderstrom.

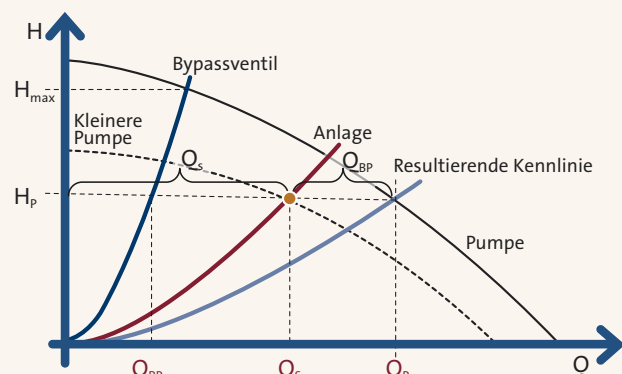
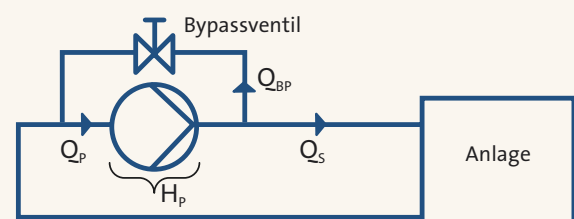


Abb.: 4.1.3: Das Bypassventil leitet einen Teil des Förderstroms aus der Pumpe um und verringert dadurch den Förderstrom in der Anlage.

4.1.3 Änderung des Laufraddurchmessers

Eine weitere Möglichkeit, die Leistung einer Kreiselpumpe anzupassen, besteht darin, den Laufraddurchmesser in der Pumpe zu ändern, d. h. den Durchmesser zu verkleinern und dadurch die Pumpenleistung zu verringern.

Der Laufraddurchmesser kann natürlich nicht bei laufender Pumpe verkleinert werden. Im Vergleich zur Drossel- und Bypassmethode, die während des Betriebs angewendet werden können, muss die Änderung des Laufraddurchmessers vor Einbau der Pumpe oder während der Wartung erfolgen. Die folgenden Formeln zeigen die Beziehung zwischen dem Laufraddurchmesser und der Pumpenleistung:

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2; \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2; \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^4; \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Dabei ist zu beachten, dass sich die Formeln auf eine ideale Pumpe beziehen. In der Praxis nimmt der Wirkungsgrad der Pumpe mit dem Laufraddurchmesser ab. Bei einer geringfügigen Änderung des Laufraddurchmessers $D_x > 0,8 \cdot D_n$, nimmt der Wirkungsgrad nur um wenige Prozentpunkte ab. Der Umfang der Wirkungsgradabnahme hängt vom Typ und vom Betriebspunkt der Pumpe ab (Einzelheiten können den jeweiligen Pumpenkennlinien entnommen werden).

Gemäß den Formeln ändern sich Förderstrom und Förderhöhe im gleichen Verhältnis, d. h. im Quadrat zur Änderung des Laufraddurchmessers. Die sich aus den Formeln ergebenden Betriebspunkte werden auf einer geraden Linie mit dem Ausgangspunkt (0,0) platziert. Der Energieverbrauch ändert sich in der 4. Potenz des Durchmessers.

4.1.4 Drehzahlregelung

Als letzte Methode zur Regelung der Pumpenleistung soll hier die variable Drehzahlregelung erläutert werden. Drehzahlregelung mittels eines Frequenzumrichters ist bei variablen Förderstromanforderungen zweifellos die effizienteste Methode zum Anpassen der Pumpenleistung.

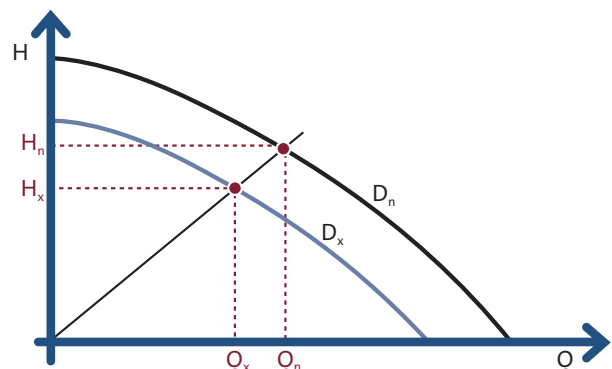
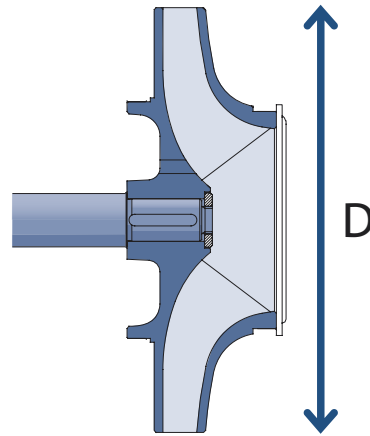


Abb. 4.1.4: Änderung der Pumpenleistung bei Verkleinerung des Laufraddurchmessers

Die folgenden Gleichungen beschreiben die Änderung der Pumpen-Kennwerte bei Drehzahländerung mit guter Näherung:

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x}; \quad \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2; \quad \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3; \quad \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Die Affinitätsgesetze gelten unter der Bedingung, dass die Anlagenkennlinie für n_n und n_x unverändert bleibt und einer Parabel durch (0,0) entspricht (siehe Abschnitt 3.1.1). Die Leistungsgleichung impliziert zudem, dass der Wirkungsgrad der Pumpe bei beiden Drehzahlen unverändert bleibt.

Die Formeln in Abbildung 4.1.5 zeigen, dass der Pumpenförderstrom (Q) proportional zur Pumpendrehzahl (n) ist. Die Förderhöhe (H) ist proportional zum Quadrat der Drehzahl (n), während die Leistung (P) proportional zur 3. Potenz der Drehzahl ist. In der Praxis führt eine Reduzierung der Drehzahl zu einer geringen Abnahme des Wirkungsgrads. Die folgende Formel gilt für eine Senkung der Drehzahl auf 50 % des Maximums. Mit ihrer Hilfe kann der Wirkungsgrad bei reduzierter Drehzahl (η_x) geschätzt werden:

$$\eta_x = 1 - \left(1 - \eta_n\right) \cdot \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^{0.1}$$

Zur Ermittlung der genauen Energieeinsparung bei Reduzierung der Pumpendrehzahl muss auch der Wirkungsgrad des Frequenzumrichters und des Motors berücksichtigt werden.

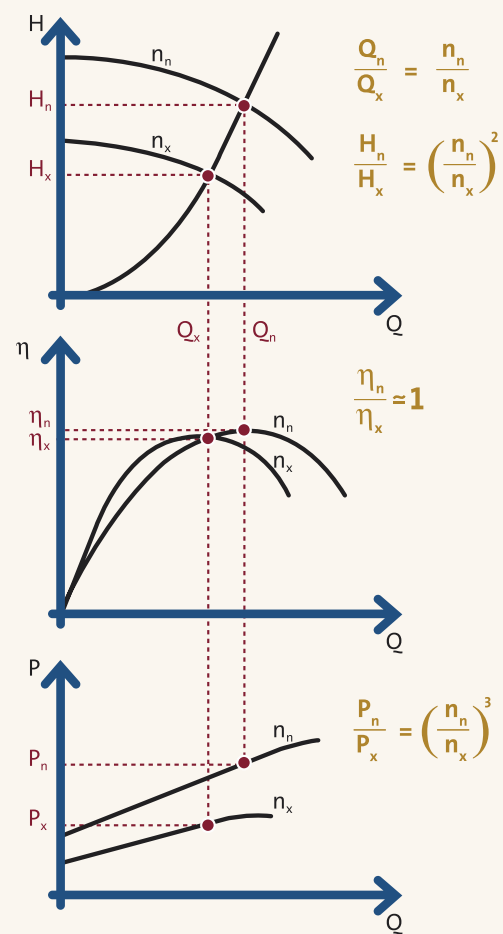


Abb. 4.1.5: Kennlinien der wichtigsten Pumpenkennwerte

Abschnitt 4.1

Anpassen der Pumpenleistung

4.1.5 Vergleich der Regelarten

Nachdem die vier verschiedenen Methoden zur Leistungsanpassung einer Kreiselpumpe erläutert wurden, soll nun näher auf die Unterschiede dieser Methoden eingegangen werden. Werden die Pumpe und die Vorrichtung zur Leistungsänderung als eine Einheit betrachtet, lässt sich anhand der resultierenden QH-Kennlinie dieser Vorrichtung ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der verschiedenen Systeme anstellen.

Drosselregelung

Bei der Drosselmethode werden ein Ventil und eine Pumpe in Reihe geschaltet (siehe Abbildung 4.1.6a). Diese Schaltung fungiert als neue Pumpe mit unveränderter maximaler Förderhöhe, aber reduzierter Förderleistung. Die Pumpenkennlinie H_n , die Ventilkennlinie und die Kennlinie für das gesamte System ($- H_x$) sind in Abbildung 4.1.6b dargestellt.

Bypassregelung

Werden ein Ventil und eine Pumpe parallel geschaltet (siehe Abbildung 4.1.7a), fungiert diese Schaltung als neue Pumpe mit reduzierter maximaler Förderhöhe und einer QH-Kennlinie mit geänderten Eigenschaften. Die Kennlinie tendiert eher zu einer linearen statt zu einer quadratischen Form (siehe Abbildung 4.1.7b).

Änderung des Laufraddurchmessers

Die Verkleinerung des Laufraddurchmessers erfordert keine zusätzlichen Elemente. Abbildung 4.1.8 zeigt die Kennlinie für den kleineren Wert QH (H_x) sowie die ursprüngliche Kennlinie (H_n).

Drehzahlregelung

Die Drehzahlregelung (Abbildung 1.4.9) resultiert in einer neuen QH-Kennlinie bei reduzierter Förderhöhe und kleinerem Förderstrom. Die Eigenschaften der Kennlinie bleiben unverändert. Bei einer Senkung der Drehzahl wird die Kennlinie jedoch flacher, da sich die Förderhöhe in größerem Maße verringert als der Förderstrom.

Im Vergleich zu den anderen Methoden ermöglicht die Drehzahlregelung außerdem eine Erweiterung der

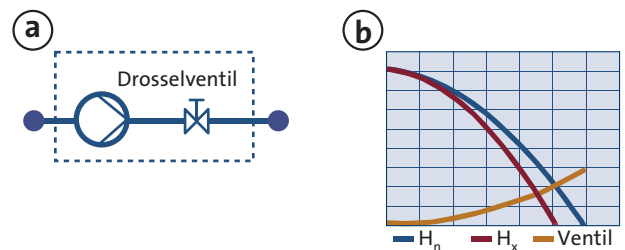


Abb. 4.1.6: Drosselventil und Pumpe in Reihenschaltung

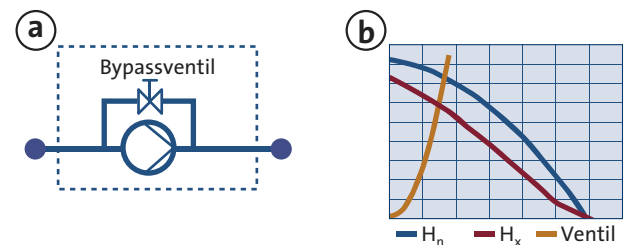


Abb. 4.1.7: Bypassventil und Pumpe in Parallelschaltung

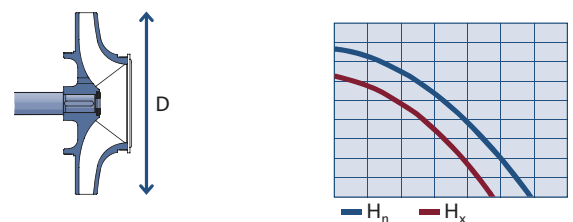


Abb. 4.1.8: Anpassung des Laufraddurchmessers

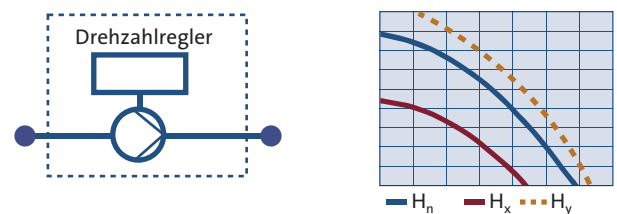


Abb. 4.1.9: An eine Pumpe angeschlossener Drehzahlregler



Pumpenleistung auf einen Bereich oberhalb der nominalen QH-Kennlinie. Dazu muss lediglich die Drehzahl auf einen Wert über der Nenndrehzahl der Pumpe erhöht werden (siehe H_y -Kennlinie in Abbildung 4.1.9). Bei einem solchen übersynchronen Betrieb ist die Größe des Motors zu berücksichtigen.

4.1.6 Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems

Sowohl die Drossel- als auch die Bypassregelung führen zu hydraulischen Leistungsverlusten in den Ventilen ($P_{\text{Verlust}} = k \cdot Q \cdot H$). Daher nimmt der resultierende Wirkungsgrad des Pumpensystems ab. Eine Verkleinerung der Laufradgröße im Bereich von $D_x/D_n > 0,8$ hat keine nennenswerten Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Pumpe. Daher wird der Gesamtwirkungsgrad des Systems durch diese Methode nicht beeinträchtigt.

Der Wirkungsgrad von drehzahlgeregelten Pumpen wird nur begrenzt beeinflusst, solange die Drehzahl nicht unter 50 % der Nenndrehzahl sinkt. Darunter sinkt der Wirkungsgrad nur um wenige Prozentpunkte und beeinträchtigt die Wirtschaftlichkeit von drehzahlgeregelten Lösungen nur unwesentlich.

4.1.7 Beispiel: Relativer Energieverbrauch bei einer Reduzierung des Förderstroms um 20 %

In einer gegebenen Anlage muss der Förderstrom von $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $50 \text{ m}^3/\text{h}$ reduziert werden. Im ursprünglichen Ausgangspunkt ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ und $H = 70 \text{ m}$) wird die Leistungsaufnahme der Pumpe auf einen relativen Wert von 100 % festgelegt. Die Senkung des Energieverbrauchs variiert je nach Methode der Leistungsregulierung. Im Folgenden soll untersucht werden, wie sich die einzelnen Methoden auf den Energieverbrauch auswirken.

Abschnitt 4.1

Anpassen der Pumpenleistung

Drosselregelung

Bei einem Abfall des Förderstroms sinkt der Energieverbrauch auf 94 %. Die Drosselung führt zu einer größeren Förderhöhe (siehe Abbildung 4.1.10). Der maximale Energieverbrauch wird bei einigen Pumpen unterhalb des maximalen Förderstroms erreicht. In diesem Fall steigt der Energieverbrauch durch die Drossel an.

Bypassregelung

Um den Förderstrom im System zu reduzieren, muss das Ventil die Förderhöhe der Pumpe auf 55 m verringern. Dies ist nur durch Erhöhung des Förderstroms in der Pumpe möglich. Gemäß Abbildung 4.1.11 wird der Förderstrom auf 81 m³/h erhöht, was zu einem Anstieg des Energieverbrauchs auf 10 % über dem ursprünglichen Verbrauch führt. Die Stärke des Anstiegs hängt vom Typ und vom Betriebspunkt der Pumpe ab. In einigen Fällen wird P_2 nicht ansteigen. In seltenen Fällen kann P_2 sogar ein wenig abnehmen.

Änderung des Laufraddurchmessers

Wird der Laufraddurchmesser verkleinert, nehmen sowohl der Förderstrom als auch die Förderhöhe ab. Bei einer Reduzierung des Förderstroms um 20 % sinkt der Energieverbrauch auf ungefähr 67 % des ursprünglichen Verbrauchs (siehe Abbildung 4.1.12).

Drehzahlregelung

Wird die Drehzahl der Pumpe geregelt, nehmen sowohl der Förderstrom als auch die Förderhöhe ab (siehe 4.1.13). Folglich sinkt der Energieverbrauch auf ungefähr 65 % des ursprünglichen Verbrauchs.

Soll der bestmögliche Wirkungsgrad erzielt werden, lässt sich der Förderstrom in der Anlage am besten durch Änderung des Laufraddurchmessers oder durch Drehzahlregelung reduzieren. Muss die Pumpe bei einem festen, geänderten Betriebspunkt arbeiten, ist die Änderung des Laufraddurchmessers die beste Lösung. In einer Anlage mit wechselnden Förderstromanforderungen empfiehlt sich jedoch eine drehzahlgeregelte Pumpe.

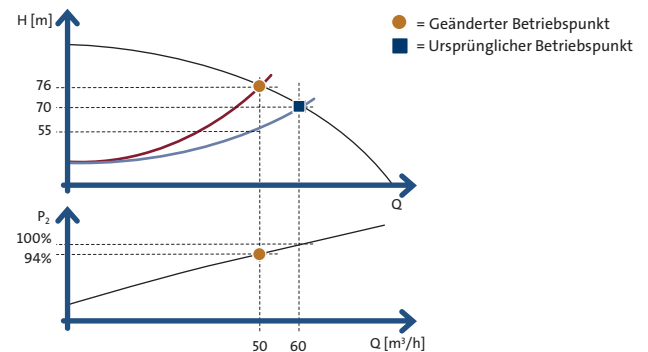


Abb. 4.1.10: Relativer Energieverbrauch – Drosselregelung

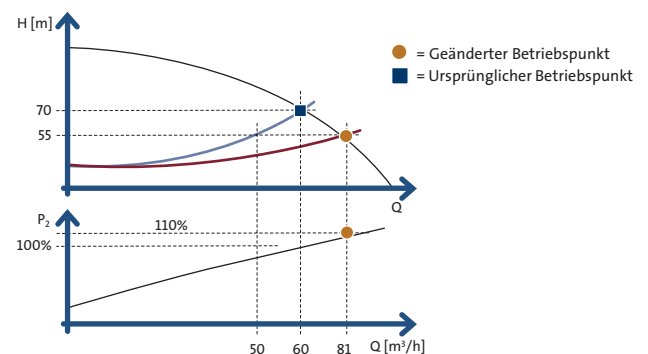


Abb. 4.1.11: Relativer Energieverbrauch – Bypassregelung

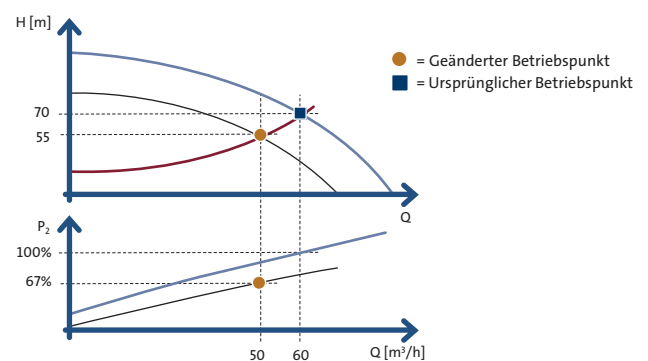


Abb. 4.1.12: Relativer Energieverbrauch – Änderung des Laufraddurchmessers

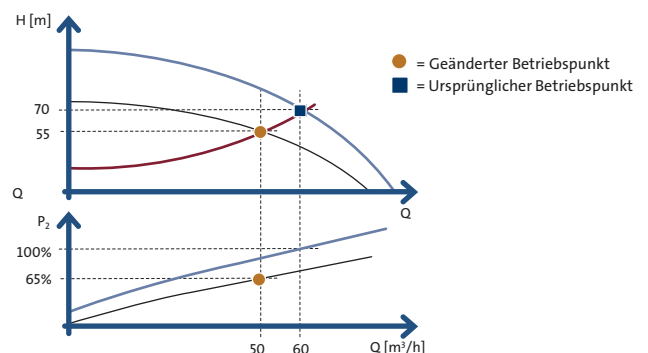


Abb. 4.1.13: Relativer Energieverbrauch – Drehzahlregelung

Zusammenfassung

Abbildung 4.1.14 gibt einen Überblick über die verschiedenen im vorigen Abschnitt beschriebenen Regelungsmethoden. Jede Methode hat Vor- und Nachteile, die bei der Auswahl der geeigneten Regelungsmethode für ein System berücksichtigt werden müssen.

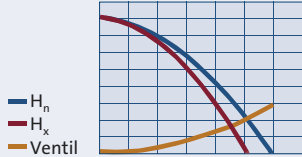
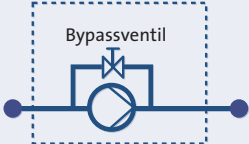
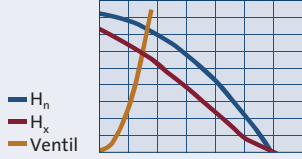
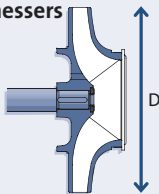
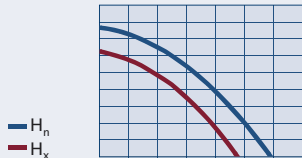
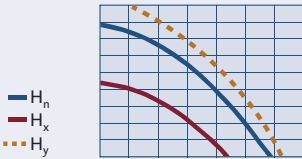
Methode	Kontinuierliche Anpassung möglich?	Merkmale der resultierenden Pumpenkennlinie	Gesamtwirkungsgrad des Pumpensystems	Relativer Energieverbrauch bei Reduzierung des Förderstroms um 20%
Drosselregelung 	Ja	Geringerer Förderstrom Q 	Erheblich niedriger	94%
Bypassregelung 	Ja	Niedrigere Förderhöhe H und geänderte Kennlinie 	Erheblich niedriger	110%
Änderung des Laufraddurchmessers 	Nein	Geringerer Förderstrom Q und Förderhöhe H 	Etwas niedriger	67%
Drehzahlregelung 	Ja	Geringerer Förderstrom Q und Förderhöhe H 	Etwas niedriger	65%

Abb. 4.1.14: Eigenschaften von Regelungsmethoden

Abschnitt 4.2

Drehzahlgeregelte Pumpenlösungen

Wie im vorigen Abschnitt beschrieben, ist die Drehzahlregelung von Pumpen eine effiziente Möglichkeit zur Anpassung der Pumpenleistung an das System. In diesem Abschnitt sollen die Kombinationsmöglichkeiten von drehzahlgeregelten Pumpen mit PI-Reglern und Sensoren zur Messung von Systemparametern wie Druck, Differenzdruck und Temperatur aufgezeigt werden. Die verschiedenen Optionen werden auf den folgenden Seiten anhand von Beispielen erläutert.

4.2.1 Konstantdruckregelung

Eine Pumpe muss Leitungswasser von einem Zulaufbehälter zu verschiedenen Zapfstellen in einem Gebäude liefern.

Da die Nachfrage nach Leitungswasser schwankt, variiert die Anlagenkennlinie je nach Sollfördermenge. Aus praktischen Gründen, und um Energie zu sparen, wird ein konstanter Versorgungsdruck empfohlen.

Gemäß Abbildung 4.2.1 ist die Lösung eine drehzahlgeregelte Pumpe mit einem PI-Regler. Der PI-Regler vergleicht den Sollwert p_{Soll} mit dem Istwert p_1 , der von einem Druckgeber PT gemessen wird.

Liegt der Istwert über dem Sollwert, reduziert der PI-Regler die Drehzahl und somit die Leistung der Pumpe, bis $p_1 = p_{\text{Soll}}$. Abbildung 4.2.1 zeigt, was geschieht, wenn der Förderstrom von Q_{max} auf Q_1 reduziert wird.

Der Regler sorgt dafür, dass die Drehzahl der Pumpe von n_n auf n_x gesenkt wird, um sicherzustellen, dass der Austrittsdruck $p_1 = p_{\text{Soll}}$ ist. Die Pumpeninstallation gewährleistet, dass der Versorgungsdruck im Strömungsbereich von 0 - Q_{max} konstant bleibt. Der Versorgungsdruck ist unabhängig vom Flüssigkeitsstand (h) im Zulaufbehälter. Wenn sich h ändert, passt der PI-Regler die Drehzahl der Pumpe so an, dass p_1 immer dem Sollwert entspricht.

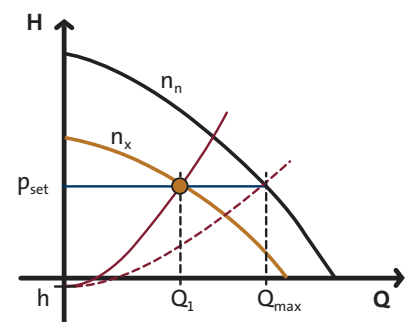
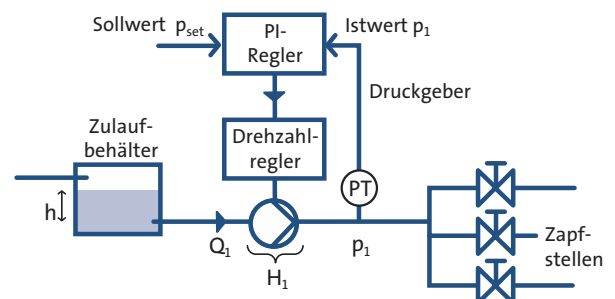


Abb. 4.2.1: Wasserversorgungsanlage mit drehzahl geregelter Pumpe zur Gewährleistung eines konstanten Drucks im System

4.2.1 Konstanttemperaturregelung

Die Leistungsverstellung mittels Drehzahlregelung eignet sich für eine ganze Reihe von industriellen Anwendungen. Abbildung 4.2.2 zeigt eine Anlage mit einer Spritzgussmaschine, die wassergekühlt werden muss, um eine hochwertige Produktion zu gewährleisten.

Die Maschine wird mit 15 °C warmem Wasser gekühlt, das aus einer Kühlanlage stammt. Um sicherzustellen, dass die Spritzgussmaschine ordnungsgemäß arbeitet und ausreichend gekühlt wird, muss die Temperatur in der Rücklaufleitung auf einem konstanten Niveau gehalten werden ($t_r = 20^\circ \text{C}$). Die Lösung ist eine drehzahlgeregelte Pumpe mit PI-Regler. Der PI-Regler vergleicht die Solltemperatur t_{Soll} mit der Isttemperatur t_r in der Rücklaufleitung, die von einem Temperaturgeber TT gemessen wird. Da diese Anlage eine feste Anlagenkennlinie hat, liegt der Betriebspunkt der Pumpe zwischen Q_{min} und Q_{max} . Je höher der Wärmeverlust in der Maschine, desto höher die Kühlwassermenge, die benötigt wird, um die Temperatur in der Rücklaufleitung auf einem konstanten Niveau von 20 °C zu halten.

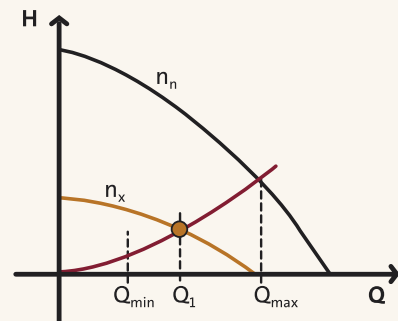
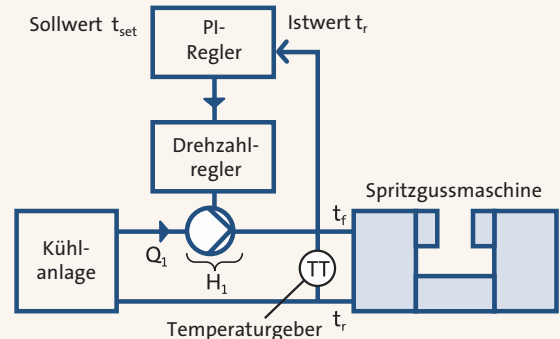


Abb. 4.2.2: Anlage mit Spritzgussmaschine und temperaturgeregelter Zirkulationspumpe zur Sicherstellung einer konstanten Temperatur in der Rücklaufleitung

4.2.3 Konstanter Differenzdruck in einem Umwälzsystem

Umwälzsysteme (geschlossene Systeme, siehe Kapitel 3) sind für drehzahlgeregelte Pumpenlösungen gut geeignet. Es ist von Vorteil, Umwälzsysteme mit variabler Anlagenkennlinie mit einer differenzdruckgeregelten Umwälzpumpe auszustatten (siehe Abbildung 4.2.3).

Die Abbildung zeigt ein Heizsystem mit einem Wärmetauscher, in dem das zirkulierende Wasser aufgewärmt und von einer drehzahlgeregelten Pumpe an drei Verbraucher (z. B. Heizkörper) geliefert wird. Vor jeden Verbraucher ist ein Regelventil geschaltet, um den Förderstrom je nach Wärmebedarf zu regeln.

Die Pumpe wird auf einen konstanten Differenzdruck geregelt, der über der Pumpe gemessen wird. Das Pumpensystem liefert somit im Q -Bereich von 0 – Q_{max} einen konstanten Differenzdruck, der in Abbildung 4.2.3 als horizontale Linie dargestellt ist.

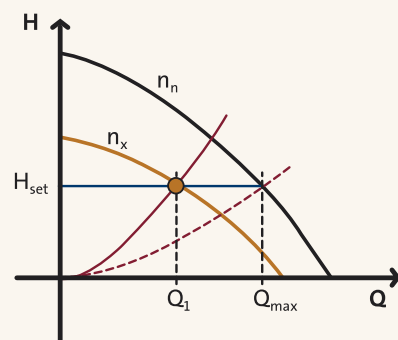
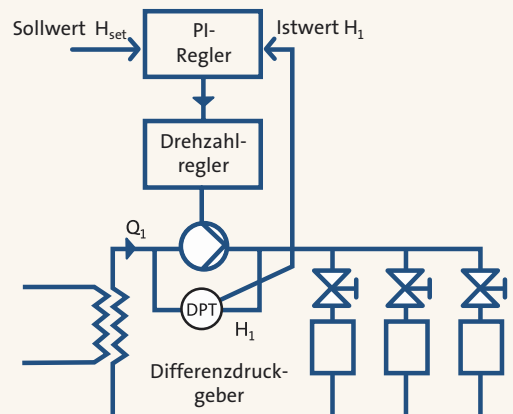


Abb. 4.2.3: Heizsystem mit drehzahlgeregelter Zirkulationspumpe zur Gewährleistung eines konstanten Differenzdrucks im System

Abschnitt 4.2

Drehzahlgeregelte Pumpenlösungen

4.2.4 Volumenstromabhängige Differenzdruckregelung (Proportionaldruckregelung)

Die Hauptfunktion des Pumpensystems in Abbildung 4.2.4 besteht darin, über den Regelventilen an den Verbrauchern (z. B. Heizkörper) einen konstanten Differenzdruck aufrechtzuerhalten. Zu diesem Zweck muss die Pumpe in der Lage sein, Reibungsverluste in Rohren, Wärmetauschern, Armaturen usw. zu überwinden.

Wie bereits in Kapitel 3 erläutert, ist der Druckverlust in einem System proportional zum Quadrat des Förderstroms. Um eine Umwälzpumpe in einem System wie dem rechts abgebildeten zu regeln, ist es am besten, wenn die Pumpe einen Druck liefert, der mit dem Förderstrom ansteigt.

Wenn der Förderstrombedarf niedrig ist, sind auch die Druckverluste in den Rohren, Wärmetauschern, Armaturen usw. niedrig, und die Pumpe liefert nur den vom Regelventil benötigten Druck $H_{\text{Soll}} - H_f$. Steigt der Förderstrombedarf an, nehmen die Druckverluste im Quadrat zu, und die Pumpe muss den Förderdruck erhöhen. Dies wird durch die blaue Kurve in Abbildung 4.2.4 dargestellt.

Ein solches Pumpensystem kann in zwei Anordnungen ausgeführt werden:

- Der Differenzdruckgeber wird über der Pumpe platziert und das System arbeitet mit volumenstromabhängiger Differenzdruckregelung – DPT₁ (siehe Abbildung 4.2.4).
- Der Differenzdruckgeber wird in der Nähe der Verbraucher platziert und das System arbeitet mit Differenzdruckregelung – DPT₂ (siehe Abbildung 4.2.4).

Die erste Lösung hat den Vorteil, dass Pumpe, PI-Regler, Drehzahlregelung und Geber nahe beieinander platziert werden und dadurch die Installation erleichtern.

Diese Installation ermöglicht es, das gesamte System in einer Einheit zusammenzufassen (siehe Abschnitt 4.4). Für den Betrieb des Systems ist es erforderlich, die Kennliniendaten der Pumpe im Regler zu speichern. Diese Daten dienen zur Berechnung des Förderstroms. Außerdem wird mit

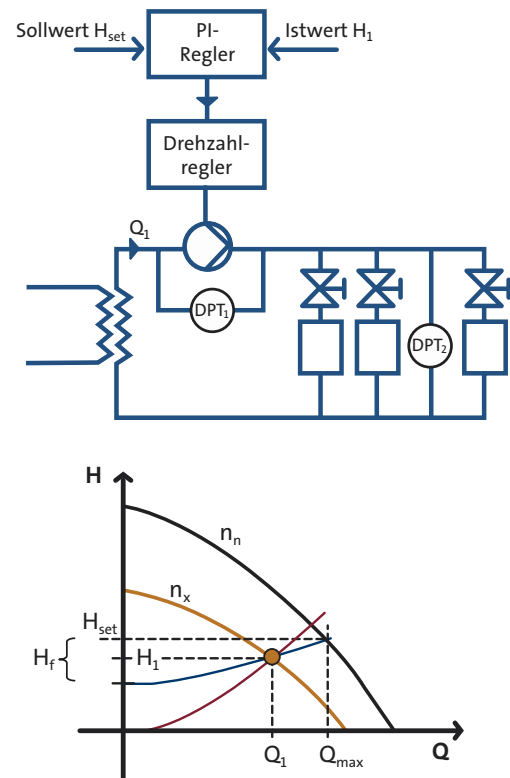


Abb. 4.2.4: Heizsystem mit drehzahlgeregelter Umwälzpumpe zur Gewährleistung eines volumenstromabhängigen Differenzdrucks im System

ihrer Hilfe berechnet, um wie viel der Sollwert H_{Soll} bei einem gegebenen Förderstrom verringert werden muss, um zu gewährleisten, dass die Pumpenleistung der blauen Sollkennlinie in Abbildung 4.2.4 entspricht.

Bei der zweiten Lösung mit Geber am Verbraucher sind die Installationskosten höher, da der Geber am Installationsort installiert werden muss und die Verkabelung aufwändiger ist. Die Leistung dieses Systems entspricht mehr oder weniger der des ersten Systems. Der Geber misst den Differenzdruck am Verbraucher und gleicht den Anstieg des Solldrucks automatisch aus, um den Anstieg der Druckverluste in Versorgungsleitungen usw. zu überwinden.



Viele Pumpen-Anlagen erfordern nicht die volle Pumpenleistung rund um die Uhr. Daher ist es von Vorteil, die Leistung der Pumpe im System automatisch zu regeln. Wie in Abschnitt 4.1 erläutert, lässt sich die Leistung einer Kreiselpumpe am besten durch Drehzahlregelung der Pumpe anpassen. Die Drehzahlregelung von Pumpen erfolgt gewöhnlich über einen Frequenzumrichter.

Auf den folgenden Seiten werden drehzahlgeregelte Pumpen in geschlossenen und offenen Systemen betrachtet. Zuvor sollen noch die Vorteile der Drehzahlregelung sowie der Nutzen von drehzahlgeregelten Pumpen betrachtet werden.

Geringerer Energieverbrauch

Drehzahlgeregelte Pumpen verbrauchen nur die Menge an Energie, die sie für eine bestimmte Aufgabe benötigen. Im Vergleich zu anderen Regelungsmethoden bietet die frequenzgeregelte Drehzahlregelung den höchsten Wirkungsgrad und somit die effizienteste Nutzung von Energie (siehe Abschnitt 4.1).

Niedrige Lebenszykluskosten

Wie in Kapitel 5 erläutert wird, ist der Energieverbrauch ein bestimmender Faktor für die Lebenszykluskosten einer Pumpe. Daher ist es wichtig, die Betriebskosten eines Pumpensystems so gering wie möglich zu halten. Ein wirtschaftlicher Betrieb führt zu einem niedrigeren Energieverbrauch und somit auch zu niedrigeren Betriebskosten. Im Vergleich zu Pumpen mit fester Drehzahl lässt sich der Energieverbrauch mit einer drehzahlgeregelten Pumpe um bis zu 50 % senken.

Umweltschutz

Pumpen mit hohem Wirkungsgrad führen zu einem geringeren Schadstoffausstoß bei der Energieerzeugung und sind somit umweltfreundlicher.

Mehr Komfort

Eine Drehzahlregelung in Pumpensystemen bietet mehr Komfort: In Wasserversorgungsanlagen sorgen Drehzahlregelung und Sanftanlauf der Pumpen für eine Reduzierung von Wasserschlag und Geräuschen, die durch einen zu hohen Systemdruck entstehen können. In Umwälzsystemen wird durch drehzahlgeregelte Pumpen ein konstanter Differenzdruck sichergestellt, um Geräusche im System auf ein Mindestmaß zu reduzieren.

Niedrigere Anlagenkosten

Drehzahlgeregelte Pumpen können den Inbetriebnahmearbeit und die Anzahl von Regelventilen in der Anlage reduzieren. Dadurch sinken die Gesamtanlagenkosten.

Abschnitt 4.4

Vorteile von Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter

In vielen Anwendungen stellen Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter die optimale Lösung dar. Der Grund dafür ist, dass diese Pumpen die Vorteile einer drehzahl-geregelten Pumpenlösung und einer kompakten Einheit von Pumpe, Frequenzumrichter, PI-Regler und ggf. Sensor/ Druckgeber kombinieren (siehe Abbildung 4.4.1).

Eine Pumpe mit integriertem Frequenzumrichter ist nicht nur eine Pumpe, sondern vielmehr ein System, das zur Lösung von Anwendungsproblemen oder zur Senkung des Energieverbrauchs in einer Vielzahl von Pumpeninstallationen verwendet werden kann. Für den Austausch sind Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter ideal, da sie ohne zusätzliche Montagekosten an Stelle von Pumpen mit fester Drehzahl installiert werden können. Sie müssen lediglich an die Stromversorgung angeschlossen und in das Rohrsystem eingebaut werden. Dann sind sie sofort betriebsbereit. Der Installateur muss nur den gewünschten Sollwert (Druck) einstellen, um das System in Betrieb zu nehmen.

Im Folgenden werden die Vorteile von Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter beschrieben.

Einfacher Einbau

Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter lassen sich genauso einfach einbauen wie Pumpen mit fester Drehzahl. Der Motor muss nur an die elektrische Stromversorgung angeschlossen werden, und schon ist die Pumpe betriebsbereit. Alle internen Anschlüsse und Einstellungen wurden vom Hersteller vorgenommen.

Optimale Energie-Einsparung

Da Pumpe, Motor und Frequenzumrichter optimal aufeinander abgestimmt sind, senkt der Betrieb des Pumpensystems den Energieverbrauch.

Nur ein Anbieter

Da Pumpe, Frequenzumrichter und Sensor von ein und demselben Anbieter geliefert werden, sind Auslegung, Auswahl, Bestellung, Wartung und Service wesentlich unkomplizierter.

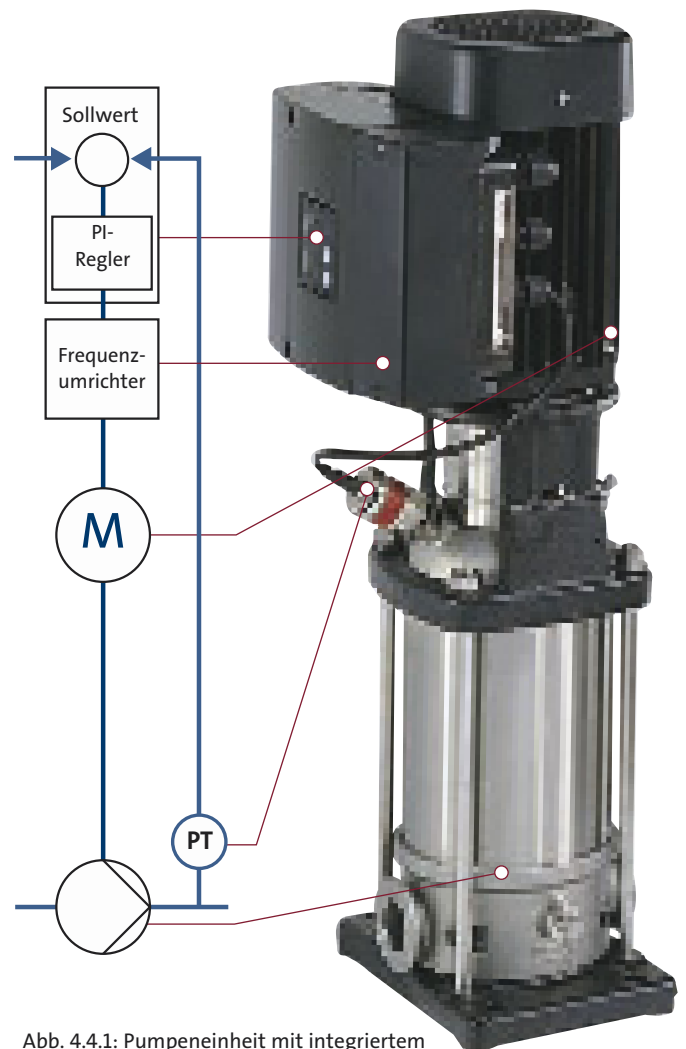


Abb. 4.4.1: Pumpeneinheit mit integriertem Frequenzumrichter und Druckgeber

Großer Leistungsbereich

Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter haben einen sehr großen Leistungsbereich. Sie können daher bei den unterschiedlichsten Bedingungen wirtschaftlich arbeiten und eine Vielzahl von Anforderungen erfüllen. Wenige drehzahlgeregelte Pumpen können eine große Anzahl unregelter Pumpen mit kleinem Anwendungsbereich ersetzen.

4.4.1 Kennlinien von drehzahlgeregelten Pumpen

Im Folgenden wird beschrieben, wie die Pumpenkennlinie einer drehzahlgeregelten Pumpe richtig gelesen wird.

Abbildung 4.4.2 zeigt ein Beispiel für die Kennlinien einer drehzahlgeregelten Pumpe. Die erste Kennlinie repräsentiert den QH-Wert und die zweite den entsprechenden Leistungsbedarf.

Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, werden die Pumpenkennlinien für jede Drehzahlseinkung um 10 % zwischen 100 % und 50 % dargestellt. Die kleinste Kennlinie liegt hier bei einem Wert von 25 % der maximalen Drehzahl. Wie im Diagramm gezeigt, kann ein bestimmter Betriebspunkt QH markiert werden, für den sich eine bestimmte Drehzahl und die Leistungsaufnahme P_1 ablesen lassen.

4.4.2 Drehzahlgeregelte Pumpen in verschiedenen Systemen

Drehzahlgeregelte Pumpen werden in vielen verschiedenen Systemen eingesetzt. Die Änderung der Pumpenleistung und die damit verbundene mögliche Energieeinsparung hängen vom System ab.

Wie in Kapitel 3 erläutert, gibt die Kennlinie eines Systems die Förderhöhe einer Pumpe an, die erforderlich ist, um eine bestimmte Flüssigkeitsmenge durch die Anlage zu transportieren. Abbildung 4.4.3 zeigt die Pumpenkennlinie und die Anlagenkennlinien eines geschlossenen und eines offenen Systems.

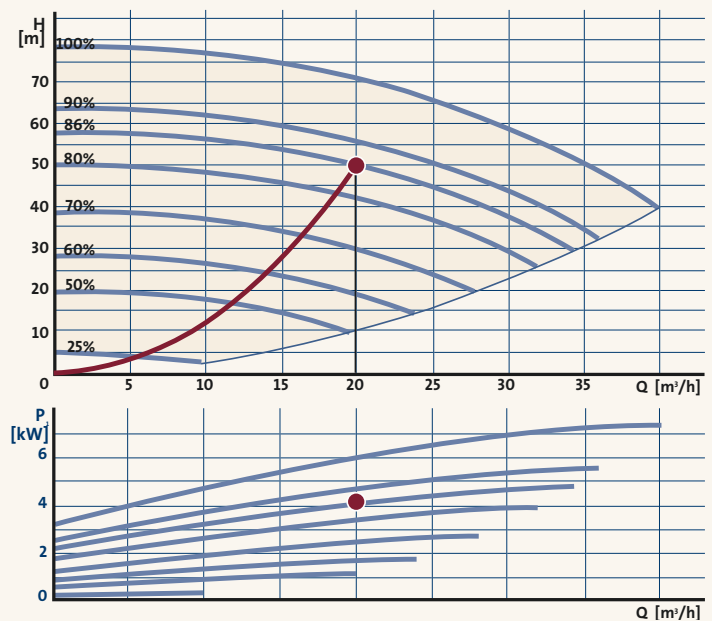


Abb. 4.4.2: Kennlinien für eine drehzahlgeregelte Pumpe

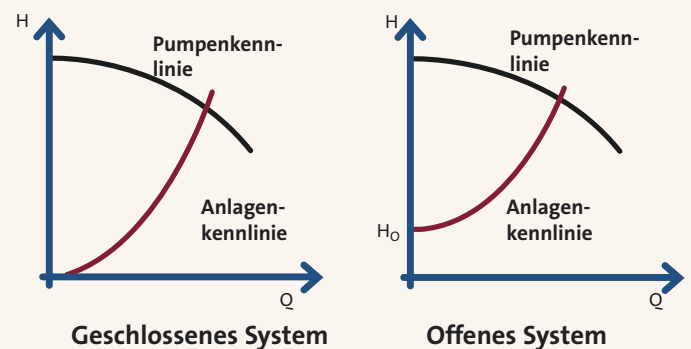


Abb. 4.4.3: Anlagenkennlinien eines geschlossenen und eines offenen Systems

Abschnitt 4.4

Vorteile von Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter

Drehzahlgeregelte Pumpen in geschlossenen Systemen

In geschlossenen Systemen, wie Heizsystemen und Klimaanlage, muss die Pumpe lediglich die Reibungsverluste in den Rohren, Ventilen, Wärmetauschern usw. überwinden. In diesem Abschnitt soll anhand eines Beispiels eine drehzahlgeregelte Pumpe in einem geschlossenen System erläutert werden. Der Gesamtreibungsverlust bei einem maximalen Förderstrom von $15 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt 16 m (siehe Abbildung 4.4.4).

Die Anlagenkennlinie beginnt in Punkt (0,0) und wird in Abbildung 4.4.5 durch eine rote Linie dargestellt. Da die Regelventile im System immer einen bestimmten Betriebsdruck benötigen, kann die Pumpe nicht gemäß der Anlagenkennlinie arbeiten. Aus diesem Grund besitzen einige drehzahlgeregelte Pumpen eine proportionale Druckregelfunktion, wie in der Abbildung als orange Linie dargestellt. Im dargestellten Beispiel beträgt die Minstdrehzahl ungefähr 57 % der vollen Drehzahl. In einem Umwälzsystem kann in einigen Fällen der Betrieb an der Minimalkennlinie (25 % der vollen Drehzahl) relevant sein, z. B. beim Nachtbetrieb von Heizungsanlagen.

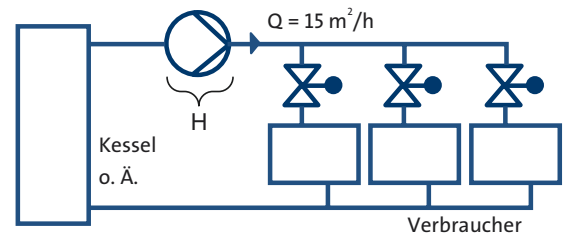


Abb. 4.4.4: Geschlossenes System

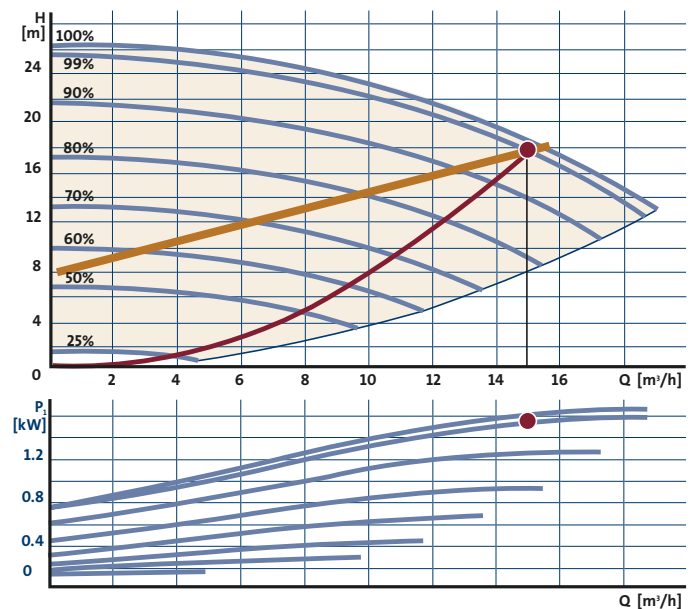


Abb. 4.4.5: Eine drehzahlgeregelte Pumpe in einem geschlossenen System

Drehzahlregelte Pumpen in offenen Systemen

Anlagenkennlinie sowie der Betriebsbereich der Pumpe hängen von der Art des betreffenden Systems ab.

Abbildung 4.4.6 zeigt eine Pumpe in einer Druckerhöhungs-/Wasserversorgungsanlage. Die Pumpe muss den Förderstrom $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ an die Zapfstelle liefern, die sich in einer Höhe von $h = 20 \text{ m}$ über der Pumpe befindet. Der Zulaufdruck p_s der Pumpe beträgt 1 bar, der Druck p_t an der Zapfstelle muss 2 bar betragen, und der Gesamtreibungsverlust im System p_f beträgt bei vollem Förderstrom 1,3 bar.

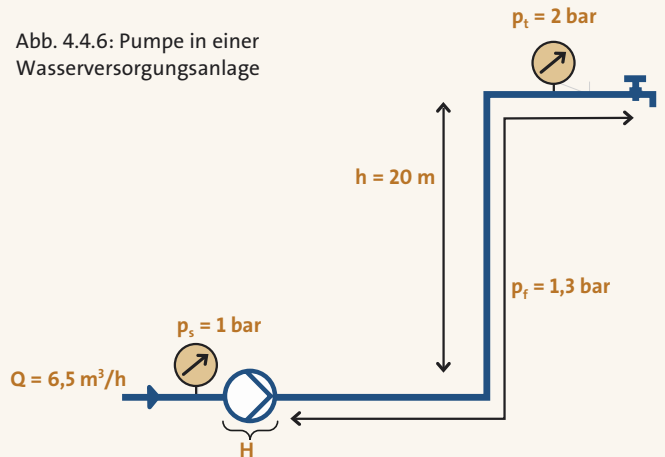
Abbildung 4.4.7 zeigt die QH-Kennlinie einer Pumpe, die die oben beschriebenen Anforderungen erfüllen kann. Anhand der rechts stehenden Gleichung kann die Sollförderhöhe bei einem Förderstrom von Null (H_o) berechnet werden.

Für die Berechnung der maximalen Förderhöhe bei einem Förderstrom (Q) von $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$, ist folgende Gleichung zu verwenden:

$$H_{\max} = H_o + \frac{p_f}{\rho \cdot g} = 30.2 + \frac{1.3 \cdot 10^5}{998 \cdot 9.81} = 43.5 \text{ m}$$

Um den Förderstrombereich dieser Anwendung zwischen Null und dem Maximum $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ abzudecken, arbeitet die Pumpe in einem relativ engen Drehzahlbereich, d. h. ungefähr zwischen 65 % und 99 % der vollen Drehzahl. In Systemen mit geringeren Reibungsverlusten sind die Drehzahländerungen noch kleiner. Treten gar keine Reibungsverluste auf, liegt die Mindestdrehzahl im oben stehenden Fall ungefähr bei 79 % der vollen Drehzahl.

Wie aus den vorherigen beiden Beispielen zu ersehen ist, sind die Möglichkeiten zum Ändern der Drehzahl und somit des Energieverbrauchs in geschlossenen Systemen am größten. Daher haben geschlossene Systeme das größte Potenzial für Energieeinsparungen.



p_t - Druck an der Zapfstelle

p_s - Saugdruck

p_f - Reibungsverlust

Q - Förderstrom

h - Statische Höhe

$$H_o = h + \frac{p_t - p_s}{\rho \cdot g} = 20 + \frac{(2-1) \cdot 10^5}{998 \cdot 9.81} = 30.2 \text{ m}$$

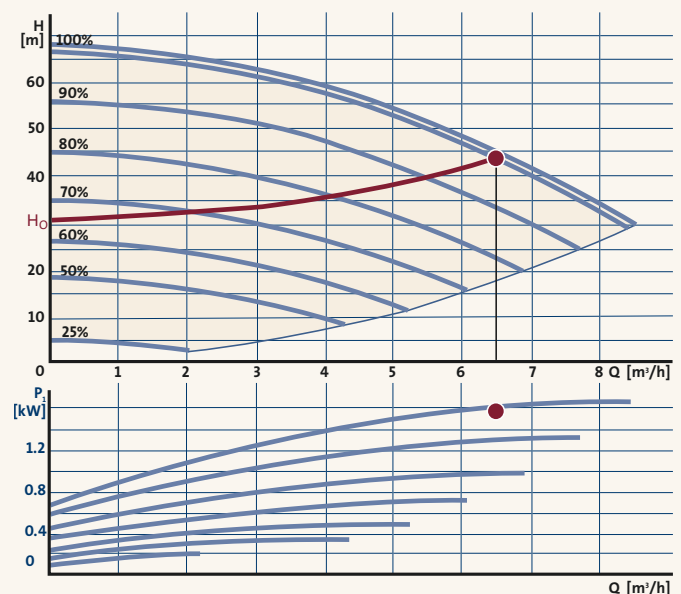


Abb. 4.4.7: Eine drehzahlregelte Pumpe in einem offenen System

Wie bereits erwähnt, wird für die Drehzahlregelung ein Frequenzumrichter benötigt. Daher soll hier näher erläutert werden, wie ein Frequenzumrichter arbeitet und welche Vorkehrungen für die Verwendung dieses Geräts getroffen werden müssen.

4.5.1 Grundlegende Funktion und Eigenschaften

Es ist bekannt, dass die Drehzahl eines Asynchronmotors in erster Linie von der Polzahl des Motors und der Frequenz der Versorgungsspannung abhängt. Die Motordrehzahl wird zwar auch durch die Amplitude der Versorgungsspannung und die Belastung der Motorwelle beeinflusst, allerdings nicht im selben Ausmaß. Folglich stellt die Änderung der Frequenz der Eingangsspannung eine ideale Methode zur Regelung der Drehzahl von Asynchronmotoren dar. Um die richtige Motormagnetisierung sicherzustellen, muss auch die Amplitude der Spannung geändert werden.

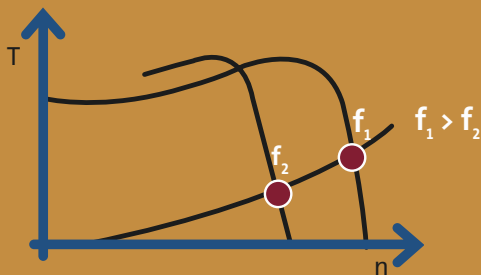


Abb. 4.5.1: Verschiebung der Kennlinie für das Motordrehmoment

Eine Frequenz-/Spannungsregelung führt zu einer Verschiebung der Drehmomentkennlinie, wobei sich die Drehzahl ändert. Abbildung 4.5.1 zeigt die Drehmomentkennlinie (T) des Motors als Funktion der Drehzahl (n) bei zwei unterschiedlichen Frequenzen/Spannungen. In dasselbe Diagramm ist auch die Belastungskennlinie der Pumpe eingezeichnet. Der Abbildung zufolge ändert sich die Drehzahl durch Änderung der Frequenz/Spannung des Motors.

Der Frequenzumrichter ändert Frequenz und Spannung. Daraus lässt sich schließen, dass die grundlegende Aufgabe eines Frequenzumrichters darin besteht, die feste Versorgungsspannung/-frequenz (z. B. $3 \times 400 \text{ V}/50 \text{ Hz}$) in eine variable Spannung/Frequenz umzuwandeln.

4.5.2 Bestandteile des Frequenzumrichters

Im Prinzip bestehen alle Frequenzumrichter aus denselben Funktionsblöcken. Wie bereits erwähnt, besteht die grundlegende Funktion darin, die Netzspannungsversorgung in eine neue Wechselspannung mit anderer Frequenz und Amplitude umzuwandeln.

Der Frequenzumrichter richtet zunächst die Eingangsspannung gleich und speichert die Energie in einem aus einem Kondensator bestehenden Zwischenkreis. Die Gleichspannung wird dann in eine neue Wechselspannung mit anderer Frequenz und Amplitude umgewandelt.

Aufgrund des Zwischenkreises im Frequenzumrichter hat die Frequenz der Netzspannung auf die Ausgangsfrequenz und somit auf die Motordrehzahl keinen direkten Einfluss. Es spielt keine Rolle, ob die Frequenz 50 Hz oder 60 Hz beträgt, da der Gleichrichter mit beiden Situationen umgehen kann. Außerdem hat die Eingangsfrequenz keinen Einfluss auf die Ausgangsfrequenz, da diese durch das im Wechselrichter definierte Spannungs-/Frequenzmuster bestimmt wird. Unter Berücksichtigung der oben erwähnten Faktoren bietet die Verwendung eines Frequenzumrichters im Zusammenhang mit Asynchronmotoren die folgenden Vorteile:

- Das System kann ohne Änderungen in Bereichen mit 50 und 60 Zyklen eingesetzt werden
- Die Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters ist unabhängig von der Eingangsfrequenz
- Der Frequenzumrichter kann Frequenzen liefern, die höher sind als jene des Netzes – dadurch wird ein übersynchroner Betrieb ermöglicht.

Wie Abbildung 4.5.2 zu entnehmen ist, umfasst der Frequenzumrichter drei weitere Elemente: einen EMV-Filter, einen Regelkreis und einen Wechselrichter.

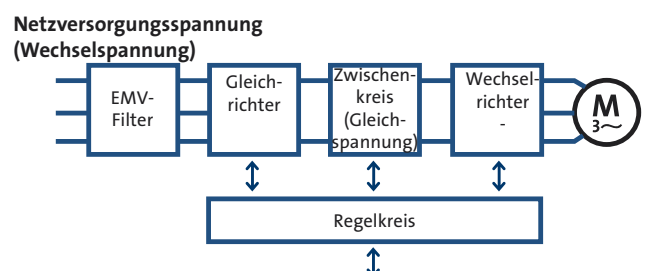


Abb. 4.5.2: Funktionsblöcke des Frequenzumrichters



Der EMV-Filter

Dieser Block erfüllt keine primäre Funktion des Frequenzumrichters und könnte daher im Prinzip weggelassen werden. Um die Anforderungen der EMV-Richtlinie der Europäischen Union oder andere örtliche Bestimmungen zu erfüllen, ist der Filter jedoch erforderlich.

Der EMV-Filter gewährleistet, dass der Frequenzumrichter kein unzulässig hohes Störsignal an das Netz zurückgibt und dadurch andere am Netz angeschlossene elektronische Geräte stört. Gleichzeitig wird durch den Filter sichergestellt, dass von anderen Geräten erzeugte Störsignale im Netz nicht in die elektronischen Bauteile des Frequenzumrichters gelangen und Schäden oder Störungen verursachen.

Der Regelkreis

Der Regelkreisblock hat zwei Funktionen: Er regelt den Frequenzumrichter und koordiniert gleichzeitig die gesamte Kommunikation zwischen dem Produkt und seiner Umgebung.

Der Wechselrichter

Die Ausgangsspannung eines Frequenzumrichters ist nicht sinusförmig wie die normale Netzspannung. Die vom Motor gelieferte Spannung setzt sich aus einer Reihe von Quadratwellenimpulsen zusammen (siehe Abbildung 4.5.3). Der Mittelwert dieser Impulse bildet eine sinusförmige Spannung mit der gewünschten Frequenz und Amplitude. Die Schaltfrequenz kann je nach Hersteller zwischen einigen kHz und 20 kHz liegen. Um Störungen in den Motorwicklungen zu vermeiden, sollte vorzugsweise ein Frequenzumrichter mit einer über der Hörschwelle liegenden Schaltfrequenz (~ 16 kHz) gewählt werden.

Dieses Arbeitsprinzip für Wechselrichter wird PWM-Regelung (PWM = Pulse Width Modulation, Pulsbreitenmodulation) genannt und ist das derzeit am weitesten verbreitete Steuerungsprinzip für Frequenzumrichter. Der Motorstrom selbst ist nahezu sinusförmig. Dies ist in Abbildung 4.5.4 (a) zu sehen, in der der Motorstrom (oben) und die Motorspannung dargestellt sind. Abbildung 4.5.4 (b) zeigt einen Ausschnitt der Motorspannung. Daran ist zu erkennen, wie sich das Impuls-Pausen-Verhältnis der Spannung ändert.

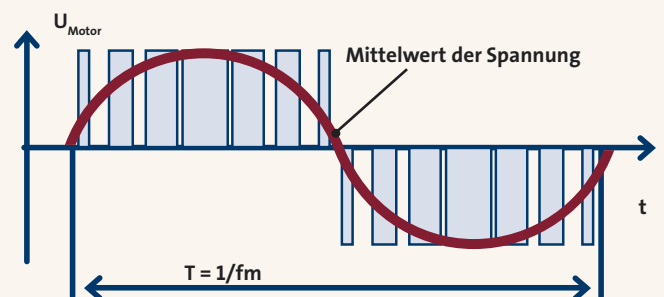


Abb. 4.5.3: Wechselspannung mit variabler Frequenz (f_m) und variabler Spannung (U_{Motor})

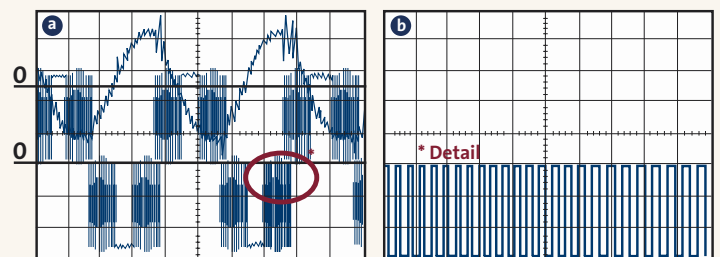


Abb. 4.5.4: a) Motorstrom (oben) und Motorspannung bei PWM-Regelung (PWM = Pulse Width Modulation, Pulsbreitenmodulation). b) Ausschnitt der Motorspannung

Abschnitt 4.5

Frequenzumrichter

4.5.3 Sonderbedingungen für Frequenzumrichter

Durch Installation und Verwendung von Frequenzumrichtern oder Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter ergeben sich einige Bedingungen, die Installateur und Betreiber berücksichtigen müssen. Ein Frequenzumrichter verhält sich anders am Netz als ein Asynchronnormmotor. Dies wird im Folgenden detailliert beschrieben.

Nicht-sinusförmige Leistungsaufnahme eines Frequenzumrichters am Drehstromnetz

Ein Frequenzumrichter wie der oben beschriebene erhält keinen sinusförmigen Strom aus dem Netz. Dies beeinflusst u. a. die Dimensionierung von Netzkabel, Netzschalter usw. Abbildung 4.5.5 zeigt, wie Netzstrom und -spannung für folgende Motoren aussehen:

- a) 2-poliger asynchroner Drehstromnormmotor
- b) 2-poliger asynchroner Drehstromnormmotor mit Frequenzumrichter

In beiden Fällen liefert der Motor 3 kW an die Welle.

Ein Vergleich des Stroms weist in beiden Fällen die folgenden Unterschiede auf (siehe Abbildung 4.5.6):

- Der Strom für das System mit Frequenzumrichter ist nicht sinusförmig.
- Bei der Frequenzumrichterlösung ist der Spitzenstrom wesentlich höher (ungefähr 52 % mehr).

Dies liegt an der Konstruktion des Frequenzumrichters, bei der das Netz an einen Gleichrichter mit nachgeschaltetem Kondensator angeschlossen ist. Der Kondensator wird während der kurzen Zeiträume geladen, in denen die gleichgerichtete Spannung höher ist als die Spannung im Kondensator.

Wie oben erwähnt, bewirkt der nicht sinusförmige Strom andere Bedingungen an der Netzversorgungsseite des Motors. Das Verhältnis zwischen Spannung (U), Strom (I) und Leistung(P) eines Normmotors ohne Frequenzumrichter ist im rechts stehenden Kasten dargestellt. Diese Formel kann nicht zur Berechnung der Leistungsaufnahme von Motoren mit Frequenzumrichtern verwendet werden.

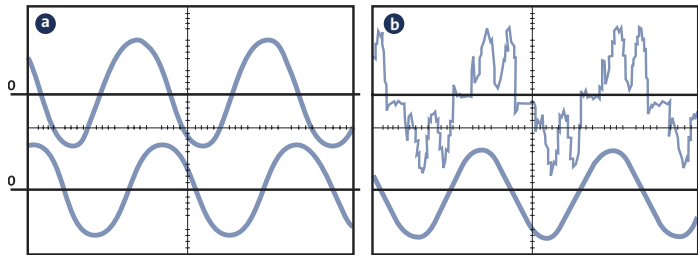


Abb. 4.5.5 a): 2-poliger asynchroner Drehstromnormmotor
 Abb. 4.5.5 b): 2-poliger asynchroner Drehstromnormmotor mit Frequenzumrichter

	Normmotor	Motor mit Frequenzumrichter
Netzspannung	400 V	400 V
Netzstrom, RMS	6,4 A	6,36 A
Netzstrom, Spitzenwert	9,1 A	13,8 A
Leistungsaufnahme, P1	3,68 kW	3,69 kW
cos φ, Leistungsfaktor (PF)	cos φ = 0,83	PF = 0,86

Abb. 4.5.6: Vergleich der Stromwerte eines Normmotors und eines Frequenzumrichters

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi$$

U

- Spannung zwischen zwei Phasen

I

- Phasenstrom

Beide Effektivwerte (RMS-Werte)

gelten für U und I

cos φ

- Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung

Rechenbeispiel:

U = 400 V, I = 6,4 A, cos φ = 0,83

Das Ergebnis ist eine Leistungsaufnahme von P = 3,68 kW.

Tatsächlich gibt es in diesem Fall keine sichere Methode, die Leistungsaufnahme mittels der sonst üblichen Messung von Strom und Spannung zu berechnen. Stattdessen muss die Leistung mithilfe von speziell dafür geeigneten Messgeräten auf Basis einer gleichzeitigen Strom- und Spannungsmessung ermittelt werden.

Wenn die Leistung (P) und der RMS-Wert von Strom und Spannung bekannt sind, lässt sich anhand der rechts stehenden Formel der so genannte Leistungsfaktor (PF) berechnen.

Im Gegensatz zu Fällen, in denen Strom und Spannung sinusförmig sind, besteht zwischen dem Leistungsfaktor und der Zeitverschiebung von Strom und Spannung kein direkter Zusammenhang.

Zur Messung des aufgenommenen Stroms bei Installation und Wartung eines Systems mit Frequenzumrichter sollte ein Messgerät verwendet werden, das nicht sinusförmige Ströme messen kann. Strommessgeräte für Frequenzumrichter müssen den Wert „True RMS“ anzeigen.

Frequenzumrichter und Fehlerstrom-Schutzschalter (FI)

In elektrischen Installationen werden zunehmend Fehlerstrom-Schutzschalter als zusätzlicher Schutz eingesetzt. Soll ein Frequenzumrichter an eine solche Installation angeschlossen werden, muss gewährleistet sein, dass der installierte FI auch wirklich auslöst – auch bei Fehlern auf der Gleichstromseite des Frequenzumrichters. Um sicherzustellen, dass der FI bei einem Fehlerstrom grundsätzlich auslöst, muss er gemäß den Abbildungen 4.5.7 und 4.5.8 gekennzeichnet sein.

Beide Fehlerstrom-Schutzschaltertypen sind im Handel erhältlich.

$$PF = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I}$$



Abb. 4.5.7: Kennzeichnung von FIs für Einphasen-Frequenzumrichter

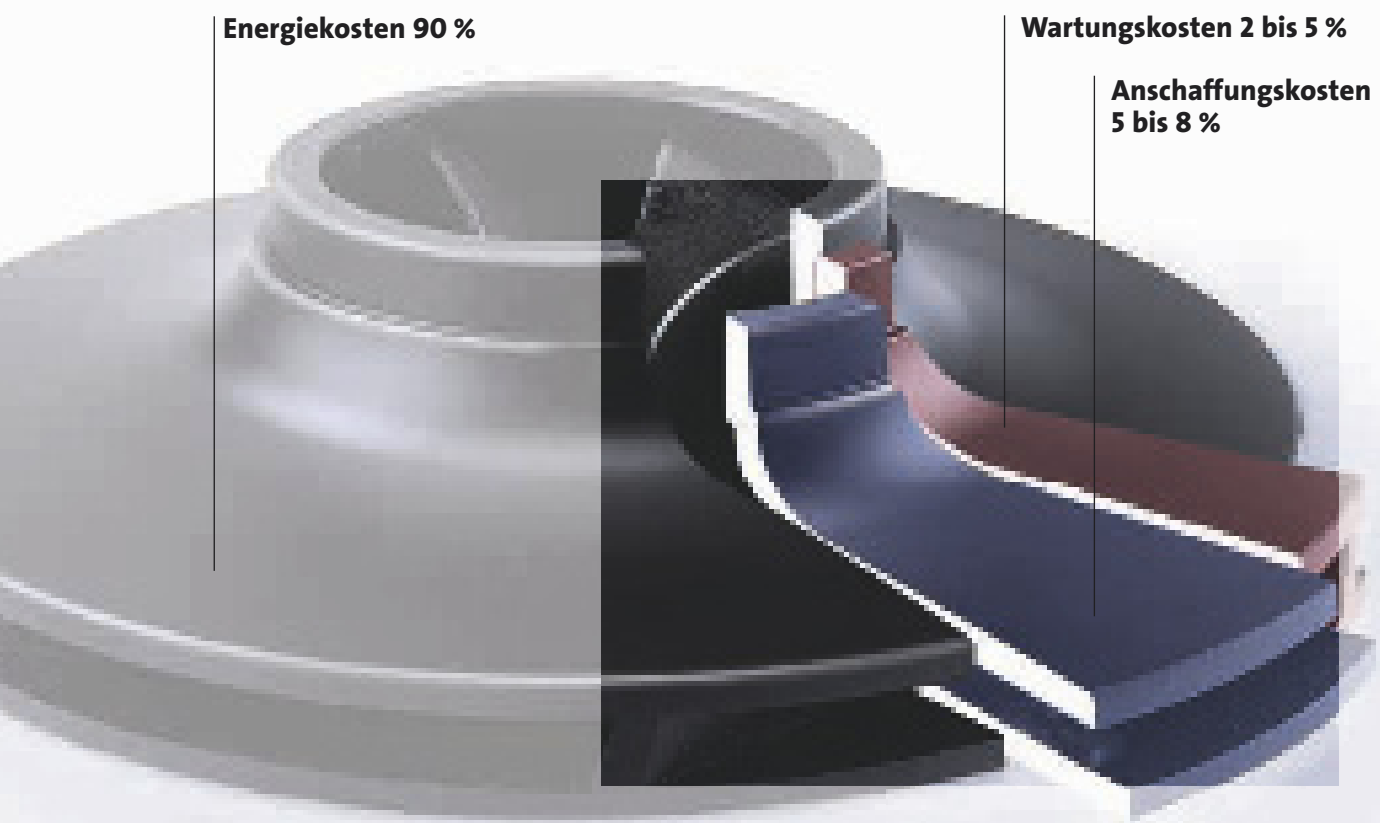


Abb. 4.5.8: Kennzeichnung von FIs für Drehstrom-Frequenzumrichter

Abschnitt 5.1: Lebenszykluskosten-Gleichung

- 5.1.1 Anschaffungskosten, Kaufpreis C_{ic} (Initial Costs)
- 5.1.2 Montage- und Inbetriebnahmekosten C_{in} (Installation and Commissioning Costs)
- 5.1.3 Energiekosten C_e (Energy Costs)
- 5.1.4 Betriebskosten C_o (Operating Costs)
- 5.1.5 Umweltkosten C_{env} (Environmental Costs)
- 5.1.6 Wartungs- und Reparaturkosten C_m (Maintenance and Repair Costs)
- 5.1.7 Stillstands- und Produktionsausfallkosten C_s (Downtime and Loss of Production Costs)
- 5.1.8 Demontage- und Entsorgungskosten C_d (Decommissioning and Disposal Costs)

Abschnitt 5.2: Berechnung der Lebenszykluskosten – Beispiel



Abschnitt 5.1

Lebenszykluskosten-Gleichung

In diesem Abschnitt werden die Elemente der Lebenszykluskosten (LCC, Life Cycle Costs) einer Pumpe erläutert, um darzustellen, was sie beinhalten, welche Faktoren bei ihrer Berechnung zu berücksichtigen sind und wie sie berechnet werden. Anschließend soll der Begriff der Lebenszykluskosten anhand eines Beispiels veranschaulicht werden. Zum besseren Verständnis ist jedoch zuvor eine Begriffserläuterung erforderlich.

Die Lebenszykluskosten einer Pumpe drücken aus, wie hoch die Kosten für Anschaffung, Montage, Betrieb, Wartung und Entsorgung einer Pumpe während ihrer Lebensdauer sind.

Das Hydraulic Institute, Europump und das US Department of Energy haben ein Programm namens „Pump Life Cycle Costs“ (LCC) entwickelt (siehe Abbildung 5.1.1). Dieses Programm soll Unternehmen helfen, die Verschwendung auf ein Mindestmaß zu reduzieren und die Energieausbeute zu steigern.

Die Berechnung der Lebenszykluskosten ist eine Entscheidungshilfe, die in Verbindung mit der Konstruktion neuer Anlagen oder der Reparatur vorhandener Anlagen angewendet werden kann.

Die Lebenszykluskosten (LCC) setzen sich aus den folgenden Elementen zusammen:

- C_{ic} Anschaffungskosten, Kaufpreis (Initial Costs)
- C_{in} Montage- und Inbetriebnahmekosten (Installation and Commissioning Costs)
- C_e Energiekosten (Energy Costs)
- C_o Betriebskosten (Operating Costs)
- C_{emv} Umweltkosten (Environmental Costs)
- C_m Wartungs- und Reparaturkosten (Maintenance and Repair Costs)
- C_s Stillstands- und Produktionsausfallkosten (Downtime and Loss of Production Costs)
- C_d Demontage- und Entsorgungskosten (Decommissioning and Disposal Costs)

Die einzelnen Elemente werden im Folgenden erläutert. Wie aus Abbildung 5.1.2 zu ersehen ist, sind die Energiekosten, die Anschaffungskosten und die Wartungskosten die wichtigsten Faktoren.



Abb. 5.1.1: Leitfaden für die Analyse der Lebenszykluskosten von Pumpenanlagen

Typische Lebenszykluskosten

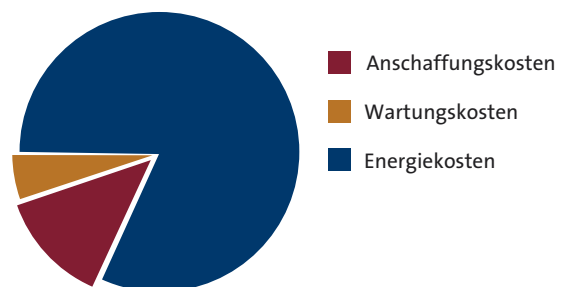
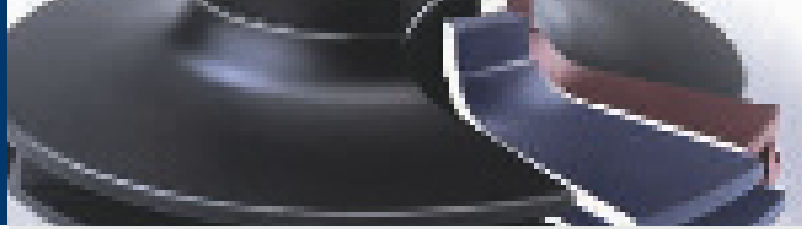


Abb. 5.1.2: Typische Lebenszykluskosten einer Umwälzanlage in der Industrie

Die Lebenszykluskosten (LCC) werden anhand der folgenden Formel berechnet:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{emv} + C_d$$



5.1.1 Anschaffungskosten, Kaufpreis (C_{ic})

Die Anschaffungskosten (C_{ic}) einer Pumpenanlage schließen alle Geräte und Zubehörteile ein, die für den Betrieb der Anlage erforderlich sind, wie Pumpen, Frequenzumrichter, Steuergeräte und Geber (siehe Abbildung 5.1.3).

Zwischen Anschaffungskosten und Energie- und Wartungskosten sind häufig Kompromisse nötig. Teure Bauteile halten in vielen Fällen länger oder verbrauchen weniger Energie als billigere Bauteile.

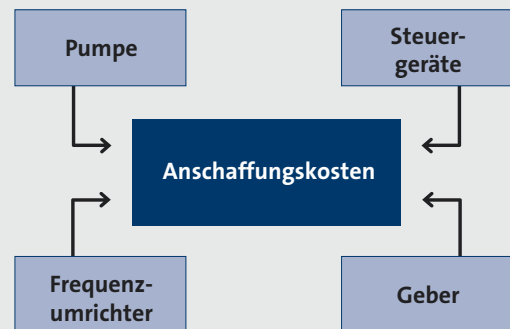


Abb. 5.1.3: Elemente einer Pumpenanlage

5.1.2 Montage- und Inbetriebnahmekosten (C_{in})

Die Montage- und Inbetriebnahmekosten schließen folgende Kosten ein:

- Montage der Pumpen
- Fundament
- Anschluss von Elektroleitungen und Steuergeräten
- Installation, Anschluss und Einstellung von Gebern, Frequenzumrichtern usw.
- Leistungstests und Inbetriebnahme

Wie bei den Anschaffungskosten ist es auch hier wichtig, mögliche Kompromisse zu prüfen. Bei Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter sind viele Bauteile bereits im Produkt enthalten. Daher sind die Anschaffungskosten für diesen Pumpentyp häufig höher und die Montage- und Inbetriebnahmekosten niedriger.

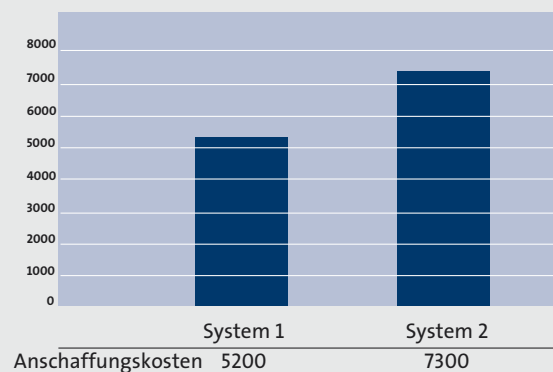


Abb. 5.1.4: Anschaffungskosten für eine Pumpenanlage mit konstanter Drehzahl (Anlage 1) und eine drehzahlgeregelte Pumpenanlage (Anlage 2)

5.1.3 Energiekosten (C_e)

Bei Pumpenanlagen mit mehr als 2000 Betriebsstunden pro Jahr bildet der Energieverbrauch meistens den größten Anteil an den Lebenszykluskosten. Tatsächlich gehen rund 20 % des weltweiten Energieverbrauchs auf Pumpenanlagen zurück (siehe Abschnitt 5.1.5).

Der Energieverbrauch einer Pumpenanlage wird u. a. durch folgende Faktoren beeinflusst:

- Belastungsprofil
- Pumpenwirkungsgrad (Berechnung des Betriebspunkts), siehe Abbildung 5.1.6
- Motorwirkungsgrad (bei Teilbelastung kann der Motorwirkungsgrad zwischen Motoren mit hohem Wirkungsgrad und Motoren mit normalem Wirkungsgrad erheblich variieren)
- Pumpenauslegung (Sicherheitszuschläge und Aufrundungen führen häufig zu überdimensionierten Pumpen)
- Andere Anlagenbauteile, wie Rohre und Ventile
- Verwendung von drehzahlgeregelten Lösungen. Durch Verwendung von drehzahlgeregelten Pumpen in der Industrie kann der Energieverbrauch um bis zu 50 % gesenkt werden.

5.1.4 Betriebskosten (C_o)

Beiden Betriebskosten handelt es sich um die Arbeitskosten, die für den Betrieb einer Pumpenanlage anfallen. In den meisten Fällen sind die Arbeitskosten für Pumpen gering. Heutzutage ist es möglich, die Pumpenanlage über verschiedene Überwachungsgeräte an ein Computernetzwerk anzuschließen und die Betriebskosten somit niedrig zu halten.

5.1.5 Umweltkosten (C_{env})

Die Umweltkosten umfassen die Entsorgung von Teilen und Verunreinigungen durch das Fördermedium. Der Anteil der Umweltkosten an den Lebenszykluskosten einer Pumpenanlage ist gering.

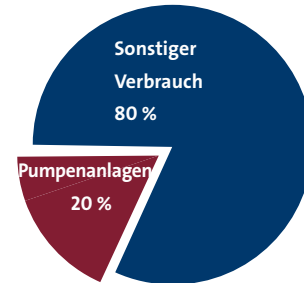


Abb. 5.1.5: Weltweiter Energieverbrauch

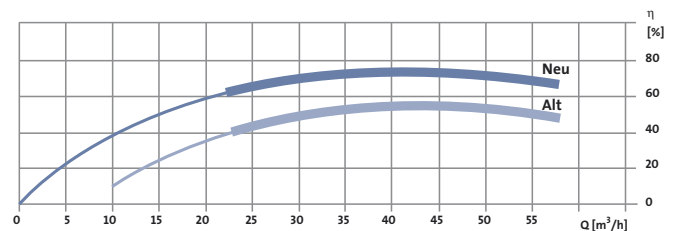
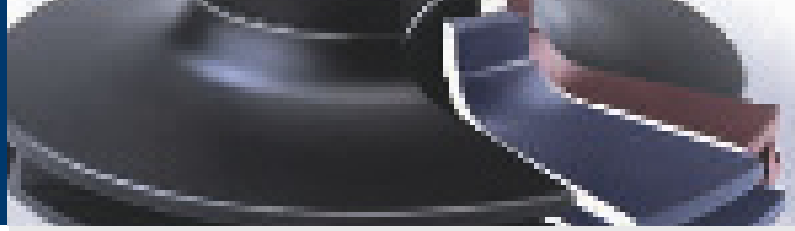


Abb. 5.1.6: Vergleich zwischen den Wirkungsgraden einer neuen und einer alten Pumpe



5.1.6 Wartungs- und Reparaturkosten (C_m)

Wie der Name schon sagt, umfassen die Wartungs- und Reparaturkosten alle Kosten für die Wartung und Reparatur einer Pumpenanlage, wie Lohnkosten, Ersatzteile, Transport und Reinigung.

Um eine optimale Pumpenlebensdauer zu erzielen und Ausfälle zu vermeiden, sollte am besten eine vorbeugende Wartung durchgeführt werden.

5.1.7 Stillstands- und Produktionsausfallkosten (C_s)

Stillstandskosten sind bei Pumpenanlagen in Produktionsprozessen von erheblicher Bedeutung. Der Grund ist einfach: Jeder Produktionsstopp, mag er auch noch so kurz sein, kostet sehr viel Geld. Auch wenn eine Pumpe für die Sollleistung ausreicht, sollte grundsätzlich eine Reservepumpe installiert werden, die den Betrieb bei unerwarteten Ausfällen in der Pumpenanlage übernehmen kann und die Fortsetzung der Produktion sicherstellt (siehe Abbildung 5.1.7).

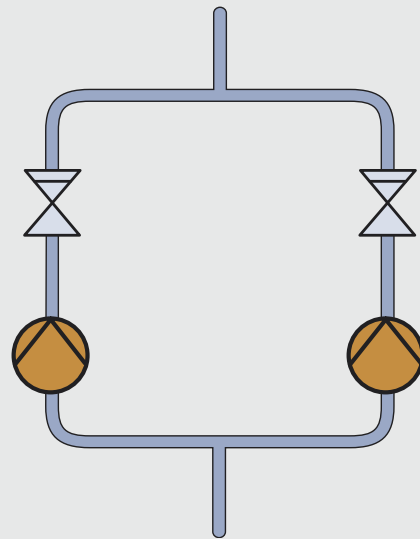


Abb. 5.1.7: Eine Reservepumpe sichert bei Ausfällen die Fortsetzung der Produktion

5.1.8 Demontage- und Entsorgungskosten (C_d)

Die Demontage- und Entsorgungskosten variieren meist je nach Hersteller nur geringfügig. Daher werden diese Kosten nur selten berücksichtigt.

Berechnung der Lebenszykluskosten

Die Lebenszykluskosten einer Pumpenanlage ergeben sich aus der Summe aller oben genannten Elemente über die Lebensdauer der Anlage. Normalerweise wird als Lebensdauer ein Zeitraum von zehn bis 20 Jahren veranschlagt. Für Pumpen werden die Lebenszykluskosten gewöhnlich mit einer vereinfachten Formel berechnet, die weniger Elemente enthält. Diese Formel ist rechts dargestellt.

$$LCC = C_{ic} + C_e + C_m$$

Abschnitt 5.2

Berechnung der Lebenszykluskosten – Beispiel

Im folgenden Beispiel wird die zuvor erwähnte vereinfachte Formel verwendet: Ein Unternehmen benötigt eine neue Wasserversorgungspumpe und erwägt zwei Lösungen:

- Eine mehrstufige Kreiselpumpe mit fester Drehzahl
- Eine mehrstufige Kreiselpumpe mit Drehzahlregelung

Berechnungen ergeben, dass die drehzahlgeregelte Pumpe im Vergleich zu der Pumpe mit fester Drehzahl 40 % weniger Energie verbraucht. Die Anschaffungskosten (C_{ic}) sind für die drehzahlgeregelte Pumpe jedoch doppelt so hoch wie für die Pumpe mit fester Drehzahl.

Anhand von Lebenszykluskosten-Berechnungen kann entschieden werden, welche Pumpe in der Anlage installiert werden soll. Die Anlage läuft unter folgenden Bedingungen:

- 12 Betriebsstunden pro Tag
- 220 Betriebstage pro Jahr
- Lebensdauer von zehn Jahren (Kalkulationszeitraum)

Auf der Grundlage dieser Daten können die Lebenszykluskosten der beiden Lösungen berechnet werden.

Auch wenn die Anschaffungskosten für die drehzahlgeregelte Pumpe doppelt so hoch sind wie für die Pumpe mit fester Drehzahl, sind die Gesamtkosten für die erste Lösung nach zehn Jahren 25 % niedriger als für die zweite.

Neben den niedrigeren Lebenszykluskosten bietet die drehzahlgeregelte Pumpe, wie in Kapitel 4 erläutert, auch einige funktionelle Vorteile, wie beispielsweise einen konstanten Anlagendruck.

Die Amortisationszeit ist für die drehzahlgeregelte Pumpenlösung ein wenig länger, da die Pumpe teurer ist. Wie aus Abbildung 5.1.9 zu ersehen ist, beträgt die Amortisationszeit ungefähr 2½ Jahre. Das gilt in allgemeinen Industrieanwendungen als gute Investition.

Pumpentypen		Feste Drehzahl	Geregelte Drehzahl
Durchschn. Leistungsaufnahme	kW	18,76	11,31
Betriebsstunden pro Tag	Stunden	12	12
Betriebstage pro Jahr	Tage	220	220
Kalkulationszeitraum	Jahre	10	10
Gesamter Energieverbrauch	kWh	495.264	298.584
Energiepreis	Euro/kWh	0,07	0,07
Pumpenpreis	Euro	3.602	7.204
Wartungskosten	Euro	1.417	1.417
Energiekosten	Euro	33.284	20.066
Gesamtkosten	Euro	38.303	28.688

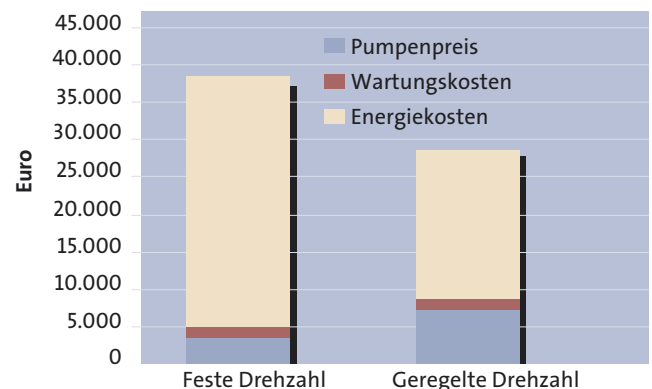


Abb. 5.1.8: Lebenszykluskosten einer drehzahlgeregelten Pumpe und einer Pumpe mit fester Drehzahl

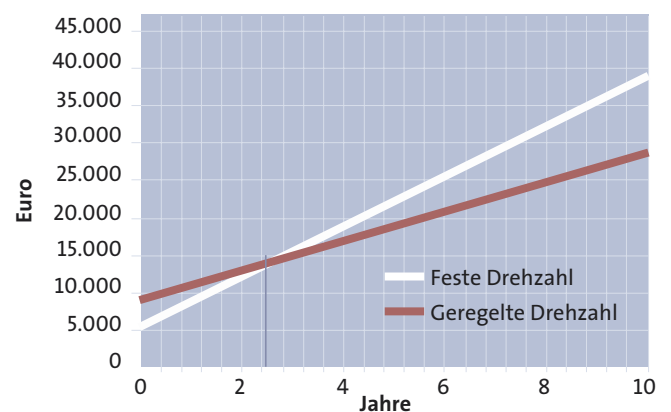


Abb. 5.1.9: Amortisationszeit für eine drehzahlgeregelte Pumpe und eine Pumpe mit fester Drehzahl

Anhang

- A) Bezeichnungen und Einheiten
- B) Umrechnungstabellen
- C) Dezimale Vielfache und griechisches Alphabet
- D) Dampfdruck und Dichte von Wasser bei unterschiedlichen Temperaturen
- E) Drosselblenden
- F) Änderung des statischen Drucks in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser
- G) Düsen
- H) Nomogramm für Druckverluste in Bögen, Ventilen usw.
- I) Nomogramm für Druckverluste in Rohren für reines Wasser mit einer Temperatur von 20 °C
- J) Periodensystem der Elemente
- K) Pumpennormen
- L) Viskosität verschiedener Flüssigkeiten in Abhängigkeit von der Temperatur

Bezeichnungen und Einheiten

Die unten stehende Tabelle bietet einen Überblick über die gängigsten Bezeichnungen und Einheiten für Pumpen und Pumpenanlagen.

Bezeichnung	Einheit			Anmerkung
	SI-Einheit	Andere gebräuchliche Einheiten		
H	m		Förderhöhe	
Q	m³/s	m³/h, l/s	Förderstrom	
Q _m	kg/s	kg/h	Massenstrom	
p	Pa = N/m²	hPa, kPa, bar	Druck	1 bar = 10 ⁵ Pa
Δp	Pa	kPa, bar	Differenzdruck	
NPSH	m		NPSH-Wert	
ρ	kg/m³	kg/dm³	Dichte	
ν	m²/s	cSt (centiStoke), mm²/s	Kinematische Viskosität	1 cSt = 10 ⁻⁶ m²/s
μ	Pa·s	Poise	Dynamische Viskosität	1 poise = 0,1 Pa·s
t	°C	°F	Temperatur	
T	K		Absolute Temperatur	
d	m	mm	Durchmesser	
D	m	mm	Durchmesser	
g	m/s²		Fallbeschleunigung	g = 9,81 m/s²
v	m/s		Geschwindigkeit	
η		%	Wirkungsgrad	
n	s ⁻¹	min ⁻¹ , RPM	Drehzahl	
t	s	min, h	Zeit	
P	W	kW	Leistung	
U	V		Spannung	
I	A		Strom	
f	Hz		Frequenz	
cosφ			Leistungsfaktor (Winkel zwischen U und I)	
PF			Leistungsfaktor	

Umrechnungstabellen

Die Umrechnungstabellen für Druck und Förderstrom zeigen die gängigsten Einheiten für Pumpenanlagen.

Druck

	Pascal (=Newton pro Quadratmeter)	bar	Kilopond pro Quadrat- meter	Meter Wasser- säule	Technische Atmosphäre	Physikalische Atmosphäre	Pfund pro Quadratzoll	
	Pa, (N/m ²)	bar	kp/m ²	m WS	at (kp/cm ²)	atm	psi (lb/in ²)	
1 Pa	1	10 ⁻⁵	0,1020	1,020 · 10 ⁻⁴	1,020 · 10 ⁻⁵	9,869 · 10 ⁻⁴	1,450 · 10 ⁻⁴	1 Pa
1 bar	10 ⁵	1	10197	10,20	1,020	0,9869	14,50	1 bar
1 kp/m²	9,8067	9,807 · 10 ⁻⁵	1	10 ⁻³	10 ⁻⁴	0,9678 · 10 ⁻⁴	1,422 · 10 ⁻³	1 kp/m²
1 m WS	9806,7	0,09807	10 ³	1	0,1	0,09678	1,422	1 m WS
1 at	98067	0,9807	10 ⁴	10	1	0,9678	14,22	1 at
1 atm	101325	1,013	10333	10,33	1,033	1	14,70	1 atm
1 psi	6895	0,06895	703,1	0,7031	0,07031	0,06804	1	1 psi

Förderstrom (Volumen)

	Kubikmeter pro Sekunde	Kubikmeter pro Stunde	Liter pro Sekunde	Gallone (GB) pro Minute	Gallone (US) pro Minute	
	m ³ /s	m ³ /h	l/s	UK GPM	UK GPM	
1 m³/s	1	3600	1000	1320	15651	1 m³/s
1 m³/h	2,778 · 10 ⁻⁴	1	0,2778	3,667	4,403	1 m³/h
1 l/s	10 ⁻³	3,6	1	13,2	15,85	1 l/s
1 UK GPM	7,577 · 10 ⁻⁵	0,02728	0,07577	1	1,201	1 UK GPM
1 US GPM	6,309 · 10 ⁻⁵	0,02271	0,06309	0,8327	1	1 US GPM

Temperatur

Die unten stehenden Formeln dienen zur Umrechnung der gängigsten Temperatureinheiten.

Von Grad Celsius in Kelvin:

$$T [K] = 273,15 + t [^{\circ}C]$$

Von Grad Celsius in Grad Fahrenheit:

$$t [^{\circ}F] = 32 + 1,8 t [^{\circ}C]$$

Grad Celsius	Kelvin	Grad Fahrenheit
°C	K	°F
0	273,15	32
100	373,15	212
- 17,8	255,35	0

	Δt	Δt	Δt
ΔT, Δt	°C	K	°F
1 °C =	1	1	5/9
1 K =	1	1	5/9
1 °F =	9/5	9/5	1

Dezimale Vielfache und griechisches Alphabet

Faktor		Vorsatz	Symbol
10^9	1.000.000.000	Giga	G
10^6	1.000.000	Mega	M
10^3	1.000	Kilo	k
10^2	100	Hekto	h
10	10	Deka	da
10^{-1}	0,1	Dezi	d
10^{-2}	0,01	Zenti	c
10^{-3}	0,001	Milli	m
10^{-6}	0,000001	Mikro	μ
10^{-9}	0,000000001	Nano	n

Griechisches Alphabet		
Alpha	A	α
Beta	B	β
Gamma	Γ	γ
Delta	Δ	δ
Epsilon	E	ε
Zeta	Z	ζ
Eta	H	η
Theta	Θ	θ
Jota	I	ι
Kappa	K	κ
Lambda	Λ	λ
My	M	μ
Ny	N	ν
Xi	Ξ	ξ
Omikron	O	$\omicron$
Pi	Π	π
Rho	P	ρ
Sigma	Σ	σ
Tau	T	τ
Ypsilon	Y	υ
Phi	Φ	ϕ
Chi	X	χ
Psi	Ψ	ψ
Omega	Ω	ω

Dampfdruck und Dichte von Wasser bei unterschiedlichen Temperaturen

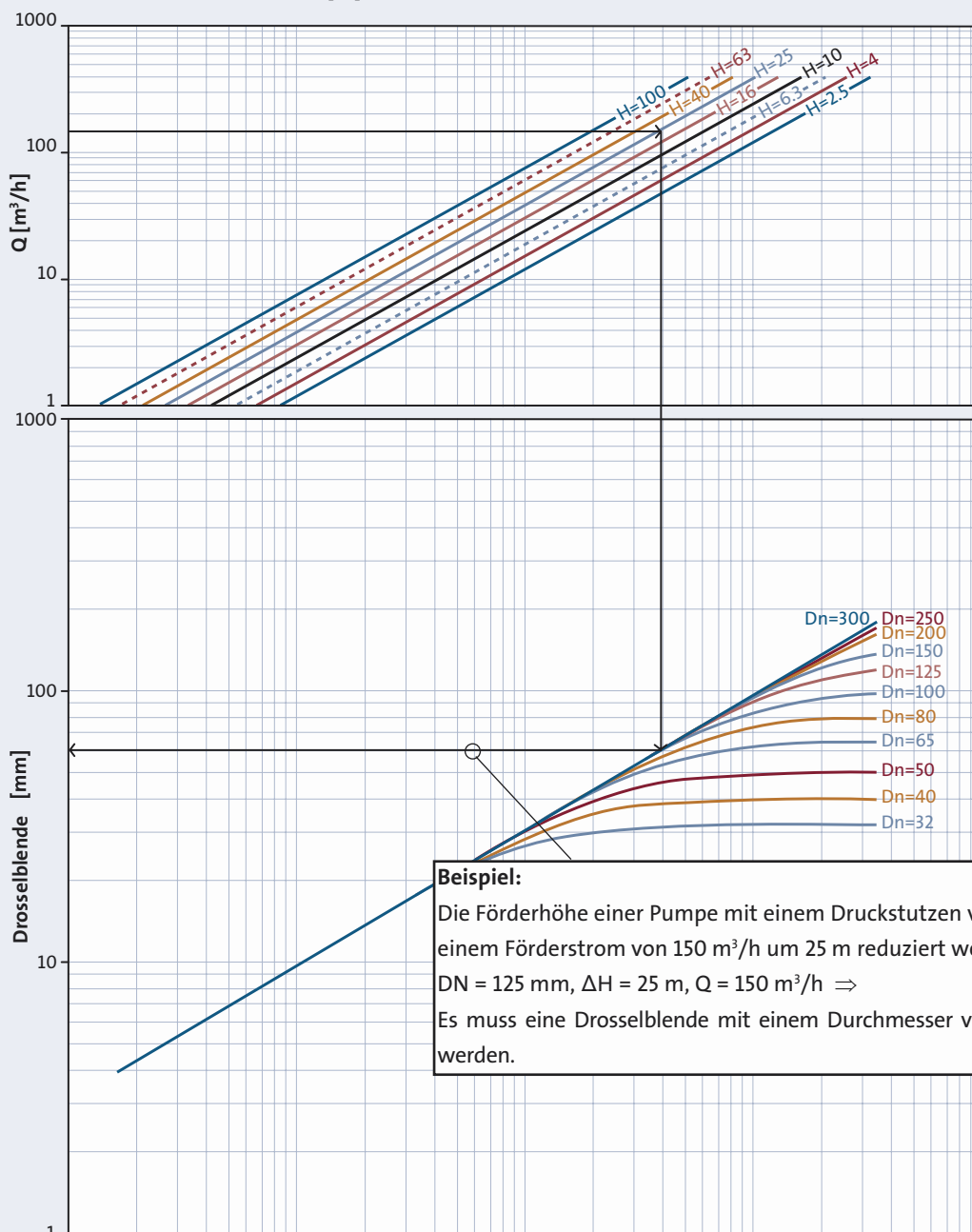
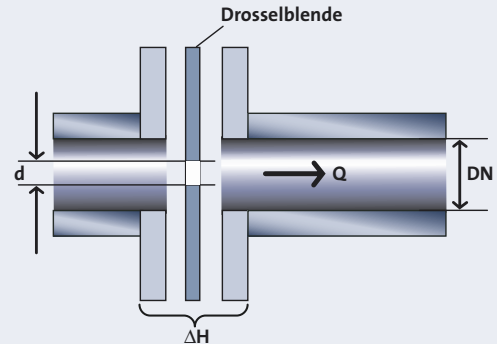
Diese Tabelle zeigt den Dampfdruck p [bar] und die Dichte ρ [kg/m³] von Wasser bei unterschiedlichen Temperaturen t [°C]. Außerdem zeigt die Tabelle die entsprechende absolute Temperatur T [K].

Dampfdruck p und Dichte ρ von Wasser bei unterschiedlichen Temperaturen											
t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]
0	273,15	0,00611	999,8					138	411,15	3,414	927,6
1	274,15	0,00657	999,9	61	334,15	0,2086	982,6	140	413,15	3,614	925,8
2	275,15	0,00706	999,9	62	335,15	0,2184	982,1	145	418,15	4,155	921,4
3	276,15	0,00758	999,9	63	336,15	0,2286	981,6	150	423,15	4,760	916,8
4	277,15	0,00813	1000,0	64	337,15	0,2391	981,1				
5	278,15	0,00872	1000,0	65	338,15	0,2501	980,5	155	428,15	5,433	912,1
6	279,15	0,00935	1000,0	66	339,15	0,2615	979,9	160	433,15	6,181	907,3
7	280,15	0,01001	999,9	67	340,15	0,2733	979,3	165	438,15	7,008	902,4
8	281,15	0,01072	999,9	68	341,15	0,2856	978,8	170	443,15	7,920	897,3
9	282,15	0,01147	999,8	69	342,15	0,2984	978,2	175	448,15	8,924	892,1
10	283,15	0,01227	999,7	70	343,15	0,3116	977,7				
								180	453,15	10,027	886,9
11	284,15	0,01312	999,7	71	344,15	0,3253	977,0	185	458,15	11,233	881,5
12	285,15	0,01401	999,6	72	345,15	0,3396	976,5	190	463,15	12,551	876,0
13	286,15	0,01497	999,4	73	346,15	0,3543	976,0	195	468,15	13,987	870,4
14	287,15	0,01597	999,3	74	347,15	0,3696	975,3	200	473,15	15,50	864,7
15	288,15	0,01704	999,2	75	348,15	0,3855	974,8				
16	289,15	0,01817	999,0	76	349,15	0,4019	974,1	205	478,15	17,243	858,8
17	290,15	0,01936	998,8	77	350,15	0,4189	973,5	210	483,15	19,077	852,8
18	291,15	0,02062	998,7	78	351,15	0,4365	972,9	215	488,15	21,060	846,7
19	292,15	0,02196	998,5	79	352,15	0,4547	972,3	220	493,15	23,198	840,3
20	293,15	0,02337	998,3	80	353,15	0,4736	971,6	225	498,15	25,501	833,9
21	294,15	0,02485	998,1	81	354,15	0,4931	971,0	230	503,15	27,976	827,3
22	295,15	0,02642	997,8	82	355,15	0,5133	970,4	235	508,15	30,632	820,5
23	296,15	0,02808	997,6	83	356,15	0,5342	969,7	240	513,15	33,478	813,6
24	297,15	0,02982	997,4	84	357,15	0,5557	969,1	245	518,15	36,523	806,5
25	298,15	0,03166	997,1	85	358,15	0,5780	968,4	250	523,15	39,776	799,2
26	299,15	0,03360	996,8	86	359,15	0,6011	967,8	255	528,15	43,246	791,6
27	300,15	0,03564	996,6	87	360,15	0,6249	967,1				
28	301,15	0,03778	996,3	88	361,15	0,6495	966,5	260	533,15	46,943	783,9
29	302,15	0,04004	996,0	89	362,15	0,6749	965,8	265	538,15	50,877	775,9
30	303,15	0,04241	995,7	90	363,15	0,7011	965,2	270	543,15	55,058	767,8
								275	548,15	59,496	759,3
31	304,15	0,04491	995,4	91	364,15	0,7281	964,4	280	553,15	64,202	750,5
32	305,15	0,04753	995,1	92	365,15	0,7561	963,8				
33	306,15	0,05029	994,7	93	366,15	0,7849	963,0	285	558,15	69,186	741,5
34	307,15	0,05318	994,4	94	367,15	0,8146	962,4	290	563,15	74,461	732,1
35	308,15	0,05622	994,0	95	368,15	0,8453	961,6	295	568,15	80,037	722,3
36	309,15	0,05940	993,7	96	369,15	0,8769	961,0	300	573,15	85,927	712,2
37	310,15	0,06274	993,3	97	370,15	0,9094	960,2	305	578,15	92,144	701,7
38	311,15	0,06624	993,0	98	371,15	0,9430	959,6	310	583,15	98,700	690,6
39	312,15	0,06991	992,7	99	372,15	0,9776	958,6				
40	313,15	0,07375	992,3	100	373,15	1,0133	958,1	315	588,15	105,61	679,1
								320	593,15	112,89	666,9
41	314,15	0,07777	991,9	102	375,15	1,0878	956,7	325	598,15	120,56	654,1
42	315,15	0,08198	991,5	104	377,15	1,1668	955,2	330	603,15	128,63	640,4
43	316,15	0,08639	991,1	106	379,15	1,2504	953,7	340	613,15	146,05	610,2
44	317,15	0,09100	990,7	108	381,15	1,3390	952,2				
45	318,15	0,09582	990,2	110	383,15	1,4327	950,7	350	623,15	165,35	574,3
46	319,15	0,10086	989,8					360	633,15	186,75	527,5
47	320,15	0,10612	989,4	112	385,15	1,5316	949,1				
48	321,15	0,11162	988,9	114	387,15	1,6362	947,6	370	643,15	210,54	451,8
49	322,15	0,11736	988,4	116	389,15	1,7465	946,0	374,15	647,30	221,2	315,4
50	323,15	0,12335	988,0	118	391,15	1,8628	944,5				
				120	393,15	1,9854	942,9				
51	324,15	0,12961	987,6								
52	325,15	0,13613	987,1	122	395,15	2,1145	941,2				
53	326,15	0,14293	986,6	124	397,15	2,2504	939,6				
54	327,15	0,15002	986,2	126	399,15	2,3933	937,9				
55	328,15	0,15741	985,7	128	401,15	2,5435	936,2				
56	329,15	0,16511	985,2	130	403,15	2,7013	934,6				
57	330,15	0,17313	984,6								
58	331,15	0,18147	984,2	132	405,15	2,8670	932,8				
59	332,15	0,19016	983,7	134	407,15	3,041	931,1				
60	333,15	0,19920	983,2	136	409,15	3,223	929,4				

Drosselblenden

Wie in Kapitel 3 erläutert, lässt sich der Betriebspunkt einer Pumpe durch In-Reihe-Schaltung eines Widerstands mit der Pumpe einstellen. In der Praxis wird dazu normalerweise eine Drosselblende am Druckstutzen der Pumpe eingebaut.

Die folgende Grafik zeigt den Durchmesser d [mm] der Drosselblende bezogen auf den Rohrleitungs-/Stutzen-durchmesser DN [mm], den Förderstrom Q [m³/h] und den Sollförderhöhenverlust ΔH [m].



Änderung des statischen Drucks in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, führt eine Änderung des Rohrdurchmessers zu einer Änderung der Strömungsgeschwindigkeit und folglich zu einer Änderung des dynamischen und statischen Drucks.

Wenn die Förderhöhe ermittelt werden muss (siehe Seite 86), erfordert die Differenz zwischen den beiden Stützendurchmessern eine Korrektur der gemessenen Förderhöhe.

Beispiel:

Eine Pumpe mit einem Saugstutzen von 250 mm und einem Druckstutzen von 150 mm fördert 300 m³/h. Wie stark beeinflusst die Differenz zwischen den Stützendurchmessern die gemessene Förderhöhe?

$D_1 = 250 \text{ mm}$ $D_2 = 150 \text{ mm}$ $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

Gemäß der Grafik ist die Förderhöhen-
differenz $\Delta H = 1 \text{ m}$.

ΔH muss zur gemessenen Förderhöhe der Pumpe addiert werden:

$$\Delta H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right]$$

wobei:

v_1 die Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen in [m/s] ist,

v_2 die Strömungsgeschwindigkeit im Druckstutzen in [m/s] ist,

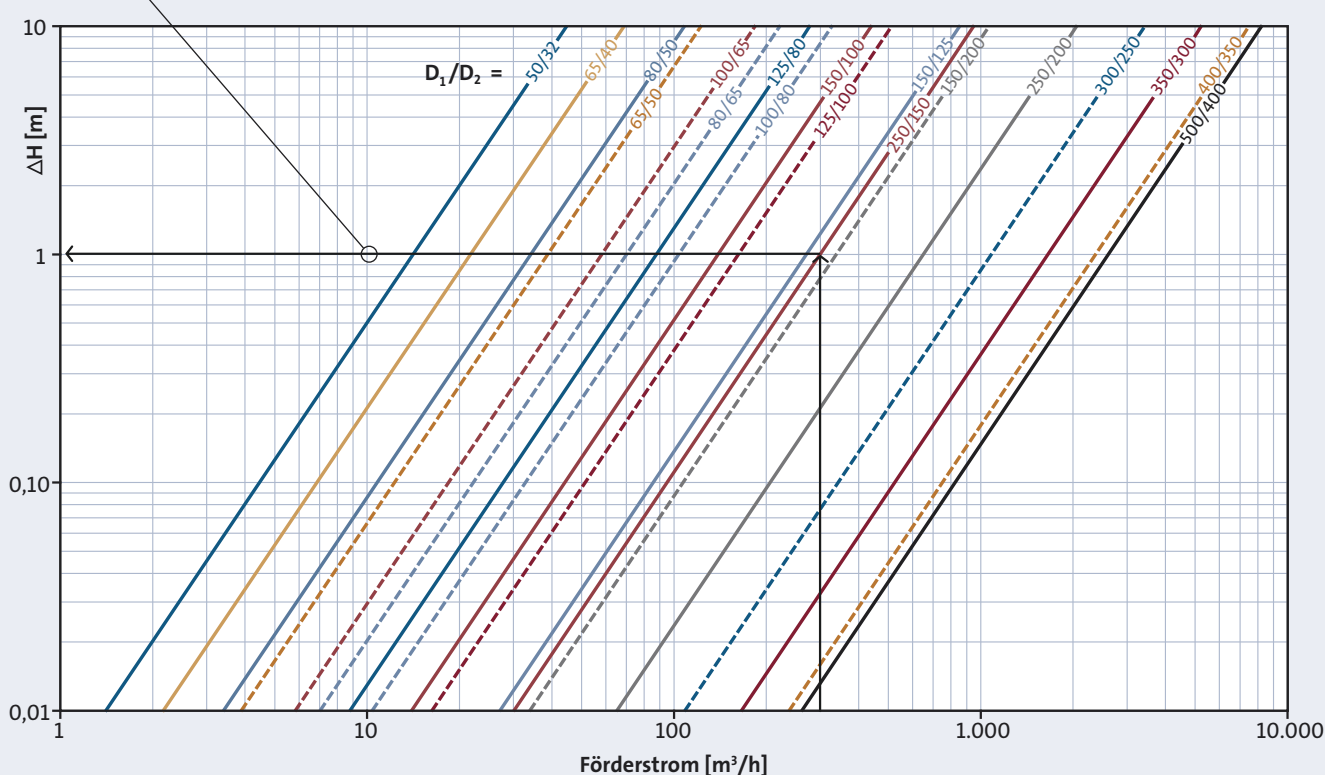
Q der Förderstrom in [m³/s] ist,

g die Fallbeschleunigung in [m/s²] ist,

D_1 der Durchmesser des Saugstutzens in [m] ist,

D_2 der Durchmesser des Druckstutzens in [m] ist.

Die Grafik zeigt den Wert ΔH für typische Stützendurchmesser D_1/D_2 als Funktion des Förderstroms Q . In diesem Fall wird der Förderstrom Q in [m³/h] und ΔH in [m] gemessen.

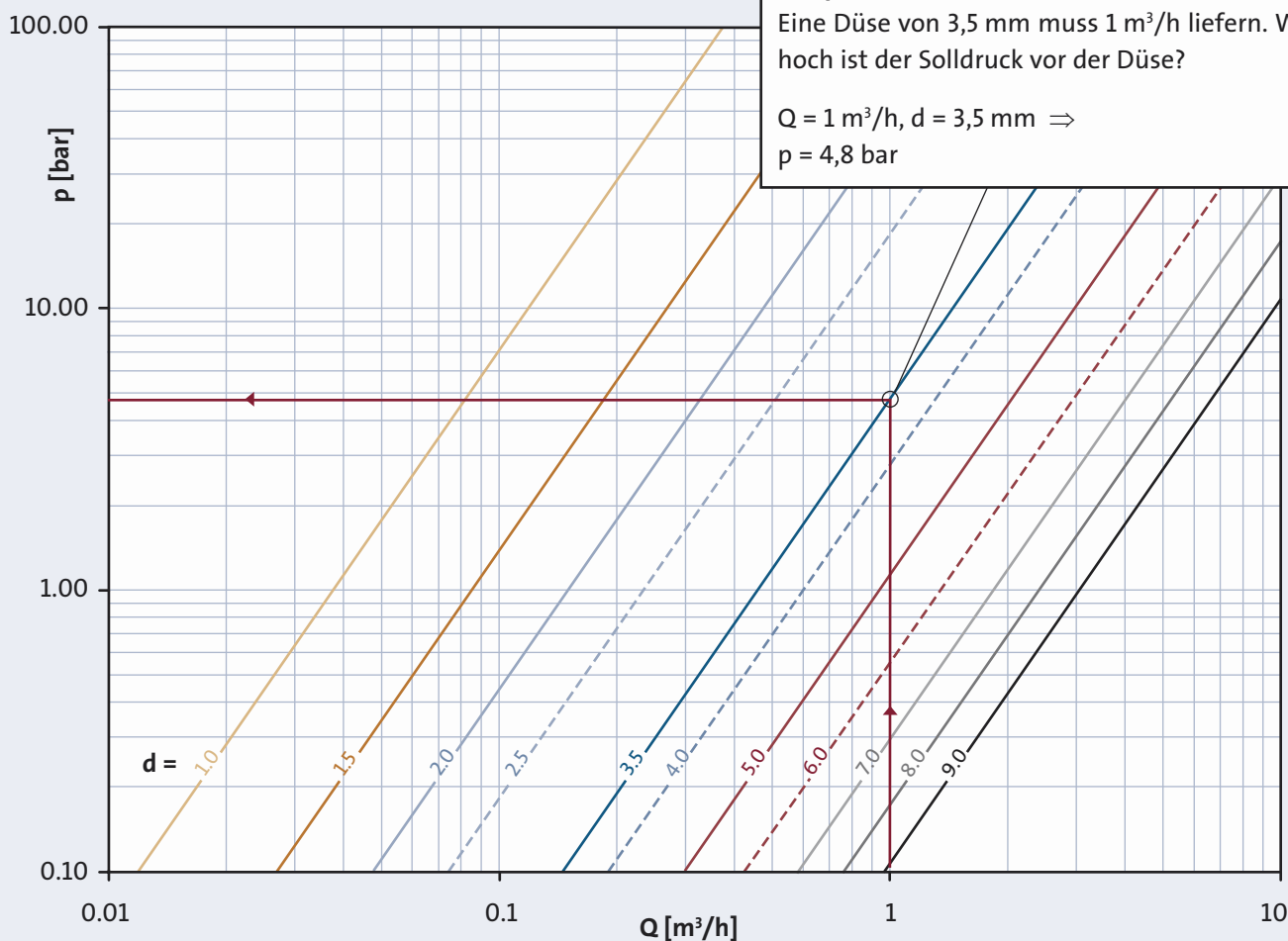
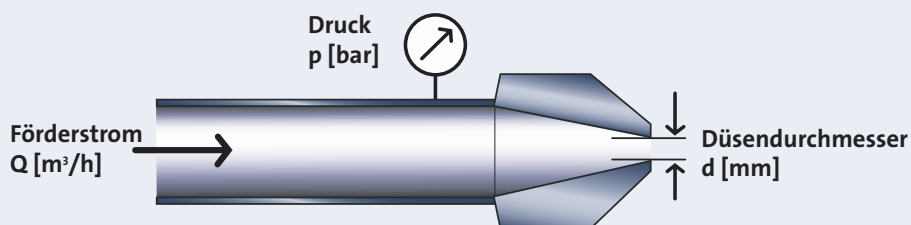


Düsen

Die Beziehung zwischen dem Düsendurchmesser d [mm], dem Sollförderstrom Q [m³/h] und dem Solldruck vor der Düse p [bar] ist im unten stehenden Nomogramm dargestellt. Für die Düse wird ein quadratisches Verhalten vorausgesetzt:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^n$$

wobei $n = 0,5$. Einige Düsen haben einen niedrigeren n -Wert (beim Hersteller zu erfragen).



Nomogramm für Druckverluste in Bögen, Ventilen usw.

Q = Durchfluss

D = Innendurchmesser des Rohres

v = Fließgeschwindigkeit

$\Sigma \zeta$ = Verlustbeiwert

H_j = Verlusthöhe

Beispiel:

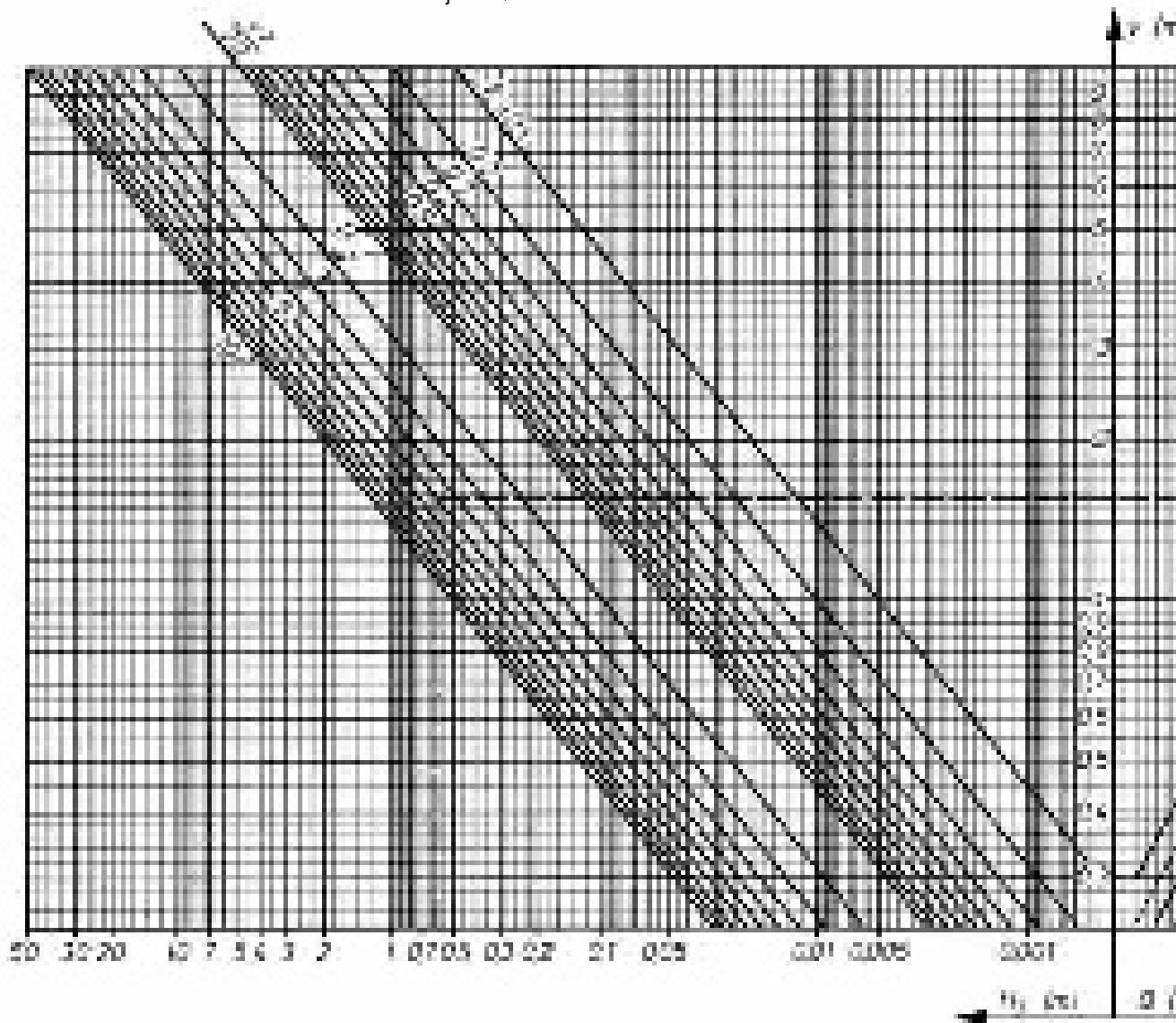
$Q = 12 \text{ l/s}$

$D = 100 \text{ mm}$

$v = 1,55 \text{ m/s}$

$\Sigma \zeta = 5$

$H_j = 0,6 \text{ m}$



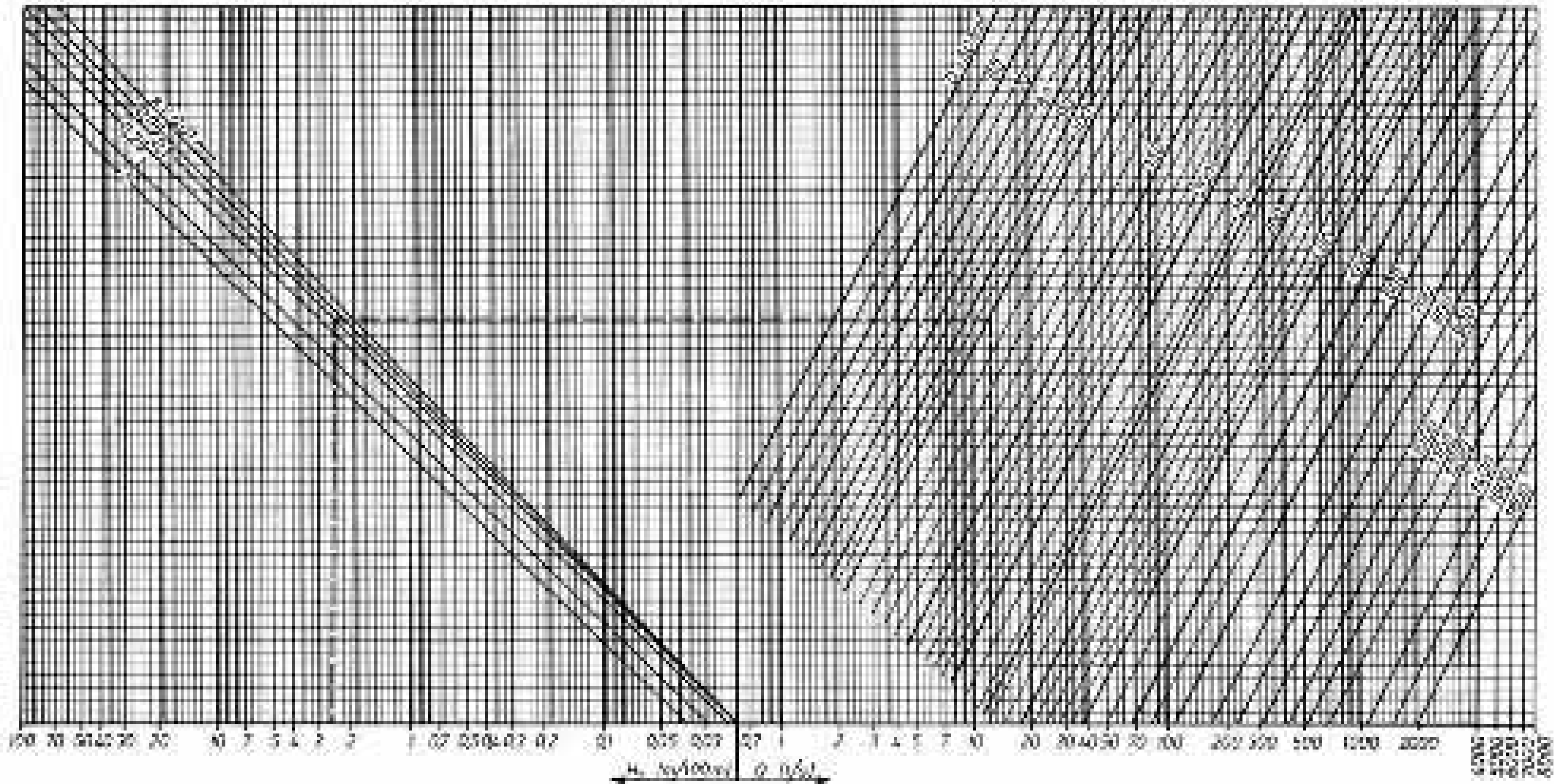
Nomogramm für Druckverluste in Rohren für reines Wasser mit einer Temperatur von 20°C

Q = Durchfluss l/s
D = Innendurchmesser des Rohres, mm
k = Oberflächenrauigkeit, mm
H_f = Verlusthöhe, m/100 m

Beispiel:
Q = 12 l/s
D = 100 mm
k = 0,1 mm
H_f = 2,5 m/100 m

Näherungswerte für Oberflächen-
rauigkeiten (k) von Rohren

Werkstoff	Neues Rohr k (mm)	Altes Rohr k (mm)
Kunststoff	0,01	0,25
Stahl, nahtlos	0,05	1,0
Stahl, geschweißt	0,1	1,0
Nichtrostender Stahl, nahtlos	0,05	0,25
Nichtrostender Stahl, geschweißt	0,1	0,25
Grauguss	0,25	1,0
Stahl, verzinkt	0,15	



Periodensystem der Elemente

1 H Wasserstoff																	2 He Helium
3 Li Lithium	4 Be Beryllium											5 B Bor	6 C Kohlenstoff	7 N Stickstoff	8 O Sauerstoff	9 F Fluor	10 Ne Neon
11 Na Natrium	12 Mg Magnesium											13 Al Aluminium	14 Si Silizium	15 P Phosphor	16 S Schwefel	17 Cl Chlor	18 Ar Argon
19 K Kalium	20 Ca Calcium	21 Sc Scandium	22 Ti Titan	23 V Vanadium	24 Cr Chrom	25 Mn Mangan	26 Fe Eisen	27 Co Cobalt	28 Ni Nickel	29 Cu Kupfer	30 Zn Zink	31 Ga Gallium	32 Ge Germanium	33 As Arsen	34 Se Selen	35 Br Brom	36 Kr Krypton
37 Rb Rubidium	38 Sr Strontium	39 Y Yttrium	40 Zr Zirkonium	41 Nb Niob	42 Mo Molybdän	43 Tc Technetium	44 Ru Ruthenium	45 Rh Rhodium	46 Pd Palladium	47 Ag Silber	48 Cd Cadmium	49 In Indium	50 Sn Zinn	51 Sb Antimon	52 Te Tellur	53 I Iod	54 Xe Xenon
55 Cs Cäsium	56 Ba Barium	57 La Lanthan	72 Hf Hafnium	73 Ta Tantal	74 W Wolfram	75 Re Rhenium	76 Os Osmium	77 Ir Iridium	78 Pt Platin	79 Au Gold	80 Hg Quecksilber	81 Tl Thallium	82 Pb Blei	83 Bi Bismut	84 Po Polonium	85 At Astat	86 Rn Radon
87 Fr Francium	88 Ra Radium	89 Ac Actinium	104 Rf Rutherfordium	105 Db Dubnium	106 Sg Seaborgium	107 Bh Bohrium	108 Hs Hassium	109 Mt Meitnerium	110 Ds Darmstadtium	111 Rg Röntgenium	112 Uub Ununbium	113 Uut Ununtrium	114 Uuq Ununquadium				

58 Ce Cer	59 Pr Praseodym	60 Nd Neodym	61 Pm Promethium	62 Sm Samarium	63 Eu Europium	64 Gd Gadolinium	65 Tb Terbium	66 Dy Dysprosium	67 Ho Holmium	68 Er Erbium	69 Tm Thulium	70 Yb Ytterbium	71 Lu Lutetium
90 Th Thorium	91 Pa Protactinium	92 U Uran	93 Np Neptunium	94 Pu Plutonium	95 Am Americium	96 Cm Curium	97 Bk Berkelium	98 Cf Californium	99 Es Einsteinium	100 Fm Fermium	101 Md Mendelevium	102 No Nobelium	103 Lr Lawrencium

Pumpennormen

Pumpennormen:

EN 733	Kreiselpumpen mit axialem Eintritt PN 10 mit Lagerträger – Nennleistung, Hauptmaße, Bezeichnungssystem
EN 22858	Kreiselpumpen mit axialem Eintritt PN 16 – Bezeichnung, Nennleistung und Abmessungen

Pumpenbezogene Normen:

ISO 3661	Kreiselpumpen mit axialem Eintritt – Grundplatten- und Einbaumaße
EN 12756	Gleitringdichtungen – Hauptmaße, Bezeichnung und Werkstoffschlüssel
EN 1092	Flansche und ihre Verbindungen – Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Nennweiten
ISO 7005	Flansche aus Metall
DIN 24296	Pumpen und Pumpenaggregate für Flüssigkeiten – Ersatzteile – Auswahl und Beschaffung

Anforderungen usw.:

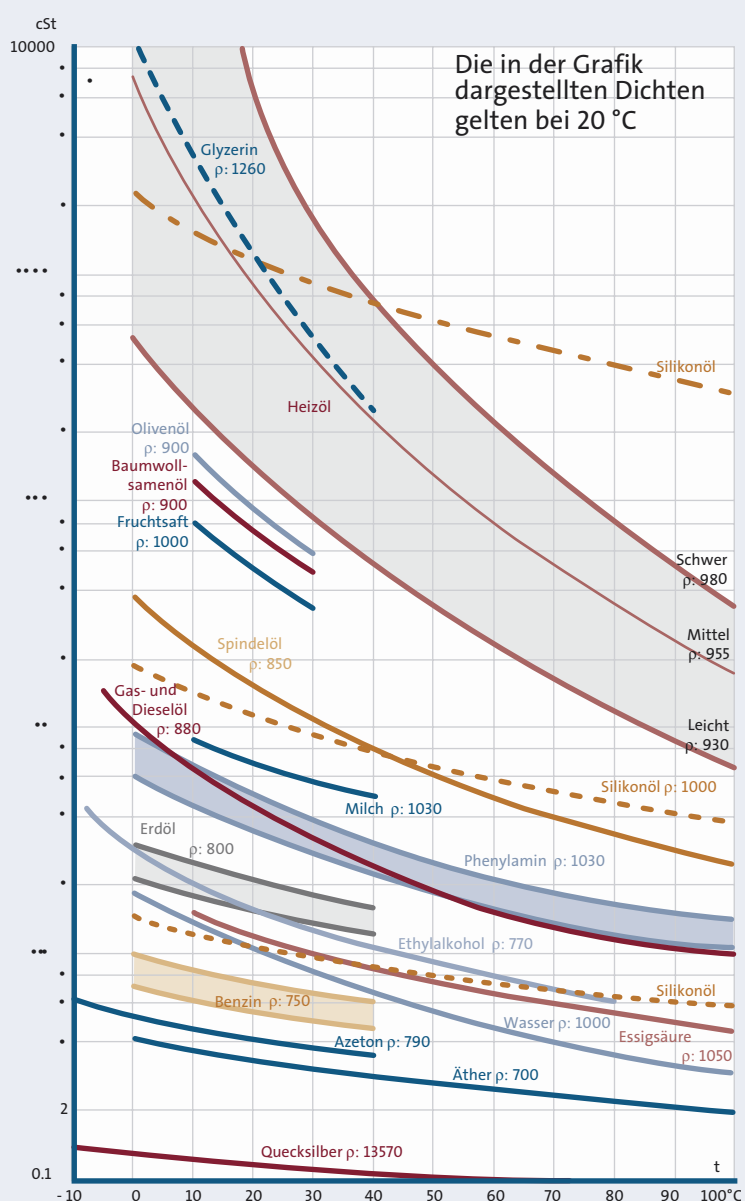
ISO 9905	Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Klasse I
ISO 5199	Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Klasse II
ISO 9908	Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Klasse III
ISO 9906	Kreiselpumpen – Hydraulische Abnahmeprüfung – Klassen 1 und 2
EN 10204	Metallische Erzeugnisse – Arten von Prüfbescheinigungen
ISO/FDIS 10816	Mechanische Schwingungen – Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen

Motornormen:

EN 60034/IEC 34	Drehende elektrische Maschinen
-----------------	--------------------------------

Viskosität verschiedener Flüssigkeiten als Funktion der Flüssigkeitstemperatur

Die Grafik zeigt die Viskosität verschiedener Flüssigkeiten bei unterschiedlichen Temperaturen. Wie man aus der Grafik ersieht, nimmt die Viskosität mit steigender Temperatur ab.

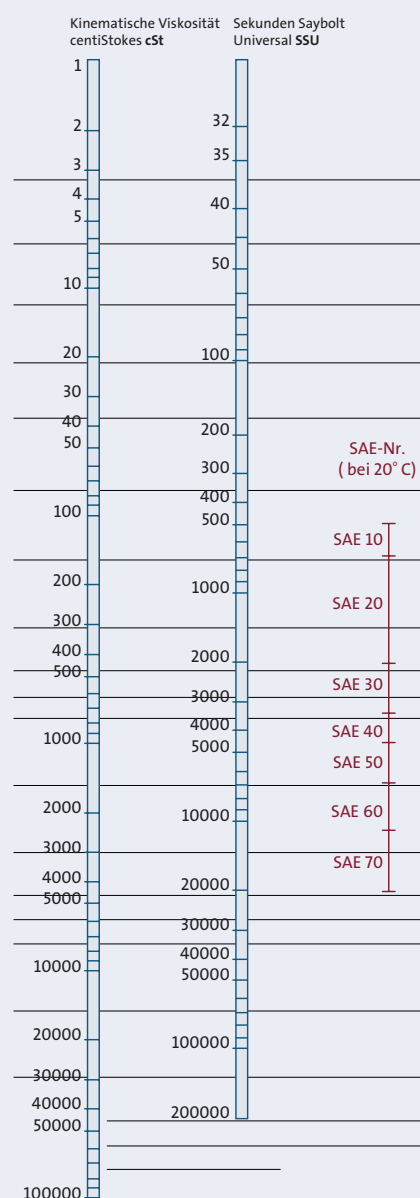


Viskosität

Die kinematische Viskosität wird in Zentistoke [cSt] gemessen. (1 cSt = $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$). Die Einheit [SSU] Saybolt Universal wird ebenfalls im Zusammenhang mit kinematischer Viskosität verwendet. Die unten stehende Grafik zeigt das Verhältnis zwischen der kinematischen Viskosität in [cSt] und der Viskosität in [SSU]. Auch die SAE-Nummer kann der Grafik entnommen werden.

Liegt die kinematische Viskosität über 60 cSt, wird die Saybolt-Universal-Viskosität anhand der folgenden Formel berechnet:

$$[\text{SSU}] = 4,62 \cdot [\text{cSt}]$$



Äthylenglykol

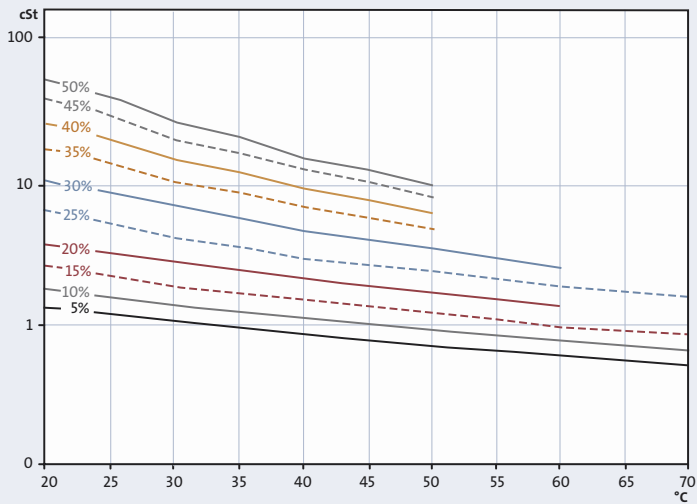
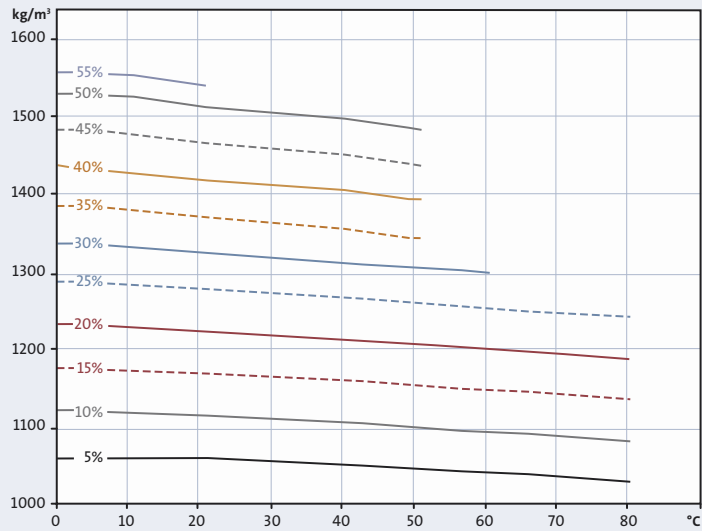
	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	
Konzentration wt % =	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%		
Temperatur																							
-50																				1107	259.7		
-45																				1106	173.7		
-40																		1098	101,2	1105	118,6		
-35																	1089	57,3	1097	68,9	1104	82,7	
-30															1081	32,3	1089	40,0	1096	48,1	1103	58,8	
-25															1080	23,5	1088	28,7	1095	34,4	1102	42,6	
-20													1072	14,1	1079	17,4	1086	21,1	1094	25,2	1101	31,5	
-15									1055	7,2	1063	8,8	1070	10,9	1078	13,2	1085	15,8	1092	18,8	1099	23,6	
-10							1046	4,9	1054	5,8	1062	7,0	1069	8,5	1077	10,2	1084	12,1	1091	14,3	1098	18,0	
-5				1028	2,9	1036	3,4	1045	4,0	1053	4,7	1060	5,7	1068	6,8	1075	8,1	1082	9,4	1089	11,1	1096	14,0
0	1018	2,0	1027	2,5	1035	2,9	1043	3,3	1051	3,9	1059	4,7	1066	5,5	1074	6,5	1081	7,5	1088	8,8	1094	11,0	
5	1017	1,7	1026	2,1	1034	2,4	1042	2,8	1050	3,3	1057	3,9	1065	4,5	1072	5,3	1079	6,1	1086	7,1	1092	8,8	
10	1016	1,5	1024	1,8	1032	2,1	1041	2,4	1048	2,8	1056	3,2	1063	3,8	1070	4,4	1077	5,0	1084	5,8	1090	7,1	
15	1014	1,3	1023	1,6	1031	1,8	1039	2,1	1047	2,4	1054	2,8	1061	3,2	1068	3,7	1075	4,2	1082	4,8	1088	5,9	
20	1013	1,1	1021	1,4	1029	1,6	1037	1,8	1045	2,0	1052	2,4	1059	2,7	1066	3,1	1073	3,5	1079	4,0	1086	4,9	
25	1011	1,0	1019	1,2	1027	1,4	1035	1,6	1043	1,8	1050	2,1	1057	2,4	1064	2,7	1071	3,0	1077	3,4	1083	4,1	
30	1009	0,9	1018	1,1	1026	1,2	1033	1,4	1041	1,6	1048	1,8	1055	2,1	1062	2,3	1068	2,6	1075	3,0	1081	3,5	
35	1008	0,8	1016	1,0	1024	1,1	1031	1,2	1039	1,4	1046	1,6	1053	1,8	1059	2,1	1066	2,3	1072	2,6	1078	3,0	
40	1006	0,7	1014	0,9	1021	1,0	1029	1,1	1036	1,2	1043	1,4	1050	1,6	1057	1,8	1063	2,0	1069	2,3	1076	2,6	
45	1003	0,7	1011	0,8	1019	0,9	1027	1,0	1034	1,1	1041	1,3	1048	1,4	1054	1,6	1060	1,8	1067	2,0	1073	2,2	
50	1001	0,6	1009	0,7	1017	0,8	1024	0,9	1031	1,0	1038	1,1	1045	1,3	1051	1,5	1058	1,6	1064	1,8	1070	2,0	
55	999	0,6	1007	0,7	1014	0,7	1022	0,8	1029	0,9	1036	1,0	1042	1,2	1048	1,3	1055	1,5	1061	1,6	1066	1,7	
60	996	0,5	1004	0,6	1012	0,7	1019	0,7	1026	0,8	1033	0,9	1039	1,1	1045	1,2	1052	1,3	1058	1,4	1063	1,5	
65	994	0,5	1001	0,6	1009	0,6	1016	0,7	1023	0,8	1030	0,9	1036	1,0	1042	1,1	1048	1,2	1054	1,3	1060	1,4	
70	991	0,5	998	0,5	1006	0,6	1013	0,6	1020	0,7	1027	0,8	1033	0,9	1039	1,0	1045	1,1	1051	1,2	1056	1,2	
75	988	0,4	996	0,5	1003	0,5	1010	0,6	1017	0,6	1023	0,7	1030	0,8	1036	0,9	1042	1,0	1047	1,1	1053	1,1	
80	985	0,4	992	0,5	1000	0,5	1007	0,5	1014	0,6	1020	0,7	1026	0,8	1032	0,8	1038	0,9	1044	1,0	1049	1,0	
85	982	0,4	989	0,4	997	0,5	1003	0,5	1010	0,5	1017	0,6	1023	0,7	1029	0,8	1034	0,8	1040	0,9	1045	0,9	
90	979	0,3	986	0,4	993	0,4	1000	0,5	1007	0,5	1013	0,6	1019	0,6	1025	0,7	1031	0,8	1036	0,8	1041	0,8	
95	975	0,3	983	0,4	990	0,4	996	0,4	1003	0,5	1009	0,5	1015	0,6	1021	0,6	1027	0,7	1032	0,7	1037	0,8	
100	972	0,3	979	0,4	986	0,4	993	0,4	999	0,4	1005	0,5	1011	0,5	1017	0,6	1023	0,6	1028	0,6	1033	0,7	

Propylenglykol

	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]
Konzentration wt % =	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%	
Temperatur																						
-50																					1077	2433,5
-45																					1075	1390,3
-40																			1070	468.8	1074	817,6
-35																			1069	291.8	1072	494,4
-30																	1063	157.1	1067	186.7	1071	307,2
-25															1057	87,1	1062	102.5	1066	122.6	1069	196,0
-20													1051	44,9	1056	58,1	1060	68,6	1064	82,6	1067	128,2
-15											1045	22,2	1050	31,1	1054	39,8	1058	47,1	1062	56,9	1065	85,9
-10									1039	11,4	1044	16,2	1048	22,1	1053	27,9	1056	33,2	1060	40,2	1063	58,9
-5			1021	3,8	1027	4,8	1032	6,3	1037	8,7	1042	12,0	1047	16,0	1051	20,1	1054	23,9	1058	29,0	1061	41,4
0	1013	2,6	1020	3,1	1025	3,9	1031	5,1	1036	6,8	1040	9,1	1045	11,9	1049	14,7	1052	17,6	1056	21,4	1059	29,7
5	1012	2,2	1018	2,6	1024	3,2	1029	4,1	1034	5,4	1038	7,0	1043	9,0	1046	11,1	1050	13,2	1053	16,1	1056	21,7
10	1011	1,8	1017	2,2	1022	2,7	1027	3,4	1032	4,3	1036	5,5	1040	6,9	1044	8,5	1048	10,1	1051	12,3	1053	16,2
15	1009	1,6	1015	1,9	1020	2,3	1025	2,8	1030	3,5	1034	4,4	1038	5,5	1042	6,6	1045	7,9	1048	9,6	1051	12,3
20	1008	1,4	1013	1,6	1019	1,9	1023	2,4	1028	2,9	1032	3,6	1036	4,4	1039	5,3	1042	6,3	1045	7,6	1048	9,6
25	1006	1,2	1011	1,4	1017	1,7	1021	2,0	1026	2,5	1030	3,0	1033	3,6	1037	4,3	1040	5,1	1042	6,1	1045	7,5
30	1004	1,1	1009	1,2	1014	1,4	1019	1,7	1023	2,1	1027	2,5	1031	2,9	1034	3,5	1037	4,2	1039	5,0	1042	6,0
35	1002	0,9	1007	1,1	1012	1,3	1017	1,5	1021	1,8	1024	2,1	1028	2,5	1031	2,9	1034	3,5	1036	4,2	1038	4,9
40	1000	0,8	1005	1,0	1010	1,1	1014	1,3	1018	1,5	1022	1,8	1025	2,1	1028	2,5	1031	2,9	1033	3,5	1035	4,0
45	998	0,8	1003	0,9	1007	1,0	1011	1,2	1015	1,4	1019	1,6	1022	1,8	1025	2,1	1027	2,5	1030	3,0	1032	3,4
50	995	0,7	1000	0,8	1005	0,9	1009	1,0	1012	1,2	1016	1,4	1019	1,6	1021	1,8	1024	2,2	1026	2,6	1028	2,9
55	993	0,6	998	0,7	1002	0,8	1006	0,9	1009	1,1	1012	1,2	1015	1,4	1018	1,6	1020	1,9	1022	2,2	1024	2,4
60	990	0,6	995	0,6	999	0,7	1003	0,8	1006	1,0	1009	1,1	1012	1,2	1014	1,4	1017	1,7	1019	1,9	1020	2,1
65	988	0,5	992	0,6	996	0,7	999	0,8	1003	0,9	1006	1,0	1008	1,1	1011	1,3	1013	1,5	1015	1,7	1016	1,9
70	985	0,5	989	0,5	993	0,6	996	0,7	999	0,8	1002	0,9	1005	1,0	1007	1,1	1009	1,3	1011	1,5	1012	1,6
75	982	0,5	986	0,5	989	0,6	993	0,6	996	0,7	998	0,8	1001	0,9	1003	1,0	1005	1,2	1006	1,4	1008	1,5
80	979	0,4	983	0,5	986	0,5	989	0,6	992	0,7	995	0,7	997	0,8	999	10,0	1001	1,1	1002	1,2	1003	1,3
85	976	0,4	979	0,4	982	0,5	985	0,5	988	0,6	991	0,7	993	0,8	995	0,9	996	1,0	998	1,1	999	1,2
90	972	0,4	976	0,4	979	0,4	982	0,5	984	0,6	986	0,6	988	0,7	990	0,8	992	0,9	993	1,0	994	1,1
95	969	0,3	972	0,4	975	0,4	978	0,5	980	0,5	982	0,6	984	0,7	986	0,7	987	0,8	988	0,9	989	1,0
100	965	0,3	968	0,3	971	0,4	974	0,4	976	0,5	978	0,6	980	0,6	981	0,7	983	0,7	984	0,8	984	0,9

Natriumhydroxid

	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]
Konzentration wt % =	5%		10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%							
Temperatur																												
0	1060		1117		1174		1230		1285		1334		1384		1435		1483		1530		1559							
5	1058		1115		1172		1227		1283		1332		1381		1429		1480		1528		1556							
10	1057		1113		1170		1224		1280		1330		1377		1423		1478		1525		1553							
15	1056		1111		1167		1222		1277		1326		1372		1420		1471		1518		1546							
20	1054	1,3	1109	1,7	1164	2,5	1219	3,6	1274	6,2	1322	10,1	1367	16,8	1416	25,4	1464	38,2	1511	51,8	1540							
25	1052	1,1	1107	1,5	1162	2,1	1217	3,1	1271	5,1	1319	8,3	1364	13,3	1413	19,9	1461	29,0	1508	39,0								
30	1050	1,0	1104	1,3	1159	1,8	1214	2,7	1268	4,0	1315	6,5	1360	9,9	1410	14,4	1457	19,9	1504	26,2								
35	1048	0,9	1102	1,2	1157	1,6	1211	2,3	1265	3,4	1312	5,5	1357	8,2	1407	11,6	1454	15,9	1501	20,5								
40	1046	0,8	1100	1,1	1154	1,4	1208	2,0	1262	2,8	1309	4,5	1353	6,6	1403	8,9	1450	12,0	1497	14,7								
45	1044	0,7	1097	1,0	1151	1,3	1205	1,8	1259	2,6	1306	3,9	1347	5,6	1396	7,5	1443	9,9	1490	12,1								
50	1042	0,7	1094	0,9	1148	1,2	1202	1,6	1256	2,3	1302	3,3	1340	4,6	1389	6,0	1436	7,8	1483	9,4								
55	1039	0,6	1092	0,8	1145	1,0	1199	1,5	1253	2,0	1299	2,9																
60	1036	0,6	1089	0,7	1143	0,9	1196	1,3	1250	1,8	1295	2,4																
65	1033	0,5	1086	0,7	1140	0,9	1193	1,2	1246	1,6																		
70	1030	0,5	1083	0,6	1137	0,8	1190	1,1	1243	1,5																		
75	1027		1080		1134		1186		1240																			
80	1025		1077		1131		1183		1237																			



Kalziumchlorid

	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]
Konzentration wt % =	10%		15%		20%		25%	
Temperatur								
-25							1245	7,7
-20							1244	6,3
-15					1189	4,3	1242	5,2
-10			1138	3,0	1188	3,6	1241	4,4
-5	1090	2,3	1137	2,6	1187	3,1	1239	3,8
0	1088	2,0	1135	2,2	1186	2,6	1237	3,3
5	1086	1,7	1134	1,9	1184	2,3	1235	2,9
10	1085	1,5	1132	1,7	1182	2,0	1233	2,5
15	1083	1,3	1131	1,5	1180	1,8	1230	2,2
20	1082	1,1	1129	1,3	1178	1,6	1228	2,0
25	1082	1,0	1127	1,2	1176	1,4	1226	1,8
30	1081	0,9	1125	1,0	1173	1,3	1223	1,6

Natriumchlorid

	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]
Konzentration wt % =	5%		10%		15%		20%	
Temperatur								
-15							1162	4,0
-10					1120	2,9	1160	3,2
-5			1082	2,2	1118	2,4	1158	2,7
0	1043	1,8	1080	1,8	1116	2,0	1155	2,3
5	1042	1,5	1079	1,6	1114	1,7	1153	1,9
10	1041	1,3	1077	1,4	1112	1,5	1151	1,7
15	1040	1,1	1075	1,2	1110	1,3	1148	1,5
20	1039	1,0	1074	1,1	1108	1,2	1146	1,3
25	1037	0,9	1072	0,9	1106	1,0	1144	1,2
30	1036	0,8	1070	0,9	1103	0,9	1141	1,1

A

Absoluter Druck	85
Abwasserpumpe	21
Aluminium	70
Änderung des Laufraddurchmessers	108, 110
Anschaffungskosten	129
Anstriche	74
Asynchronmotor	40
ATEX (ATmosphère EXplosible)	41
Ausbaukupplung	16
Austenitisch (nicht magnetisch)	68
Axialkräfte	14
Axialpumpen	8

B

Balgdichtung	31
Balgkompensatoren	72
Baugröße	44
Beschichtungen	73
Metallische Beschichtungen	73
Nichtmetallische Beschichtungen	74
Organische Beschichtungen	74
Betriebskosten	106, 130
Betriebspunkt	96
Blockpumpe	12, 13, 16
Bohrlochpumpe	23

D

Dampfdruck	90, Anhang D
Demontage- und Entsorgungskosten	131
Dichte	10, 93
Einheit	Anhang A
Salzsole	Anhang L
Wasser	Anhang D
Dichtungsfläche	28
Dichtungsspalt	29
Differenzdruck	88
Differenzdruckregelung	116
Direktanlauf	46
Einschaltung über Anlasstrafo	46
Frequenzumrichter	46, 47
Sanftanlasser	46
Stern-Dreieck-Einschaltung	46

Doppeldichtung Back-to-Back	34
Doppel-Gleitringdichtung	33
Doppeldichtung in Tandem-Anordnung	33
Doppelpumpe	11
Doppelspiralgehäuse	15
Dosierpumpe	25
Drehzahlregelung	106, 108, 110
Variable Drehzahlregelung	108
Drosselregelung	106, 110-113
Drosselventil	107
Druck	84
Absoluter Druck	85
Dampfdruck	90, Anhang D
Differenzdruck	88
Druckmessung	85
Dynamischer Druck	84
Effektiver Druck	85
Einheiten	85, Anhang A
Statischer Druck	84
Systemdruck	88
Druckgeber (PT)	114
Druckmessung	85
Druckregelung	
Konstantdruckregelung	119
Konstante Differenzdruckregelung	115
Konstanter Druck	114
Konstanter Versorgungsdruck	114
Durchfluss	83
Einheiten	Anhang B
Förderstrom	83
Massenstrom	83
Duroplaste	71
Dynamische Viskosität	54
Dynamischer Druck	84

E

Edelstahl	66
Effektiver Druck	85
Einkanalrad	21
Einschaltung über Anlasstrafo	46
Einstellen der Pumpenleistung	106
Einstufige Pumpe	11, 12, 13, 15
Eintauchpumpe	22
Einzellaufgrad	11

Einzelwiderstände	97
In Reihe geschaltete Widerstände	97
Eisenlegierungen	65
Elektromotor	40
Explosionssgeschützter Motor	41
Funkenfreier Motor	42
Motor mit erhöhter Sicherheit	41
EMV-Filter	123
EMV-Richtlinie	123
Energieeinsparungen	111, 114, 117
Energiekosten	130
Entlastete Dichtung	30
Erosionskorrosion	63
Ethylenpropylenkautschuk (EPDM)	72
Explosionssgeschützter Motor	41

F

Fehlerstrom-Schutzschalter (FI)	125
Ferritisch (magnetisch)	68
Ferritisch-austenitisch oder Duplex (magnetisch)	68
Flexible Kupplung	16
Fluoroelastomere (FKM)	72
Flüssigkeit	54
Streichbare	55
Newtonsche	55
Nicht-Newtonsche	55
Plastische Flüssigkeit	55
Thixotrope	55
Viskose	54
Förderhöhe	9, 85
Förderstrom	83
Einheiten	Anhang A
Freistromrad	21
Frequenzumrichter	47, 108, 118
Fundament	78
Boden	79
Schwimmender Sockel	79
Schwingungsdämpfer	79
Sockel	79
Funkenfreier Motor	42

G

Galvanische Korrosion	64
Gehäuse	15
Doppelspiral-	15
Spiral-	15
Leitrad	15
Geodätische Förderhöhe	99
Geodätische Höhe	99
Geräuschemission (Vibration)	78
Geschlossenes System	96, 98
Gleichmäßige Korrosion	61
Gleitringdichtung	28, 18, 28
Balgdichtung	31
Entlastete Dichtung	30
Funktion	29
Gummibalgdichtung	31
Metallfaltenbalgdichtung	32
Nichtentlastete Dichtung	30
Patronendichtung	32
Spülung	32
Grauguss	66
Grundplattenpumpe	12, 13, 16
Gummibalgdichtung	31
Gusseisen	66

H

Halbaxialpumpen	8
Hermetisch abgedichtete Pumpe	18
Horizontale Pumpe	12, 13
Hydraulische Leistung	10, 91

I

IEC, Motor	40
In Reihe geschaltete Pumpen	103
In Reihe geschaltete Widerstände	97
Inlinepumpe	12, 13

K

Kavitation	10, 89
Kavitationskorrosion	63

Kennlinie von Pumpen für viskose Flüssigkeiten	55
Keramische Werkstoffe	71
Kinematische Viskosität	54, Anhang L
Kompensatoren	80
Korngrenzenkorrosion	62
Korrosion	60
Erosionskorrosion	63
Galvanische Korrosion	64
Gleichmäßige Korrosion	61
Kavitationskorrosion	63
Korngrenzenkorrosion	62
Korrosionsermüdung	64
Lochfraß	61
Lokalkorrosion	62
Risskorrosion	62
Spannungsrissskorrosion (SCC)	63
Korrosionsermüdung	64
Kreiselpumpe	8
Kreiselpumpe mit axialem Eintritt	12
Kugelgraphitguss	66
Kunststoffe	71
Kupferlegierungen	69
Kupplung	16
Normalkupplung	16
Ausbaukupplung	16
Flexible Kupplung	16

L

Lager	51
Isoliertes Lager	48
LaufRad	14, 21
Einkanalrad	21
Freistromrad	21
Zweikanalrad	21
Lebenszykluskosten	117, 128
Beispiel	132
Leistungsaufnahme	10, 91
Hydraulische Leistung	10, 91
Wellenleistung	91
Lochfraß	61
Lokalkorrosion	62

M

Magnetantrieb	19
Martensitisch (magnetisch)	68
Massenstrom	83
Mehrstufige Pumpe	11, 12, 13, 16
Membranpumpe	25
Metallfaltenbalgdichtung	32
Metallische Beschichtungen	73
Metalllegierungen	65
Eisenlegierungen	65
Montage- und Inbetriebnahmekosten	129
Motorbauform (IM)	43
Motoren	40
Motorisolierung	48
Motor mit erhöhter Sicherheit	41
Motorschutz	49
Motorstandheizung	51
Motorstart	46
Motorwirkungsgrad	49

N

NEMA, Motornorm	40
Newtonsche Flüssigkeit	55
Nicht sinusförmiger Strom	124
Nichtentlastete Dichtung	30
Nichtmetallische Beschichtungen	74
Nicht-Newtonsche Flüssigkeit	55
Nickellegierungen	69
Nitrilkautschuk (NBR)	72
Normalkupplung	16
Normen	40
IEC, Motor	40
NEMA, Motor	40
Sanitärstandards	20
Normpumpe	17
NPSH (Net Positive Suction Head, Haltedruckhöhe)	10, 89

O

Offenes System	96, 99
Organische Beschichtungen	74
O-Ringdichtung	31

P

Parallel geschaltete drehzahlgeregelte Pumpen	102
Parallel geschaltete Pumpen	101
Parallel geschaltete Widerstände	98
Patronendichtung	32
Perfluorelastomere (FFKM)	72
Phasenisolierung	48
PI-Regler	114
Plastische Flüssigkeit	55
Produktionsausfallkosten	131
Proportionaldruckregelung	120
Prozesspumpe	20
PTC-Thermistoren	50
Pulsweitenmodulation (Pulse Width Modulation, PWM)	123
Pumpe	
Abwasserpumpe	21
Axialpumpe	8
Blockpumpe	12, 13, 16
Bohrlochpumpe	23
Dosierpumpe	25
Einstufige Pumpe	15
Eintauchpumpe	22
Grundplattenpumpe	12, 13, 16
Halbaxialpumpe	8
Hermetisch abgedichtete Pumpe	18
Horizontale Pumpe	12, 13
Kreispumpe	8
Pumpe mit Magnetantrieb	19
Mehrstufige Pumpe	11, 12, 13, 16
Membranpumpe	25
Normpumpe	17
Pumpe mit geteiltem Gehäuse (Split-Case)	12, 13, 17
Radialpumpe	8
Sanitärpumpe	20
Spaltpumpenpumpe	18
Verdrängerpumpe	24
Vertikale Pumpe	12, 13
Pumpe mit geteiltem Gehäuse (Split-Case)	12, 13, 17
Pumpen mit integriertem Frequenzumrichter	118
Pumpengehäuse	15
Pumpeninstallation	77
Pumpenkennlinie	96

Pumpenkennlinien	9, 96
PWM (Pulse Width Modulation, Pulsweitenmodulation)	123

Q

QH-Kennlinie	9
--------------	---

R

Radialkräfte	15
Radialpumpe	8
Rechnergestützte Pumpenauswahl	58
Regelung	106
Drehzahlregelung	108
Drosselregelung	107
Konstantdruckregelung	114
Konstante Differenzdruckregelung	115
Konstanttemperaturregelung	115
Umlaufregelung	107
Risskorrosion	62

S

Sanftanlasser	46
Schallpegel	81
Schalldruckpegel	82
Schutzart (IP), Motor	43
Schwimmender Sockel	79
Schwingungsdämpfer	79
Silikonkautschuk (Q)	72
Sockel	79
Sollwert	114
Spaltpumpenpumpe	18
Spannungsrissskorrosion (SCC)	63
Spannungsversorgung	47
Spiralgehäuse	11, 15
Spülung	32
Stahl	65
Statischer Druck	84
Staubexplosionsschutz	42
Stern-Dreieck-Einschaltung	46

Stillstandskosten	131
Stopfbuchse	28
Streichbare Flüssigkeit	55
Systemdruck	88
Systemkennlinie	96
Geschlossenes System	96, 98
Offenes System	96, 99
Systemkosten	117

T

Tauchmotorpumpe	23
Temperatur	93
Einheiten	Anhang B
Thermoplaste	71
Thixotrope Flüssigkeit	55
Tiefbrunnenpumpe	23
Titan	70

U

Übergroße Pumpen	106
Umlaufregelung	106
Umweltkosten	130

V

Variable Drehzahlregelung	108
Verdrängerpumpe	24
Verstärkte Isolierung	48
Vertikale Pumpe	12, 13
Vibrationen	78
Viskose Flüssigkeit	54
Viskosität	54, Anhang L
Dynamische Viskosität	54

W

Wärmekapazität	93
Wärmeklasse	44
Wartungs- und Reparaturkosten	131
Welle	11
Wellenleistung	91
Wirkungsgrad	10
Wirkungsgrad bei niedriger Drehzahl	109
Wirkungsgrad-Kennlinie	10
Zweiflutiges Laufrad	11, 17
Zweikanalrad	21

GRUNDFOS GmbH
Schlüterstr. 33
D-40699 Erkrath
Tel: +49 211 929 690
www.grundfos.de

GRUNDFOS Pumpen AG
Burgacherstrasse 10
CH-8117 Fällanden
Tel: +41 21 653 49 36
www.grundfos.ch

GRUNDFOS Pumpen Vertriebs Ges.m.b.H
Grundfosstraße 2
A-5082 Grödig
Tel: +43 6246 883 0
www.grundfos.at

GRUNDFOS 