

Gerhard Vetter

# **Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik**



**VULKAN**

# **Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik**

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über

**<http://dnb.ddb.de>**

abrufbar.

ISBN 978-3-8027-2173-1 (Print)

ISBN 978-3-8027-3069-6 (eBook)

© 2006 Vulkan-Verlag GmbH

Ein Unternehmen der Oldenbourg-Verlagsgruppe

Huyssenallee 52-56, 45128 Essen

Telefon: (02 01) 8 20 02-0, Internet: <http://www.vulkan-verlag.de>

Lektorat: Wolfgang Mönning

[w.moenning@vulkan-verlag.de](mailto:w.moenning@vulkan-verlag.de)

Das Werk einschließlich aller Abbildungen ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Bearbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Das vorliegende Werk wurde sorgfältig erarbeitet. Dennoch übernehmen Herausgeber und Verlag für die Richtigkeit von Angaben, Hinweisen und Ratschlägen sowie für eventuelle Druckfehler keine Haftung.

# **Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik**

## Vorwort

In der Prozesstechnik der Chemie und Petrochemie, der Lebensmittel- und Pharmaproduktion, der Biotechnologie, der Papier- und Zelluloseindustrie, der Ver- und Entsorgungs- sowie Energietechnik, der Rohstoffgewinnung, der Land- und Bauwirtschaft spielen Rotierende Verdrängerpumpen zum Fördern, Zirkulieren und Dosieren eine wichtige Rolle.

Keine andere Pumpenbauart beherrscht ein derart breites Spektrum an Fluideigenschaften: von dünn bis dick, von homogen bis klumpig, von schmierend bis abrasiv, von neutral bis aggressiv.

Rotierende Verdrängerpumpen meistern diese Anforderungen allerdings nur mit teilweise sehr unterschiedlichen Ausführungsformen, und der Anwender hat Mühe, für seinen Anwendungsfall die richtige Wahl zu treffen.

Dafür leistet das vorliegende Anwenderhandbuch wegweisende und hilfreiche Dienste.

Verfasst für Ingenieure, Techniker, Chemiker, Physiker in Forschung, Entwicklung, Konstruktion, Planung und Produktion, soll das in vier Hauptkapitel gegliederte Buch die für die optimale Pumpenauswahl und -auslegung wichtigen Fragen beantworten.

Im **ersten Hauptkapitel „Allgemeine Grundlagen“** werden Rotierende Verdrängerpumpen mit anderen Pumpenprinzipien verglichen und wichtige Designparameter wie Förderstrom, Differenzdruck, Leistungsbedarf, Wirkungsgrad, Saugverhalten und Kennlinien erläutert.

Die Optimierung der Pumpenauswahl wird in den Zusammenhang mit den Lebenszykluskosten gestellt.

Das **zweite Hauptkapitel „Allgemeines zu Rotierenden Verdrängerpumpen“** widmet sich hauptsächlich den prinzipbedingten sowie anwendungsrelevanten Grundeigenschaften der verschiedenen Bauformen:

Zusammenhänge zwischen Arbeitsraumgestaltung und Förderfunktion, treibender und nicht treibender Eingriff, gleitende oder quetschende Abgrenzung- und Dichtfunktion, interne Spaltdichtungen, Fluidkompatibilität und Partikelverträglichkeit, Fluidschonung, sowie Durchlassvermögen für stückige Beimengungen.

Das **dritte Hauptkapitel „Theorie Rotierender Verdrängerpumpen“** beschränkt sich auf das für den Anwender Notwendige und berücksichtigt den aktuellen Literaturstand sowie eigene Forschungsergebnisse.

Zu den einzelnen Bauformen werden die für den Förderstrom und etwaige Förderstrompulsationen wichtigen Design- und Betriebsparameter dargestellt. Theoretische Prognosen der Förderstrompulsation werden experimentellen Ergebnissen gegenüber gestellt.

Erläuterungen zur Bestimmung von Leistungsbedarf und Wirkungsgrad und zu den Stell-, Drossel-, Leistungsbedarf- und Wirkungsgradkennlinien schließt sich eine Übersicht bauformspezifischer Pumpenkennlinien nach Herstellerangaben sowie eigenen Untersuchungen an. Es werden die Einflüsse der Design- und Fluidparameter sowie die große Bedeutung der internen Dichtfunktion deutlich.

In Theorie und Praxis wird auf das Saugverhalten (NPSHA, NPSHR) sowie Maßnahmen zur Kavitationsvermeidung eingegangen.

Das **vierte und umfangreichste Hauptkapitel „Ausführung, Eigenschaften und Anwendung“** stellt mit Augenmerk auf die Prozesstechnik für alle wesentlichen Bauarten rotierender Verdrängerpumpen den engen Zusammenhang zwischen der Bauart, dem Leistungsbereich, der Auslegung in Details und Varianten, den Fluideigenschaften, dem Anwendungsbereich sowie charakteristischen Anwendungsfällen her.

Zunächst werden die Gemeinsamkeiten der Bauarten wie Wellendichtungen, hermetische Ausführung, Hygiene bzw. Sanitary-Design, Explosionsschutz (ATEX), hydroabrasiver Verschleiss und Abwehrmaßnahmen behandelt.

Die folgenden Berichte zu den einzelnen Bauarten – Zahnrad-, Drehkolben-, Flügelzellen-, Schraubenspindel-, Exzentrerschnecken-, Schlauch-, Drehflügelrad-, Schnecken-, Wälzkolben-, Ringkolben-Pumpen – sind alle im gleichen Raster-Leistungsbereich/Anordnung, Konstruktions-Konzepte, Pumpenauslegung, Ausführungs- und Anwendungsbeispiele – gegliedert und daher bestens zur vergleichenden Nutzung geeignet.

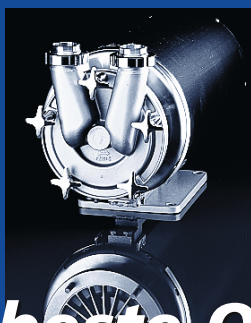
Der Verfasser dankt für die Unterstützung des Lehrstuhls Prozessmaschinen und Anlagentechnik (Prof. E. Schlücker) – Herrn Bühner für exzellente Bilder und Frau Hirsekorn für die Mitarbeit bei der Texterstellung.

Renate Vetter, meiner Frau, sage ich ein herzliches Dankeschön für ihr unermüdliches Engagement, welches das Gelingen in entscheidender Weise ermöglicht hat.

Dem Vulkan-Verlag wird gedankt für die gewohnt professionelle und sorgfältige Herausgabe.

Dem Buch wünsche ich gute Akzeptanz und insbesondere dass es sich als echtes Anwenderhandbuch für Rotierende Verdrängerpumpen in der Prozesstechnik bewähren möge.

Gerhard Vetter



# ***Die beste Qualität. Die beste Lösung. Der beste Preis.***

Qualität kommt nicht von ungefähr. Sondern von Fristam. Hier werden Pumpen mit einzigartigen Qualitäten entwickelt. Perfekte Materialien. Individuelle Fertigung. Und unschlagbare Lebenszykluskosten. Wer in die Zukunft investiert, investiert in Fristam Pumpen.

- Kreislumpen
- Kreiskolbenpumpen
- Drehkolbenpumpen
- Taumelscheibenpumpen

Fristam Pumpen. Postfach 80 08 80. D-21008 Hamburg  
Tel. 040 / 72 55 60, Fax 040 / 72 55 61 66, [www.fristam.de](http://www.fristam.de)

***Fristam***  
P U M P E N

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort .....</b>	<b>5</b>
<b>1. Pumpen – Allgemeine Grundlagen .....</b>	<b>15</b>
1.1 Wirkungsweise .....	16
1.2 Förderverhalten, Kennlinien .....	17
1.2.1 Förderhöhe .....	17
1.2.2 Leistungsbedarf, Wirkungsgrad .....	21
1.3 Saugverhalten .....	21
1.3.1 Pumpenentlüftung .....	21
1.3.2 Saugbedingungen .....	23
1.4 Pumpenauswahl .....	24
1.4.1 Lebenszykluskosten .....	24
1.4.2 Pumpenauswahl nach Energieverbrauch bzw. Wirkungsgrad .....	25
1.4.3 Pumpenauswahl nach Förderkennlinien .....	28
1.4.4 Weitere Auswahlkriterien .....	31
1.4.4.1 Fluideigenschaften .....	31
1.4.4.2 Prozessanforderungen .....	31
1.4.4.3 Emissionen .....	31
1.4.4.4 Pumpeninstallation .....	31
1.4.4.5 Standardisierung, Normen .....	32
<b>2. Allgemeines zu Rotierenden Verdrängerpumpen .....</b>	<b>33</b>
2.1 Bezeichnungen und Begriffe .....	34
2.2 Grundeigenschaften .....	35
2.3 Fördereigenschaften – Allgemeines .....	36
2.3.1 Arbeitsraum und Förderfunktion .....	36
a) Treibender Eingriff .....	36
b) Eingriff, nicht treibend .....	39
c) Gleitende Dichtungslinien .....	39
d) Quetschspalt .....	41
2.3.2 Wellendichtungen und leckfreie Pumpenausführung .....	41
2.3.3 Rotierende Verdrängerpumpen als Dosierpumpen .....	42
<b>3. Theorie Rotierender Verdrängerpumpen .....</b>	<b>43</b>
3.1 Förderstrom und Förderstrompulsation – Allgemeines .....	44
3.2 Geometrische Verdrängungsintensität – Umdrehungsvolumen und Ungleichförmigkeitsgrad .....	47
3.2.1 Zahnradpumpen .....	48
3.2.1.1 Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	48
a) Spielfreie Verzahnung .....	50
b) Verzahnung mit Flankenspiel .....	51



3.2.1.2	Ungleichförmigkeitsgrad .....	52
a)	Spelffreie Verzahnung .....	52
b)	Verzahnung mit Flankenspiel .....	52
3.2.1.3	Erregung von Druckschwingungen .....	54
3.2.2	Drehkolbenpumpen .....	54
3.2.2.1	Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	55
3.2.2.2	Ungleichförmigkeitsgrad .....	58
3.2.2.3	Erregung von Druckschwingungen .....	59
3.2.3	Flügelzellenpumpen .....	59
3.2.3.1	Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	60
3.2.3.2	Ungleichförmigkeitsgrad .....	61
3.2.3.3	Erregung von Druckschwingungen .....	61
3.2.4	Exzenterschneckenpumpen .....	61
3.2.4.1	Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	63
3.2.4.2	Ungleichförmigkeitsgrad, Erregung von Druckschwingungen .....	65
3.2.5	Schraubenspindelpumpen .....	65
3.2.5.1	Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	65
3.2.5.2	Ungleichförmigkeitsgrad, Erregung von Druckschwingungen .....	68
3.2.6	Schlauchpumpen .....	68
3.2.6.1	Fördervorgang, Umdrehungsvolumen .....	69
3.2.6.2	Ungleichförmigkeit, Erregung von Druckschwingungen .....	69
3.2.7	Sonstige .....	70
a)	Drehflügelradpumpe .....	70
b)	Schneckenpumpen .....	71
c)	Wälz- und Ringkolbenpumpen .....	72
<b>3.3</b>	<b>Leistungsbedarf und Wirkungsgrad .....</b>	<b>73</b>
<b>3.4</b>	<b>Pumpenkennlinien .....</b>	<b>76</b>
3.4.1	Stell- und Drosselkennlinien .....	76
3.4.2	Leistungs- und Wirkungsgradkennlinien .....	80
3.4.3	Bauformspezifische Pumpenkennlinien .....	83
3.4.3.1	Zahnradpumpen .....	83
3.4.3.2	Drehkolbenpumpen .....	86
3.4.3.3	Flügelzellenpumpen .....	89
3.4.3.4	Exzenterschneckenpumpen .....	90
3.4.3.5	Schraubenspindelpumpen .....	96
3.4.3.6	Schlauchpumpen .....	97
3.4.3.7	Sonstige .....	102
a)	Wälzkolbenpumpen .....	102
b)	Schnecken („Sinus“-)pumpen .....	102
c)	Ringkolbenpumpen .....	102
<b>3.5</b>	<b>Dosierkonstanz .....</b>	<b>110</b>
<b>3.6</b>	<b>Saugverhalten .....</b>	<b>112</b>
3.6.1	NPSHA (Net Positive Suction Head Available) .....	112
a)	NPSHA bei pulsationsfreier Förderung .....	112
b)	NPSHA bei pulsierender Förderung .....	112
c)	Unterkritische Erregung .....	113
d)	Überkritische Erregung .....	116
e)	Gas-/Dampfkavitation .....	117

3.6.2	NPSHR (Net Positive Suction Head Required) .....	117
a)	Experimentelle NPSHR-Bestimmung .....	118
b)	Rechnerische NPSHR-Ermittlung .....	121
c)	Bauformspezifische NPSHR-Kennlinien .....	127
3.6.3	Selbstentlüftendes Ansaugen .....	132
<b>3.7</b>	<b>Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen</b> .....	134
3.7.1	Unplanmäßige Gasanteile im Förderfluid .....	134
3.7.2	Planmäßige Förderung von Gasanteilen in Flüssigkeiten .....	135
<b>3.8</b>	<b>Trockenlauf</b> .....	139
<b>3.9</b>	<b>Einige Betrachtungen zur realen Volumenstropmpulsion</b> .....	139
3.9.1	Zahnradpumpen .....	140
3.9.2	Drehkolbenpumpen .....	142
3.9.3	Exzentrerschneckenpumpen .....	144
3.9.4	Schraubenspindelpumpen .....	147
3.9.5	Schlauchpumpen .....	149
<b>3.10</b>	<b>Auslegung des Pumpenantriebs</b> .....	151
<b>4.</b>	<b>Ausführung, Eigenschaften, Anwendung</b> .....	155
<b>4.1</b>	<b>Gemeinsamkeiten</b> .....	156
4.1.1	Wellendichtungen .....	156
a)	Gleitringdichtungen .....	156
b)	Packungsringdichtungen .....	159
c)	Radialdichtringe .....	161
4.1.2	Hermetische Pumpenausführung .....	163
	Spaltrohrmotorantrieb .....	163
	Spaltrohrmagnetantrieb .....	163
4.1.3	Hygiene- und reinigungsgerechte Ausführung .....	165
4.1.3.1	Grundbegriffe .....	166
a)	Mikroorganismen .....	166
b)	Kampf den schädlichen Mikroorganismen .....	166
c)	Sterilität und Reinigung .....	169
d)	Leckagesicherheit .....	171
4.1.3.2	Gestaltungsrichtlinien .....	172
	3A Sanitary Standards .....	172
	US Food and Drug Association (FDA) .....	173
	Europäisches Regelwerk (CEN) .....	173
	Unilever SHE Standard .....	173
4.1.3.3	Tests zur Validierung der CIP/SIP-Fähigkeit .....	178
a)	Getrennte Prüfung .....	179
b)	EHEDG-Prüfung .....	180
c)	Sonstige .....	181
4.1.3.4	Ausführungsbeispiele .....	181
	Rotierende Verdrängerpumpen .....	181
	Wellendichtungen .....	183
4.1.4	Explosionsschutz .....	186
	Grundliegende Prinzipien .....	187
	Kennzeichnung .....	187

	Konformitätsbewertung .....	188
4.1.5	Hydroabrasiver Verschleiß .....	190
4.1.5.1	Verschleißorte und Tribosystem .....	190
	a) Pumpenbauarten ohne treibenden Eingriff mit Spaltdichtungen ....	191
	b) Pumpenbauarten ohne treibenden Eingriff mit gleitenden oder quetschenden Dichlinien .....	192
	c) Pumpenbauarten mit treibendem Eingriff.....	194
4.1.5.2	Einflußgrößen .....	194
	a) Eingriffsverhältnis .....	194
	b) Grundsätzliches Verschleißverhalten harter Werkstoffe .....	195
	c) Einflußgrößen bei dominantem Spaltverschleiß .....	197
	d) Einflußgrößen bei dominantem Gleitverschleiß .....	203
4.1.5.3	Praktische Pumpenauslegung .....	205
<b>4.2</b>	<b>Zahnradpumpen</b> .....	207
4.2.1	Außenverzahnungspumpen .....	207
4.2.1.1	Leistungsbereich und Anordnung .....	208
4.2.1.2	Konstruktionskonzepte .....	208
	Gehäuse .....	208
	Belastung – Verzahnung, Lager .....	210
4.2.1.3	Pumpenauslegung .....	213
	Werkstoffwahl .....	213
	Heizung, Kühlung .....	215
	Sicherheit .....	215
4.2.1.4	Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	216
	a) Mikro-Zahnradpumpen .....	217
	b) Chemie-Zahnradpumpen .....	221
	c) Industrie-Zahnradpumpen .....	221
	d) Zahnradpumpen für die Polymerförderung .....	223
4.2.2	Innenverzahnungspumpen .....	229
4.2.2.1	Leistungsbereich und Anordnung .....	230
4.2.2.2	Konstruktionskonzepte .....	230
	Gehäuse .....	230
	Belastung – Verzahnung, Lager .....	231
4.2.2.3	Pumpenauslegung .....	233
	Heizung, Kühlung .....	234
	Sicherheit .....	235
4.2.2.4	Ausführung und Anwendungsbeispiele .....	235
4.2.2.5	Sonderausführungen .....	236
	Mischpumpen .....	236
	Mikrozahnringpumpen .....	236
	Hydraulik-Innenverzahnungspumpen .....	237
<b>4.3</b>	<b>Drehkolbenpumpen</b> .....	239
4.3.1	Leistungsbereich und Anordnung .....	239
4.3.2	Konstruktionsmerkmale .....	241
	Gehäuse .....	241
	Belastungen – Lagerung, Getriebe, Rotoren .....	241
4.3.3	Pumpenauslegung .....	244
	Werkstoffwahl .....	244

Heizung / Kühlung .....	245
Sicherheit .....	246
4.3.4 Ausführung- und Anwendungsbeispiele .....	247
<b>4.4 Flügelzellenpumpen .....</b>	<b>249</b>
4.4.1 Flügelzellenpumpen mit starren kraftschlussgesteuerten Flügelblättern .....	250
4.4.1.1 Leistungsbereich und Anordnung .....	250
4.4.1.2 Konstruktionskonzepte .....	250
Gehäuse und Arbeitsraum .....	250
Belastung – Lager, Flügelblätter .....	252
4.4.1.3 Pumpenauslegung .....	254
Werkstoffwahl .....	254
Heizung, Kühlung .....	254
Sicherheit .....	254
Hermetische Flügelzellenpumpen .....	254
4.4.1.4 Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	254
4.4.2 Flügelzellenpumpen mit starren, formschlussgesteuerten Flügelblättern .....	255
4.4.2.1 Konstruktionskonzepte .....	255
4.4.2.2 Leistungsbereich und Anordnung .....	256
4.4.2.3 Anwendungsbeispiele .....	257
4.4.3 Flügelzellenpumpen mit Elastomerrotoren .....	258
4.4.3.1 Leistungsbereich und Anordnung .....	258
4.4.3.2 Konstruktionskonzepte .....	258
Gehäuse .....	258
Lagerung, Zugänglichkeit, Wellendichtungen .....	259
4.4.3.3 Pumpenauslegung .....	260
Werkstoffwahl .....	260
4.4.3.4 Anwendungen .....	260
4.4.4 Sonstige .....	261
a) Flügelzellenpumpen für geringe Leistung .....	261
b) Flügelzellenpumpen in der Hydraulik .....	261
<b>4.5 Schraubenspindelpumpen .....</b>	<b>262</b>
4.5.1 Drei- bzw. Mehrspindelpumpen mit treibendem Eingriff und Innenlagerung .....	262
4.5.1.1 Leistungsbereich und Anordnung .....	263
4.5.1.2 Konstruktionskonzepte .....	263
Gehäuse .....	263
Belastung – Spindeln, Lager .....	263
4.5.1.3 Pumpenauslegung .....	268
Werkstoffwahl .....	268
Heizung / Kühlung .....	268
Sicherheit .....	268
Hermetische Dreispindelpumpen .....	269
4.5.1.4 Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	269
4.5.2 Zweispindelpumpen ohne treibenden Eingriff und mit Außenlagerung ..	270
4.5.2.1 Leistungsbereich und Anordnung .....	271
4.5.2.2 Konstruktionskonzepte .....	271
Gehäuse .....	272

	Belastung – Spindeln, Lager, Synchronisiergetriebe .....	273
	Wellendichtungen .....	275
4.5.2.3	Pumpenauslegung .....	275
	Werkstoffwahl .....	275
	Heizung / Kühlung .....	276
	Sicherheit .....	276
4.5.2.4	Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	276
<b>4.6</b>	<b>Exzenterschneckenpumpen</b> .....	279
4.6.1	Leistungsbereich und Anordnung .....	279
4.6.2	Konstruktionskonzepte .....	280
	Rotor-/Stator-Profil-Geometrie .....	280
	Gehäuse, Lager Kupplung .....	281
	Rotor/ Stator-Ausführung .....	284
	Wellendichtungen .....	285
4.6.3	Pumpenauslegung .....	285
	Werkstoffwahl .....	285
	Heizung / Kühlung .....	287
	Sicherheit .....	287
	Zufördereinrichtungen .....	288
4.6.4	Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	289
	a) Allgemeine Industrieanwendungen .....	289
	b) Umwelttechnik .....	290
	c) Dosieren, Applizieren, Abfüllen, Restlosentleeren .....	290
	d) Putztechnik .....	291
	e) Landwirtschaft .....	291
	f) Vertikal- und Bohrlochpumpen .....	291
<b>4.7</b>	<b>Schlauchpumpen</b> .....	295
4.7.1	Leistungsbereich und Anordnung .....	295
4.7.2	Konstruktionskonzepte .....	296
	Schlauch – Funktion, Belastung .....	296
	Verdrängerrotor und Gehäuse .....	298
4.7.3	Pumpenauslegung .....	300
	Werkstoffwahl .....	300
	Heizung / Kühlung, Schmiermittel .....	302
	Ansaughilfe, Sicherheit .....	302
	Pulationsdämpfung .....	303
4.7.4	Ausführungs- und Anwendungsbeispiele .....	303
	Laborschlauchpumpen .....	304
	Industrieschlauchpumpen .....	305
<b>4.8</b>	<b>Sonstige Pumpen</b> .....	306
4.8.1	Drehflügelradpumpen .....	306
	Leistungsbereich .....	306
	Pumpenanordnung .....	306
	Konstruktionskonzept .....	306
	Pumpenauslegung .....	307
	Absicherung .....	307
	Anwendungen .....	307

4.8.2	Schneckenpumpen .....	307
	a) Schnecken („Sinus“)-Pumpe .....	307
	Leistungsbereich .....	308
	Pumpenanordnung .....	308
	Konstruktionskonzept .....	308
	Pumpenauslegung .....	308
	Anwendungsbereich .....	309
	b) Taumelscheibenpumpe .....	309
	Leistungsbereich .....	310
	Pumpenanordnung .....	310
	Konstruktionskonzept .....	310
	Pumpenauslegung .....	310
	Anwendungsbereich .....	310
4.8.3	Wälz-/Rollkolben-Pumpen .....	311
	Leistungsbereich .....	311
	Pumpenanordnung .....	311
	Konstruktionskonzept .....	311
	Pumpenauslegung .....	312
	Anwendungsbereich .....	312
4.8.4	Ringkolbenpumpen .....	312
	Leistungsbereich .....	313
	Konstruktionskonzept .....	313
	Pumpenauslegung .....	314
	Anwendungsbereich .....	314
	<b>Literatur</b> .....	315
	<b>Formelverzeichnis</b> .....	321
	<b>Stichwortverzeichnis</b> .....	323

# **1. Pumpen – Allgemeine Grundlagen**

# 1. Pumpen – Allgemeine Grundlagen

## 1.1 Wirkungsweise

Pumpen dienen zum Transport fließfähiger Stoffe oft gegen beträchtlichen Gegendruck (bis mehrere 1000 bar). Ihr Anwendungsbereich reicht von Flüssiggasen (z.B.  $O_2$ ) bis zu stichfestem Klärschlamm und umfasst einen Viskositätsbereich von mindestens sieben Zehnerpotenzen (mPas). Das Spektrum fließfähiger Stoffe repräsentiert alles, was in Prozess-, Ver- und Entsorgungstechnik vorkommt mit allen Anforderungen an die mechanischen, physikalischen und chemischen Eigenschaften.

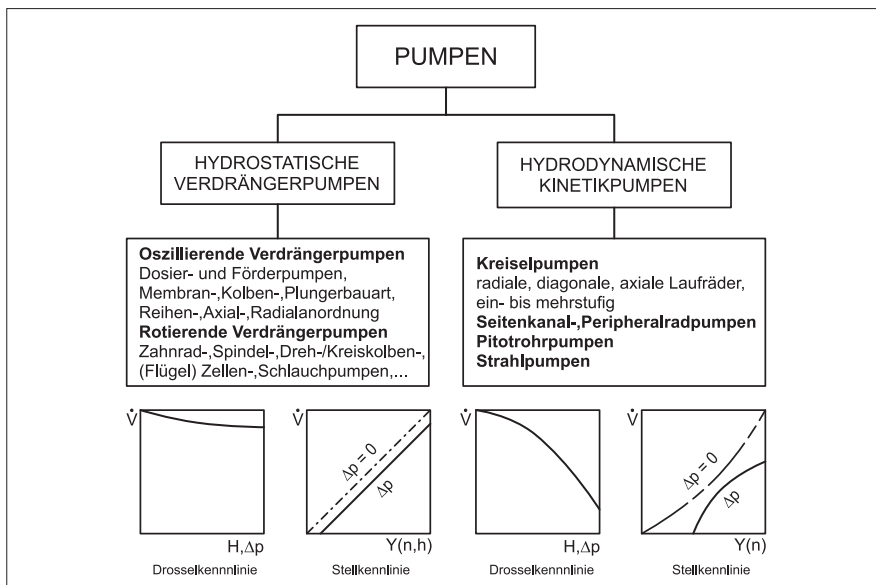
Der Förderstrombereich reicht von Bruchteilen von ml/h bis zu vielen 1000 m<sup>3</sup>/h. Die haushoch überwiegende Zahl der Pumpenanwendungen betrifft allerdings tropfbare, wenig viskose Flüssigkeiten, die kaum kompressibel sind. Der Übergang zwischen Pumpen und Kompressoren wird im Bereich superkritischer Fluide fließend.

In der **Prozesstechnik** dienen Pumpen über das **Fördern** hinaus zum **Dosieren**, **Injizieren**, **Umwälzen** und **Abziehen**.

Der **Transport hydraulischer Energie** mit Hydraulikpumpen, die überwiegend mit speziellen Hydraulikflüssigkeiten erfolgt, gehört nicht zum Themenbereich dieses Buches.

Wohl aber die Pumpenanwendung zur Erzeugung von **Fluidenergie als Werkzeug** zum Umformen, Filtern, Spülen, Trennen, Homogenisieren, Dispergieren sowie Wasserstrahlreinigen bzw. -schneiden.

Die heute verfügbare große Vielfalt von Pumpenbauarten ist die Antwort auf die mannigfaltigen Anforderungen. Die beiden großen Bauartengruppen (**Bild 1.1**) – hydrostati-



**Bild 1.1:** Pumpenübersicht



sche **Verdrängerpumpen** und hydrodynamische **Kinetikpumpen** – unterscheiden sich im angewandten Prinzip zur Energiewandlung.

Die **Verdrängerpumpen** übertragen die Energie auf das Fluid durch mechanisch bewegte Wände (= Verdränger), wobei der Arbeitsraum stets den Differenzdruck durch mindestens eine Dichtung abstützt. Das hydrostatische Verdrängerprinzip ist in seiner Wirksamkeit unabhängig von der Fluidströmungsgeschwindigkeit, die typischerweise klein ist (0,5 – 10 m/s). Daher sind beispielsweise langsam laufende Verdrängerpumpen für viskose Fluide bestens geeignet.

Die **Kinetikpumpen**, die man als „Strömungsmaschinen“ bezeichnet (obwohl auch in allen andern Pumpenbauarten Fluide strömen), übertragen die Energie auf das Fluid durch Fluidbeschleunigung und Wandlung der kinetischen (Geschwindigkeits-) in potentielle (Druck-)Energie, was meistens im Zentrifugalfeld (daher Zentrifugal- oder Kreiselpumpe) erfolgt. Der Arbeitsraum bleibt stets offen, und der Differenzdruck wird allein durch den auf dynamische Weise erzeugten Druck abgestützt. Typischerweise erfordern Kinetikpumpen große Strömungsgeschwindigkeiten (10 – 100 m/s) zur Erzielung der gewünschten Differenzdrücke. Sie sind daher für höher viskose Fluide wegen der großen Druckverluste bei hoher Strömungsgeschwindigkeit ungeeignet.

Trotz aller Unterschiede bestehen große Gemeinsamkeiten zwischen den Pumpenbauarten. In den folgenden Erörterungen bleibt der Aspekt des zeitlich pulsierenden Förderstromes, wie dies bei Verdrängerpumpen teilweise zutrifft, zunächst unbeachtet.

## 1.2 Förderverhalten, Kennlinien

Zur Charakterisierung des Förderverhaltens dienen in erster Linie die **Drossel- und Stellkennlinien**. Die **Drosselkennlinie** stellt den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Förderdruck bei bestimmter Pumpendrehzahl dar. Da Verdrängerpumpen meist kleine interne Leckverluste aufweisen, zeigen sie drucksteife Kennlinien. Viele Bauarten eignen sich daher zum **volumetrischen Dosieren** von Fluiden. Die **Drosselkennlinie** von Kinetikpumpen ist immer druckweich, was durch die beträchtlichen internen Druck- und Leckverluste entsteht. Die **Stellkennlinien der Verdrängerpumpen sind meist linear**; daher sind derartige Pumpen gut für Regel- und Stellaufgaben geeignet.

Dagegen sind **Stellkennlinien von Kinetikpumpen nicht nur unlinear**, sondern auch stark druckabhängig (Bild 1.1). Aufgrund der druckweichen Drosselkennlinie können Kinetikpumpen durch Drosseln im Volumenstrom verstellt werden; Verdrängerpumpen selbstverständlich nicht, sie brauchen zur Absicherung gegen Überdruck Überström- bzw. Sicherheitsventile.

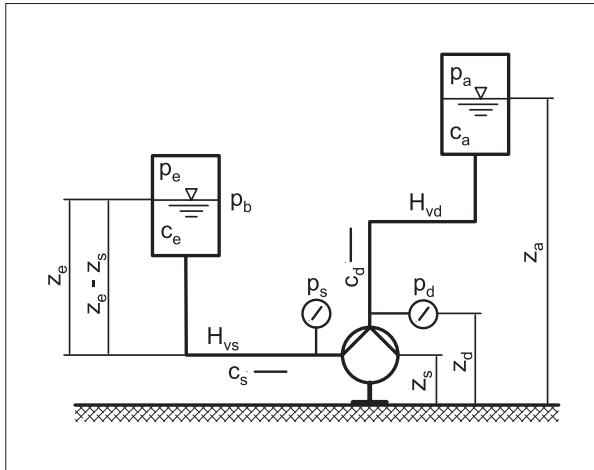
### 1.2.1 Förderhöhe

Mit der Bernoulli-Gleichung findet man die Förderhöhe  $H$  (in m Flüssigkeitssäule) pulsationsfrei fördernder Pumpen (**Bild 1.2**, s. dort Bezeichnungen):

Bezogen auf Saug-/Druckflansch:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} + (z_d - z_s) \quad (1.1)$$

Bezogen auf Saug-/Druckbehälter:



**Bild 1.2:**  
Installationschema

$$H = \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} + (z_a - z_e) + (H_{vs} + H_{vd}) \quad (1.2)$$

Die spezifische Förderarbeit  $Y$  ist unabhängig vom Fluid ( $g$  Erdbeschleunigung):

$$Y = H \cdot g \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right] \quad (1.3)$$

Die Strömungsdruckverluste  $H_v$  im Installationssystem rühren von Fluidreibung in Rohrleitungen sowie Stoßverlusten an Strömungswiderständen her und werden aus den Einzelbeiträgen für Saug- und Druckseite aufsummiert ( $L_{Ri}$ ;  $d_{Ri}$  Rohrlängung und -innendurchmesser für  $i$  Teilstücke):

$$H_v = \left( \sum \lambda_{i1} \cdot \frac{L_{Ri}}{d_{Ri}} + \sum \zeta_{i1} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1.4)$$

Rohrreibungszahl  $\lambda$  und Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  sind bei Newton'schen Fluiden von der Reynoldszahl ( $Re$ ) etwa nach folgender Näherung ( $v$  Strömungsgeschwindigkeit) abhängig ( $C_1$ ,  $C_2$  Konstanten):

$$\zeta; \lambda \approx \frac{C_1}{Re} + C_2 \quad (1.5)$$

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1.6)$$

# NETZSCH

## Unser Know How für Ihren Produktionsprozess

Seit mehr als fünf Jahrzehnten entwickeln und vertreiben wir weltweit Exzenterschneckenpumpen für Ihre Prozesse.

Das gewonnene Know-how bei der Optimierung, Entwicklung neuer und bestehender Produkte ergänzt durch Partnerschaften mit unseren nationalen und internationalen Kunden aus allen Industriezweigen.

- NEMO® Exzenterschneckenpumpen
- TORNADO® Drehkolbenpumpen
- NETZSCH Zerkleinerungssysteme
- NETZSCH Zubehör und Zusatzeinrichtungen
- NETZSCH Original-Ersatzteile und Service



Umwelt  
+ Energie



Chemie  
+ Papier



Nahrung  
+ Pharmazie



Öl + Gas

Unsere Vertriebskompetenz für weltweite Kunden

### Unsere Stärke

innovative Qualitätsprodukte und Leistungen

NETZSCH



### 1.2.2 Leistungsbedarf, Wirkungsgrad

Die nutzbare Förderleistung ergibt sich aus:

$$P_{\dot{V}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{V} \quad (1.9)$$

Der Leistungsbedarf bezogen auf die Pumpenantriebswelle bzw. die Pumpenkupplung beträgt:

$$P_K = \frac{P_{\dot{V}}}{\eta_K} \quad (1.10)$$

wobei  $\eta_K$  auch „Kupplungswirkungsgrad“ der Pumpe genannt wird.

Der Leistungsbedarf des gesamten Pumpenaggregats  $P_a$  einschließlich Antriebs- und Hilfseinrichtungen beträgt

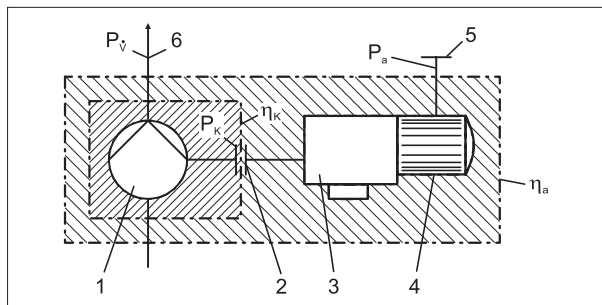
$$P_a = \frac{P_{\dot{V}}}{\eta_a} \quad (1.11)$$

wobei  $\eta_a$  den Wirkungsgrad des Gesamtaggregats bezeichnet (**Bild 1.4**).

**Bild 1.4:**

Leistungsbedarf,  
Wirkungsgrad

- 1 Pumpe,
- 2 Kupplung,
- 3 Getriebe,
- 4 Antriebsmotor,
- 5 Energieversorgung,
- 6 Förderleitung

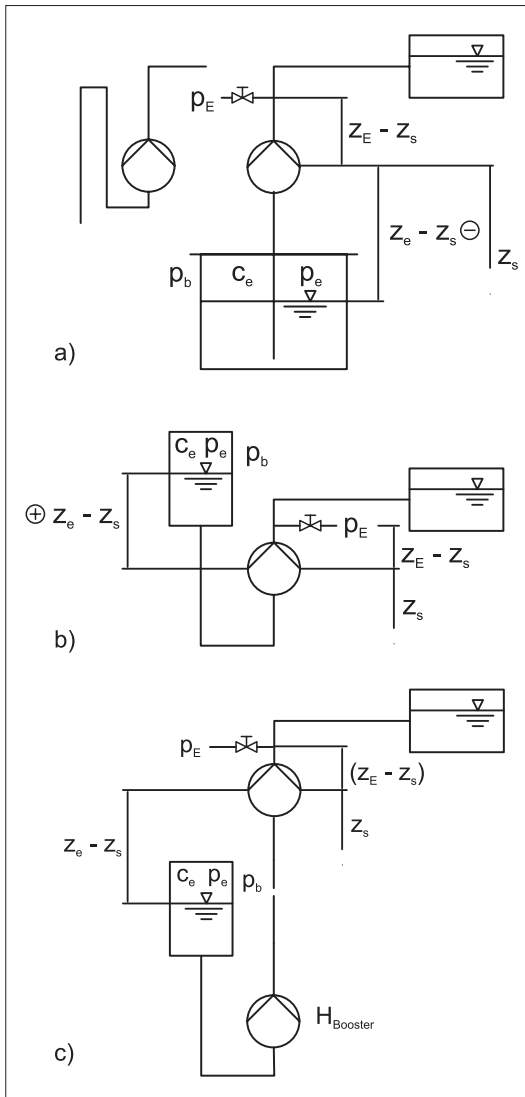


## 1.3 Saugverhalten

Die meisten Pumpen sind störanfällig gegen unplanmäßigen Phasenwechsel des Förderfluids, und sie müssen überhaupt ansaugen können, um ihrer Aufgabe gerecht zu werden.

### 1.3.1 Pumpenentlüftung

**Selbstentlüftendes Ansaugen (SEA)** mit oder ohne Gegendruck (**Bild 1.5**) verlangt von der Pumpe die Fähigkeit zur vorübergehenden Gas(Luft)-Förderung. **Trockenes SEA** bedeutet, dass die Pumpe bei Saugbeginn trocken ist. Bei **nassem SEA** hat die Pumpe eine benetzende bzw. funktional bedingte Fluidfüllung (z.B. Anordnung „im Sack“: s. Bild 1.5 a links). Die Ansaugfähigkeit einer Pumpe unter SEA-Bedingungen muss durch

**Bild 1.5:**

Ansaugverhältnisse

Analyse der Fähigkeit zur Gasförderung und -kompression geklärt werden. Beim trocken selbstentlüftenden Ansaugen ist Gegendruck generell hinderlich. Verdrängerpumpen mit internen Spalten erfahren durch Leckagerückströmung, insbesondere von Flüssigkeiten, eine Ansaughilfe. **Verdrängerpumpen eignen** sich – insbesondere mit benetzten Spalten – meist gut zum SEA, Kinetikpumpen in der Regel nur mit speziell dafür gestalteten Bauarten.

**Geflutetes Ansaugen** („Zulauf“) liegt vor, wenn das Fluid durch eine verfügbare Zulaufhöhe oder eine zusätzliche Boosterpumpe der Pumpe frei zur Entlüftung zufließt (Bild 1.5 b und c).

Die erforderliche Bedingung ist, dass die verfügbare Zulaufhöhe zur Flutung des Systems bis zur Entlüftungsstelle ausreicht ( $H_{\text{Booster}}$  Förderhöhe der Boosterpumpe, sonstige Bezeichnungen s. Bild 1.5):

$$\frac{p_e + p_b}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} + (z_e - z_s) + H_{\text{Booster}} > \frac{p_E}{\rho g} + (z_E - z_s) + H_P \quad (1.12)$$

Das bedeutet, dass die Gesamtdruckhöhe gegebenenfalls einschließlich der Förderhöhe einer Boosterpumpe größer als die an einer Entlüftungsstelle vorhandene Druckhöhe sein soll. Widerstände, die der Befüllung des Systems einschließlich Pumpe ( $H_P$ ) entgegenwirken, sind zu berücksichtigen.

### 1.3.2 Saugbedingungen

#### Kavitation

Hohlraum- bzw. Blasenbildung im Fluid wird Kavitation genannt. Entsprechend dem physikalischen Effekt, der die Blasenbildung bewirkt – Gas- oder Dampfblasen – bezeichnet man die Erscheinung präziser mit **Gas- oder Dampfkavitation**.

**In der Regel soll die Bildung von Gas- oder Dampfblasen während des Ansaugvorgangs im Pumpenarbeitsraum vermieden werden.**

Die Bildung von Gas(Luft)-Blasen entsteht durch die Druckabsenkung beim Fluideintritt, wenn der Gassättigungsdruck unterschritten wird. Da meist gas(luft)-gesättigte Fluide angesaugt werden, ist diese Gefahr häufig gegeben. **Gaskavitation** richtet keine der **Dampfkavitation** vergleichbaren Schäden an Pumpenbauteilen an, sie kann aber die Funktion volumetrischer Dosierpumpen stören.

Mit der Bildung von Gasblasen in der Flüssigkeit sinken der Förderstrom oder der erzielbare Förderdruck. Kommt es zu periodischer Ansammlung oder Abführung von Gasblasen im Arbeitsraum, so entstehen entsprechende Förderstromschwankungen.

**Dampfkavitation** entsteht, wenn im Arbeitsraum der Dampfdruck des Fluids erreicht wird. Die dann gebildeten Dampfblasen senken nicht nur den Förderstrom der Pumpe, sondern implodieren an Stellen höheren Drucks unter **Druckstößen** mit der Folge von **Kavitationserosion** bis zur totalen Pumpenzerstörung.

Da Fluide in der Regel unter den gegebenen Pumpendruckbedingungen sowohl ausgasen als auch verdampfen, liegt oft Dampf- und Gaskavitation als Mischform vor. Das **akzeptable Ausmaß der Kavitation** bezüglich wirtschaftlichem und zuverlässigem Pumpenbetrieb wird bei den einzelnen Pumpenbauarten detailliert betrachtet.

Der Begriff „Kavitation“ wird häufig auch im Sinne von „Kavitationsschäden“ benutzt.

#### Kriterium für Dampfkavitation

Zur Definition der Pumpenbedingungen mit Bezug auf Kavitationsgefahr dient international die (Netto) **Energiehöhe über Dampf- oder Sättigungsdruck** am Bezugsquerschnitt (meist Mitte Saugstutzen), die **NPSH** (Net Positive Suction Head) genannt wird.

Die von der Anlage zur Verfügung gestellte **NPSHA** (Net Positive Suction Head Available) beträgt bei **zeitlich konstant** (also pulsationsfrei) **fördernden Pumpen** ( $p_{DS}$  Dampf-, Sättigungsdruck):

$$NPSHA = \frac{p_e + p_b - p_{DS}}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} + (z_e - z_s) + H_{vs} \quad (1.13)$$

Gl. (1.13) stellt eine saugseitige Anlagenkennlinie für NPSHA dar, die bei pulsationsfrei fördernden Pumpen allein von der Strömungsgeschwindigkeit im saugseitigen Rohrleitungssystem abhängig ist (wegen  $H_v \sim \dot{V}^2 \sim v^2$  bei turbulenter Strömung; s. Gl. 1.7 und 1.8).

Die für die **Pumpe zur Vermeidung von Kavitation geforderte NPSHR** (Net Positive Suction Head Required) stellt eine meist experimentell zu bestimmende charakteristische Pumpenkenngroße dar, welche die erforderliche Energiehöhe über Dampfdruck am Pumpeneintritt bestimmt, so dass im Pumpenarbeitsraum Kavitation in akzeptablen Grenzen bleibt.

Zur Vermeidung von Kavitation muss dann die Bedingung

$$\text{NPSHA} > \text{NPSHR} \quad (1.14)$$

erfüllt sein.

Da die NPSHR-Bestimmung überwiegend experimentell erfolgt, ist es im Pumpenbau allgemein üblich, NPSHR 3 %-Werte für Wasser anzugeben, die einem Betriebszustand bei 3 % Förderstrom- bzw. Förderhöhenabfall durch bereits eingetretene Kavitation entsprechen. Diese Methode liegt in der einfachen experimentellen Ermittlung von NPSHR 3 % begründet.

Da in diesem Betriebszustand jedoch in der Regel bereits ein hohes Potenzial für Kavitationsschäden existiert, wird das Kriterium nach Gl. 1.14 mit erfahrungsgemäßen Sicherheitszuschlägen angewendet.

Weitere Erörterungen zum Kavitationsverhalten, dessen Modellierung sowie die Umrechnung auf andere Fluiddaten folgen jeweils bei den einzelnen Pumpenbauarten.

## 1.4 Pumpenauswahl

### 1.4.1 Lebenszykluskosten

Die wirtschaftlichste Pumpe für einen Anwendungsfall verursacht die geringsten Kosten während ihrer Lebenszeit (Lebenszykluskosten, Life Cycle Costs = LCC). Die Lebenszykluskostenbewertung, bereits bewährt in anderen Technikbereichen, gewinnt auch im Pumpenbau zunehmend Bedeutung [1-5]. Allerdings fehlen für die praktische Anwendung oft noch die erforderlichen Kostendaten, die nur durch längerfristige Erfassungen gewonnen werden können.

Nach [6] bestehen die Lebenszykluskosten (LCC) aus den initialen Investitionskosten für die betreffende Pumpe (AC), den dafür erforderlichen initialen Installationskosten (IC), den Betriebs- und Wartungskosten (OC), den Betriebsausfallkosten (LP) sowie Austauschkosten (RC).

$$\text{LCC} = \text{AC} + \text{IC} + \text{OC} + \text{LP} + \text{RC} \quad (1.15)$$

Die einzelnen Kosten bedürfen präziser Definition und Abgrenzung. Des weiteren müssen bei deren Bestimmung die Wertstellung und Preisindices beachtet werden.

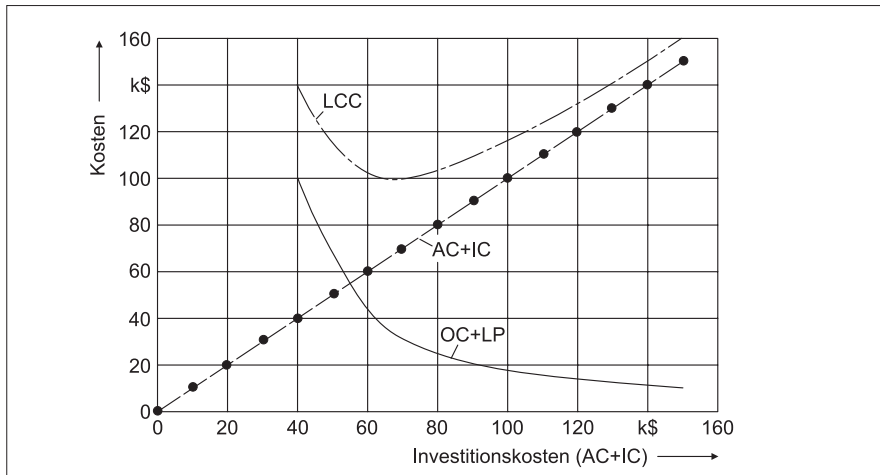
Zu den Einzelbeträgen in Gl. (1.15) noch einige Bemerkungen:

Die initialen **Investitionskosten** (AC + IC) umfassen die betriebsfertige Installation einschließlich Testphasen, Kontrollen, Nachweiserbringungen und Übernahmezertifikaten.

Die **Betriebskosten** (OC) umfassen zunächst Energiekosten und andere Versorgungs- und Entsorgungskosten (Wärme, Kühlung, Spülung, Dekontamination etc.). Bei Fluidarbeitsmaschinen gewinnen die Energiekosten mit zunehmenden Werten für Einschalt-dauer (Ein-/Ausschaltbetrieb bis Dauerbetrieb) und Leistungsbedarf wachsende Dominanz. Die **Wartungs- und Unterhaltskosten** (OC) umfassen nicht nur Arbeits- und Ersatzteilkosten, sondern auch beispielsweise damit verbundene Inspektionen, Test-, Dokumentations- und Trainingsaufwendungen.

Die **Produktionsausfallkosten** (LP) stehen in direktem Zusammenhang mit der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit der betroffenen Einrichtung, der installierten Redundanz





**Bild 1.6:** LCC für einen Druckluftverdichter (nach [6])

sowie der als optimal erkannten Wartungsphilosophie (geplant, zustandsorientiert, Notfall).

Die **Austauschkosten** (RC) fallen an, wenn eine Reparatur (s. Unterhalt) unwirtschaftlich wäre. In diesem Fall sind Ein-/Ausbau, Dekontamination, Reinigung, Entsorgung, Tests sowie Inspektionen neben den Aufwendungen für die Austauschteile anzusetzen.

Die LCC-Analyse bietet die Möglichkeit zur Bestimmung der wirtschaftlichsten Investitionskosten (**Bild 1.6**). Dem Beispiel (aus [6]) liegt zu Grunde, dass die Kostenanteile OC + LP mit steigenden Investitionskosten (AC + IC) abnehmen und ein Kostenminimum die optimalen Investitionskosten anzeigt.

Die LCC-Analyse bietet darüber hinaus klare Einblicke zur Auswahl optimaler Design-, Instandhaltungs- und Wartungskonzepte.

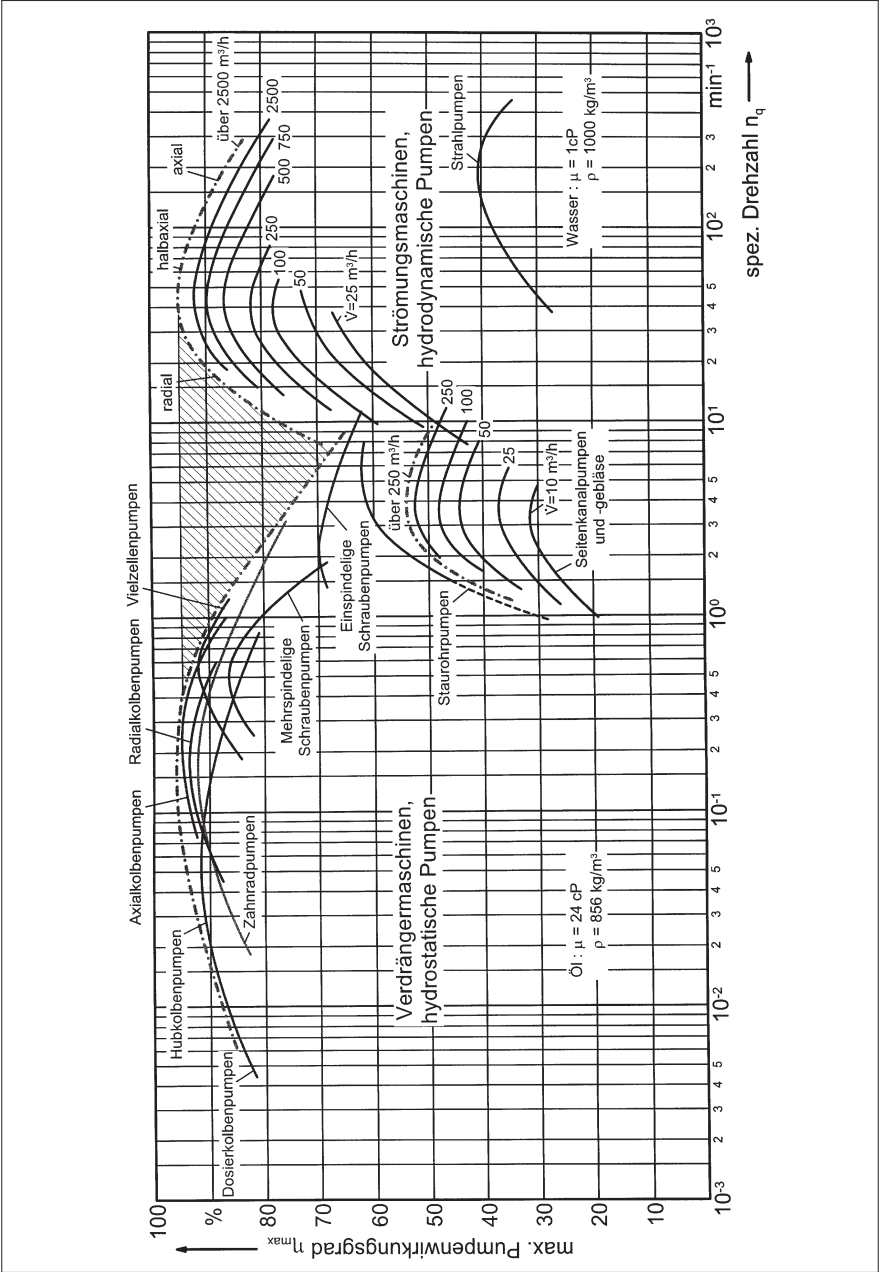
#### 1.4.2 Pumpenauswahl nach Energieverbrauch bzw. Wirkungsgrad

Bei Pumpen, die im Dauerbetrieb (Einschaltdauer 100 %) arbeiten, sind meist die Energiekosten der dominante Kostenfaktor.

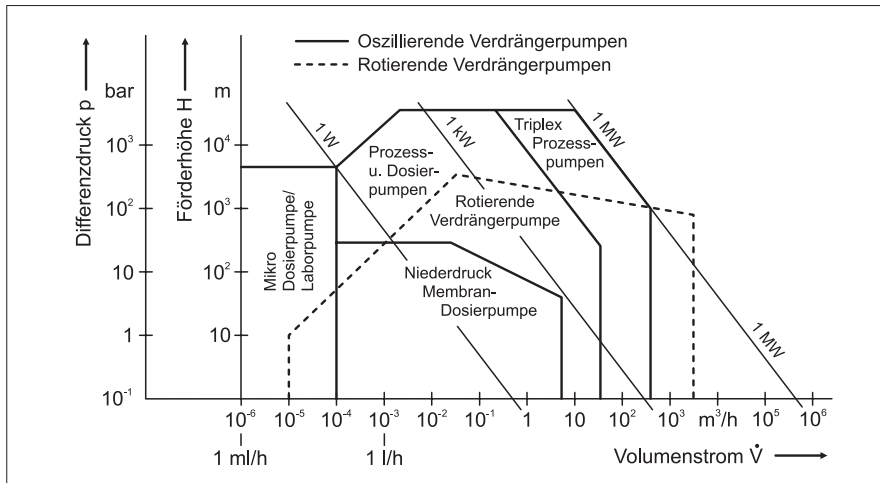
Zur Grobabgrenzung zwischen Kreisel(Kinetik)- und Verdränger(Hydrostatik)-Pumpen eignet sich der Vergleich der Wirkungsgradpotenziale auf Basis der spezifischen Drehzahl  $n_q$ , einer auf Ähnlichkeitsbetrachtungen beruhenden Pumpenkenngroße ( $n$  in  $\text{min}^{-1}$ ;  $\dot{V}$  in  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $H$  in  $\text{m}$ ):

$$n_q = n \cdot \frac{\dot{V}^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1.16)$$

Die ursprünglich von [7] stammende Darstellungsweise hat [8] erst kürzlich mit neuen Daten aktualisiert (**Bild 1.7**); sie gilt für Verdrängerpumpen und einstufige Kreiselpum-



**Bild 1.7:** Optimale energetische Pumpenwirkungsgrade  $\eta_{\max}$  in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl  $n_q$  (nach [8])



**Bild 1.8:** Verdrängerpumpen-Leistungsübersicht im  $\dot{V}/H$ -Diagramm

pen der jeweils optimalen Bauart (radiales, halbaxiales, axiales Laufrad) und bestimmte Fluidbedingungen (Kreiselpumpen: Wasser 1 mPas; Verdrängerpumpen: Öl 24 mPas).

Zu Bild 1.7 noch folgende weiteren Erläuterungen:

- Für Strahlpumpen wird wegen der hier fehlenden Drehzahl die spezifische Drehzahl mit dem Zusammenhang  $n_q = 158 \sigma^*$  ( $\sigma^*$  Schnelllaufzahl nach [8]) bestimmt.
- Für beide Pumpenarten – Kreis- und Verdrängerpumpen – sind einhüllende obere Grenzkurven des Wirkungsgrades angegeben; jene für Kreiselpumpen entspricht dem theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad nach [9, 10].
- Kreiselpumpen zeigen eine deutliche Wirkungsgradaufwertung (Maßstabeffekt) mit zunehmender Pumpengröße (Volumenstrom).

Bild 1.7 ist für die Praxis insofern nützlich, weil klar daraus die wirkungsgradgünstige Kreiselpumpenanwendung für den Bereich höherer spezifischer Drehzahlen hervorgeht. Da Verdrängerpumpen oberhalb von Volumenströmen im Bereich 200 – 400 m³/h auch wegen Baugröße und Investitionskosten meist unwirtschaftlich sind (s. schraffierte Lücke in Bild 1.7), ergibt sich die einfache Daumenregel (bei Kreiselpumpen ist  $n_q$  mit der jeweiligen Stufenförderhöhe zu ermitteln):

$n_q < 10 - 20$  Verdrängerpumpen zeigen meist höhere Wirkungsgrade

$n_q < 1 - 20$  Verdrängerpumpen zeigen haushoch höhere Wirkungsgrade

$n_q < 1$  fast unangefochtener Optimalbereich von Verdrängerpumpen

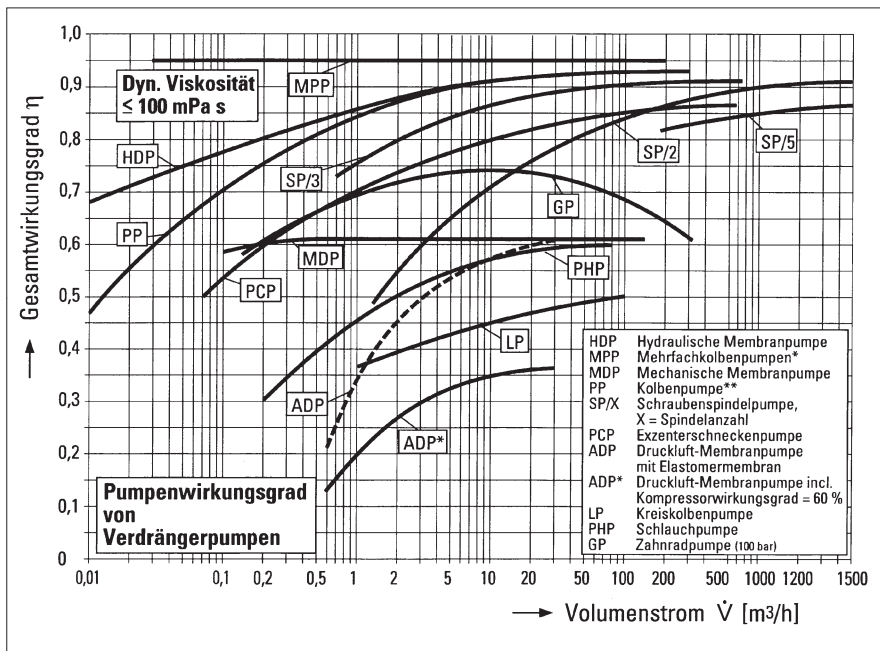
Das Wirkungsgradverhalten der verglichenen hydrodynamischen und hydrostatischen Pumpenwerte hat physikalische Gründe. Die direkte mechanische Energiewandlung mit geringer Strömungsgeschwindigkeit bei dichten Arbeitsräumen, wie bei Verdrängerpumpen gegeben, ist bei kleinen Volumenströmen und hohem Differenzdruck der hydrodynamischen Energiewandlung mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten und inneren Leckverlusten überlegen.

Eine Umfrage bei Pumpenherstellern ergab nach [11] für Pumpen im üblichen Leistungsbereich des kommerziellen Angebots (**Bild 1.8**), entsprechend dem Bereich spezifischer Drehzahlen von etwa  $10^{-3}$  bis 5, Pumpenwirkungsgrade, die in den **Bildern 1.9 und 1.10** (für Fluidviskosität  $< 10^2$  bzw.  $< 10^3$  mPa s) über dem Volumenstrom dargestellt sind.

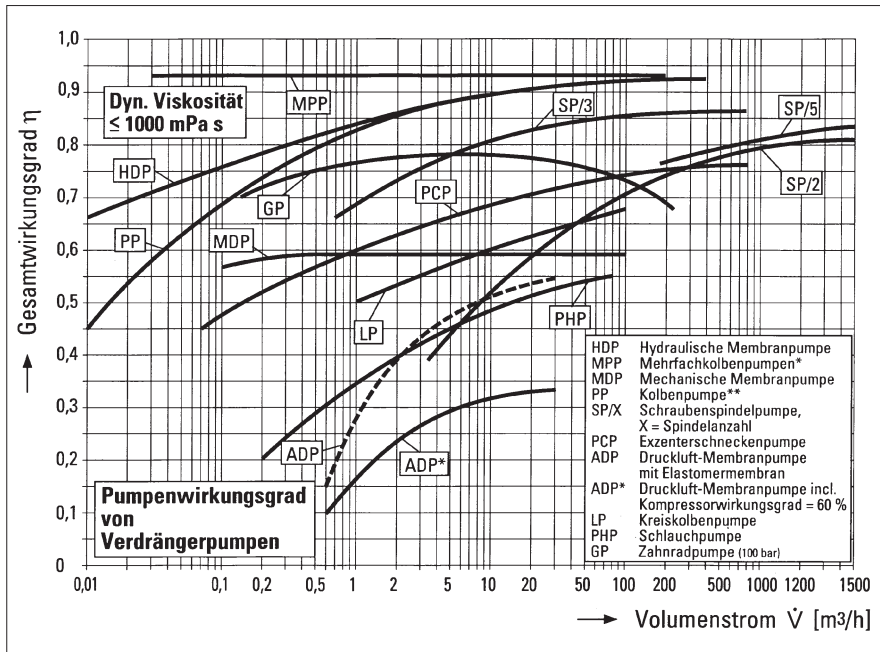
Ergänzend zum Wirkungsgradvergleich auf Basis der spezifischen Drehzahl nach Bild 1.7 werden die real erwartbare Streuung der Wirkungsgrade von Verdrängerpumpen ( $10^{-3} < n_q < 5 \cdot 10^0$ ) sowie die auch hier vorhandenen Maßstabeffekte deutlich. Physikalische Ursachen für die Streuung der Pumpenwirkungsgrade sind in der teilweise großen mechanischen Reibung (Schlauch-, Exzentrerschnecken-, Getriebepumpen) sowie der Antriebstechnik (pneumatische Antriebe) zu suchen. Der Einfluss der inneren Fluidreibung erscheint beim betrachteten schmalen Viskositätsbereich unbedeutend. Da aber Verdrängerpumpen in einem sieben Zehnerpotenzen umfassenden Viskositätsbereich der „Förderfluide“ (bis stichfest!) eingesetzt werden ( $> 10^7$  mPa s), stellt bei derartigen Anwendungen die innere Fluidreibung oft den entscheidenden Parameter dar, der Pumpenwirkungsgrade deutlich  $< 50\%$  bewirken kann (s. auch Kap. 3).

### 1.4.3 Pumpenauswahl nach Förderkennlinie

Die bereits in Abschnitt 1.1 und 1.2 erläuterten fundamentalen Unterschiede bei den Drossel- und Stellkennlinien können für die Pumpenauswahl entscheidende Kriterien darstellen. **Verdrängerpumpen zeigen generell drucksteife Drosselkennlinien und**



**Bild 1.9:** Erreichbare Pumpenwirkungsgrade, Förderfluid  $< 100$  mPa s (nach [11])

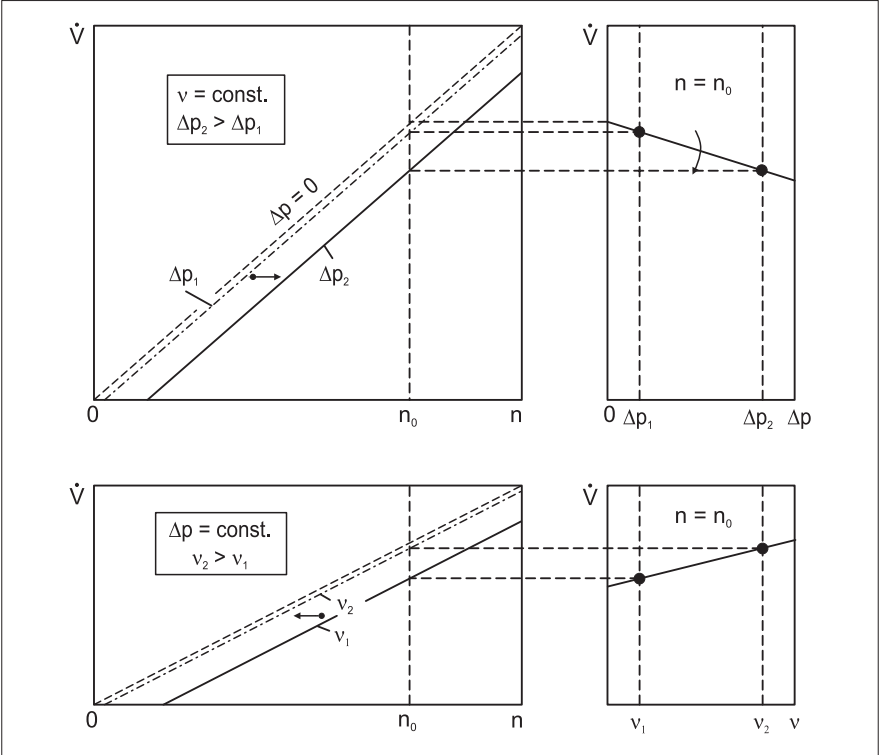


**Bild 1.10:** Erreichbare Pumpenwirkungsgrade, Förderfluid < 1000 mPa s (nach [11])

**lineare Stellkennlinien.** Diese Kennlinieneigenschaften werden in der Regel durch höhere Fluidviskosität noch ausgeprägter, weil die durch die internen Spalte entstehenden Leckverluste mit zunehmender Fluidviskosität mehr und mehr verschwinden. **Bild 1.11** zeigt diesbezüglich den gegenläufig gerichteten Einfluss von Fluidviskosität und Differenzdruck auf den Volumenstrom anhand der Stellkennlinien von Verdrängerpumpen mit internen Dichtspalten. Verdrängerpumpen fördern daher bei höher viskosen Fluiden weitgehend unabhängig von der Fluidviskosität, und sie prägen den Förderstrom aufgrund ihrer Drucksteifigkeit der bestehenden Anlage gegen alle Widerstände ein. Aus diesem Grund müssen zur Druck- bzw. Überlastungsbegrenzung Sicherungseinrichtungen (Überdruckventile) vorgesehen werden (**Bild 1.12**  $\Delta p_{\text{Druckbegr}}$ ). Tritt beispielsweise eine Rohrleitungsblockierung auf, so könnte der Förderdruck der Verdrängerpumpe bis  $\Delta p^*$  ( $\dot{V} = 0$ ) sehr stark ansteigen, in Grenzfällen bis zum elektrischen und mechanischen Überlastungsstopp.

**Bild 1.12** zeigt vergleichsweise die Betriebspunkte von Kreis- und Verdrängerpumpen bei konstanter Drehzahl, jedoch variablem Förderdruck  $\Delta p$  und unterschiedlicher Fluidviskosität ( $\nu_1 < \nu_2$ ) anhand der Drosselkennlinien. Trotz starker Veränderungen der Anlagenkennlinien ( $A_{\nu_1}$ ,  $A_{\nu_2}$ ) bleibt der Förderstrom unter Förderdruck- und Viskositätseinfluss bei Verdrängerpumpen kaum verändert (**Bild 1.12**, ausgefüllte Punkte), auch weil die Drosselkennlinien  $V$  mit der Viskositätserhöhung drucksteifer werden ( $V_{\nu_1}$ ,  $V_{\nu_2}$ ).

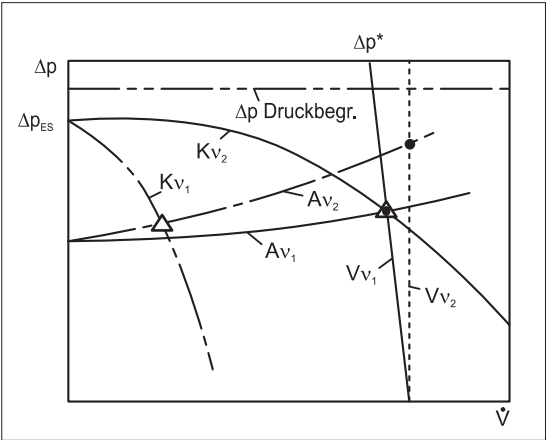
Verdrängerpumpen eignen sich aufgrund reproduzierbarer, wenig störgrößenunterworfenen linearer Stellkennlinien zum volumetrischen Dosieren von Flüssigkeiten.



**Bild 1.11:** Stellkennlinien einer Verdrängerpumpe mit internen Spalten (Schema)

oben: Differenzdruckeinfluß (rechts Drosselkennlinie)

unten: Viskositätseinfluß (rechts Viskositätskennlinie)



**Bild 1.12:**  
Förderverhalten unter Differenzdruck- und Viskositätseinfluß (Drosselkennlinien, Betriebspunkt), Vergleich: Kreisel(K)- und Verdränger(V)-Pumpen