

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

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.

Prof. Dipl.-Ing. Gerhard Vetter

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 gegenübergestellt.

Erläuterungen zur Bestimmung von Leistungsbedarf und Wirkungsgrad und zu den Stell-, Drossel-, Leistungsbedarf- und Wirkungsgradkennlinien schließt sich eine Übersicht baumspezifischer 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), hydroabra-siver Verschleiss und Abwehrmaßnahmen behandelt.

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

Der Verfasser dankt für die Unterstützung des Lehrstuhls Prozessmaschinen und Anla-gentechnik (Prof. E. Schlücker) – Herrn Bührer 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 bewäh-ren 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.

- Kreiselpumpen
- 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

Fristam
P U M P E N

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
1. Pumpen – Allgemeine Grundlagen	15
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
2. Allgemeines zu Rotierenden Verdrängerpumpen	33
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
3. Theorie Rotierender Verdrängerpumpen	43
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)	Spieldreieckige 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	Exzenter-schneckenpumpen	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
3.3	Leistungsbedarf und Wirkungsgrad	73
3.4	Pumpenkennlinien	76
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	Exzenter-schneckenpumpen	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
3.5	Dosierkonstanz	110
3.6	Saugverhalten	112
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
3.7	Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen	134
3.7.1	Unplanmäßige Gasanteile im Förderfluid	134
3.7.2	Planmäßige Förderung von Gasanteilen in Flüssigkeiten	135
3.8	Trockenlauf	139
3.9	Einige Betrachtungen zur realen Volumenstrompulsation	139
3.9.1	Zahnradpumpen	140
3.9.2	Drehkolbenpumpen	142
3.9.3	Exzenterschneckenpumpen	144
3.9.4	Schraubenspindelpumpen	147
3.9.5	Schlauchpumpen	149
3.10	Auslegung des Pumpenantriebs	151
4.	Ausführung, Eigenschaften, Anwendung	155
4.1	Gemeinsamkeiten	156
4.1.1	Wellendichtungen	156
a)	Gleittringdichtungen	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 dominanter Spaltverschleiß	197
	d) Einflußgrößen bei dominanter Gleitverschleiß	203
4.1.5.3	Praktische Pumpenauslegung	205
4.2	Zahnradpumpen	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
4.3	Drehkolbenpumpen	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
4.4 Flügelzellenpumpen	249
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
4.5 Schraubenspindelpumpen	262
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 Zweispidelpumpen 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
4.6 Exzenterorschneckenpumpen	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
4.7 Schlauchpumpen	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
Pulsationsdämpfung	303
4.7.4 Ausführungs- und Anwendungsbeispiele	303
Laborschlauchpumpen	304
Industrieschlauchpumpen	305
4.8 Sonstige Pumpen	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
	Literatur	315
	Formelverzeichnis	321
	Stichwortverzeichnis	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 Flüssigasen (z.B. O₂) 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 m³/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 manigfältigen Anforderungen. Die beiden großen Bauartengruppen (**Bild 1.1**) – hydrostati-

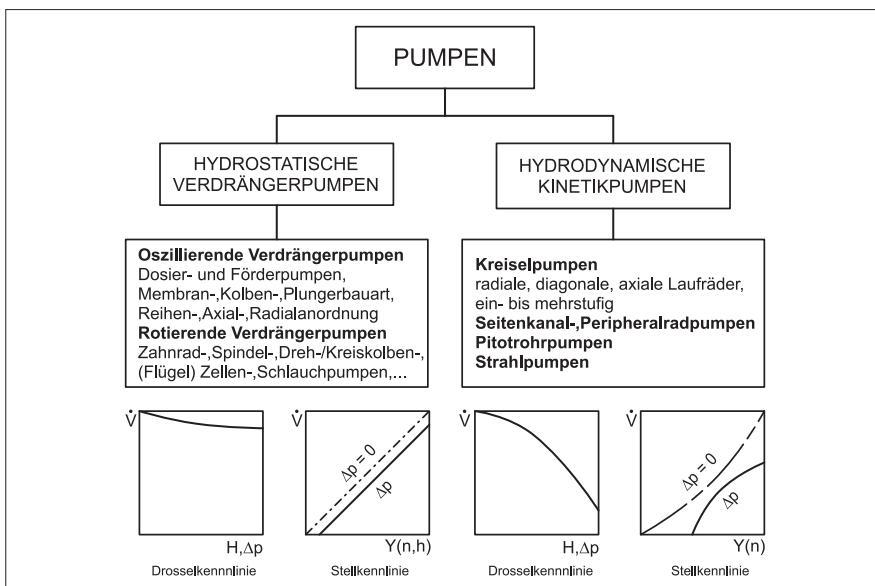


Bild 1.1: Pumpenübersicht

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 Stellauflagen 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:

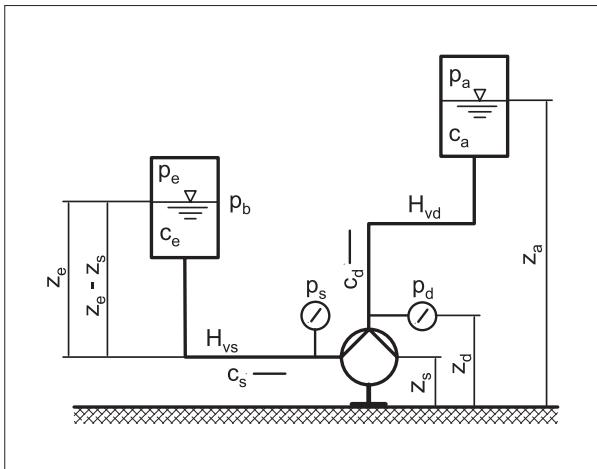


Bild 1.2:
Installationsschema

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

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

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

Die Strömungsdruckverluste H_v im Installationssystem röhren von Fluidreibung in Rohrleitungen sowie Stoßverlusten an Strömungswiderständen her und werden aus den Einzelbeiträgen für Saug- und Druckseite aufsummiert (L_R ; d_R Rohrleitungslänge und - innendurchmesser für i Teilstücke):

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

Rohrreibungszahl λ und Widerstandsbeiwerte ζ 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 ent-
produzieren und vertrieben wir weltweit
Exzenterschneckenpumpen für Ihre Prozesse.

Das gewonnene Know-how bei der Optimie-
rung und Entwicklung neuer und bestehender Produkte
ergänzt durch Partnerschaften mit unseren nationa-
len und internationalen Kunden aus allen Industriezweigen.

- **NEMO® Exzenterschneckenpumpen**
- **TORNADO® Drehkolbenpumpen**
- **NETZSCH Zerkleinerungssysteme**
- **NETZSCH Zubehör und Zusatzeinrich-
tungen**
- **NETZSCH Original-Ersatzteile und Service**



Umwelt + Energie



Chemie + Papier



Nahrung + Pharmazie



Öl + Gas

Unsere Vertriebs-
kompetente Be-
reiche bedienen
weltweite Kunden.

Unsere Stärke

innovative Qualitätsprodukte und Leistungen

NETZSCH

Daraus ergibt sich grundsätzlich für $H_v(\dot{V})$:

$$\text{turbulente Strömung } H_v \sim \dot{V}^2 \quad (1.7)$$

$$\text{laminare Strömung } H_v \sim \dot{V} \quad (1.8)$$

Die **Anlagenkennlinie $H(\dot{V})$** verläuft parabelförmig für turbulente und linear für laminare Strömung (**Bild 1.3**). Sie verläuft waagerecht, wenn die Strömungsverluste verschwindend klein sind (A_1), und geht durch den Ursprung (A_2), wenn weder statischer Differenzdruck noch geodätische Höhendifferenz vorhanden sind.

Beispiele A_1 : Kesselspeisepumpe

A_2 : Feuerwehrspritze

Der Betriebspunkt ergibt sich als Schnittpunkt von Drossel- und Anlagenkennlinie.

Verdrängerpumpen prägen ihren Förderstrom dem System ein, die Betriebspunktbestimmung ist hier daher durch die Pumpenauslegung weitgehend vorweggenommen.

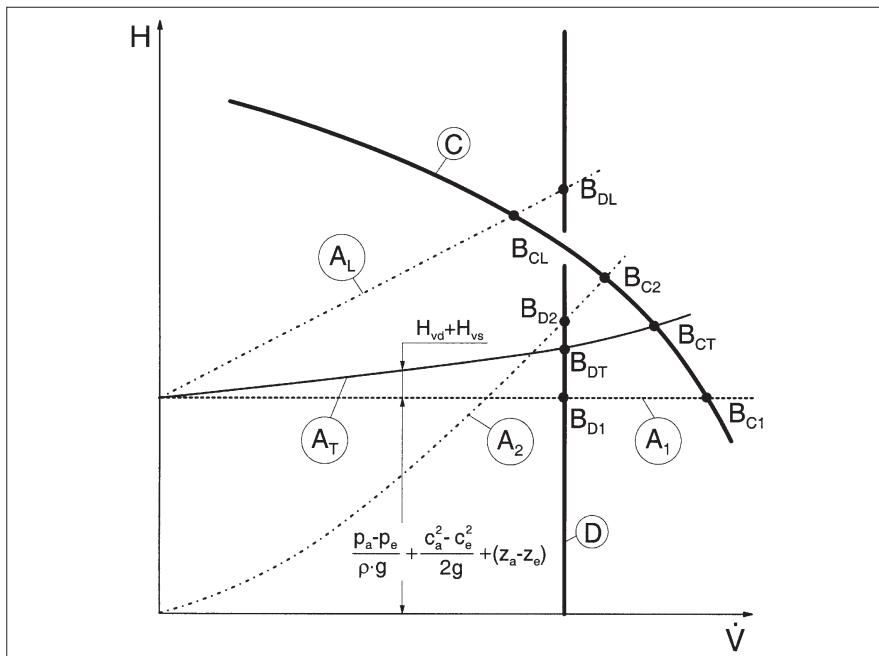


Bild 1.3: Anlagenkennlinie, Betriebspunkt

AT – turbulente Strömung, AL – laminare Strömung, C – Pumpenkennlinie Kreiselpumpen, D – Pumpenkennlinie Verdrängerpumpen, A1, A2 – s. Text, B – Betriebspunkte

1.2.2 Leistungsbedarf, Wirkungsgrad

Die nutzbare Förderleistung ergibt sich aus:

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

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

$$P_K = \frac{P_V}{\eta_K} \quad (1.10)$$

wobei η_K auch „Kupplungswirkungsgrad“ der Pumpe genannt wird.

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

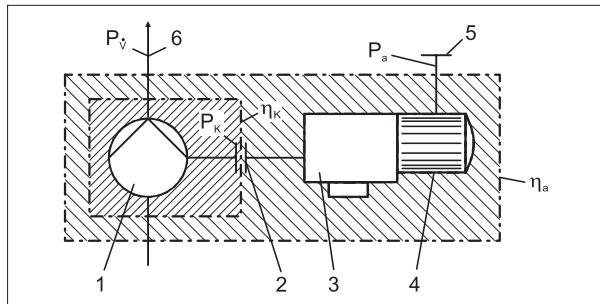
$$P_a = \frac{P_V}{\eta_a} \quad (1.11)$$

wobei η_a den Wirkungsgrad des Gesamttaggregats 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

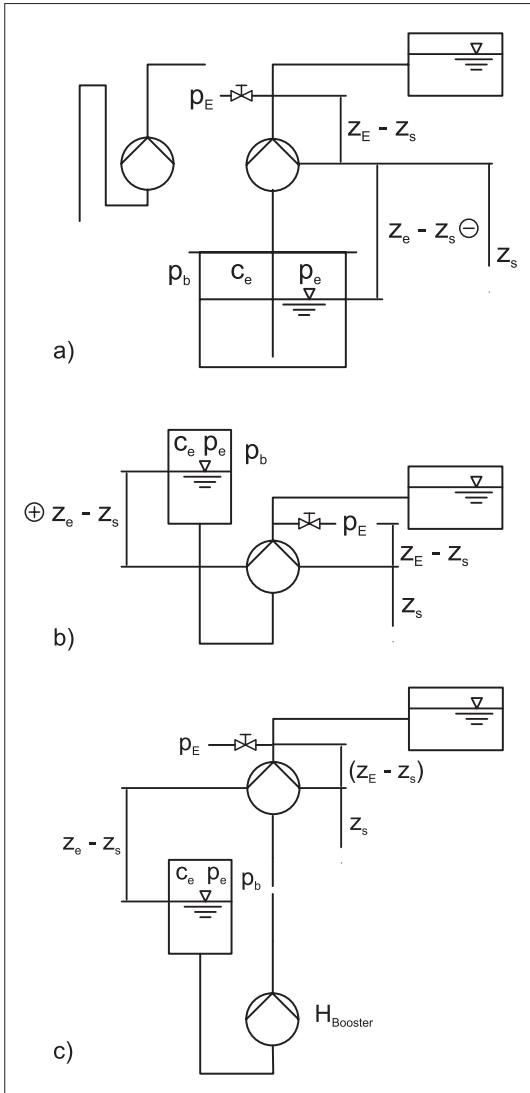


Bild 1.5:
Ansaugverhältnisse

Analyse der Fähigkeit zur Gasförderung und -kompression geklärt werden. Beim trockenen 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 Entlüftungsstelle zufließt (Bild 1.5 b und c).

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

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

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 Pumpenerstörung.

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 zuverlässigerem 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 $H_v \sim V^2 \sim v^2$ 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 Pumpenkenngröße 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 Kavitationsbeschäden 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 Preisindizes 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 Einschaltdauer (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

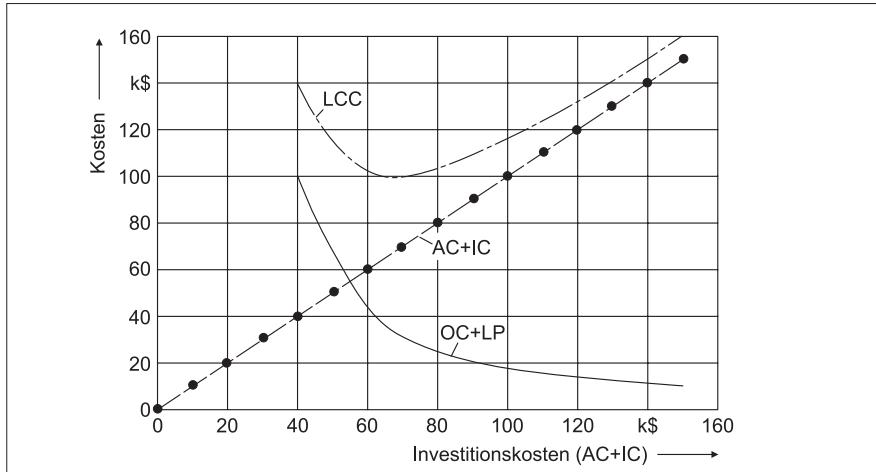


Bild 1.6: LCC für einen Druckluftverdichter (nach [6])

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 anzeigen.

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 min⁻¹; \dot{V} in m³/s; H in m>):

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

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

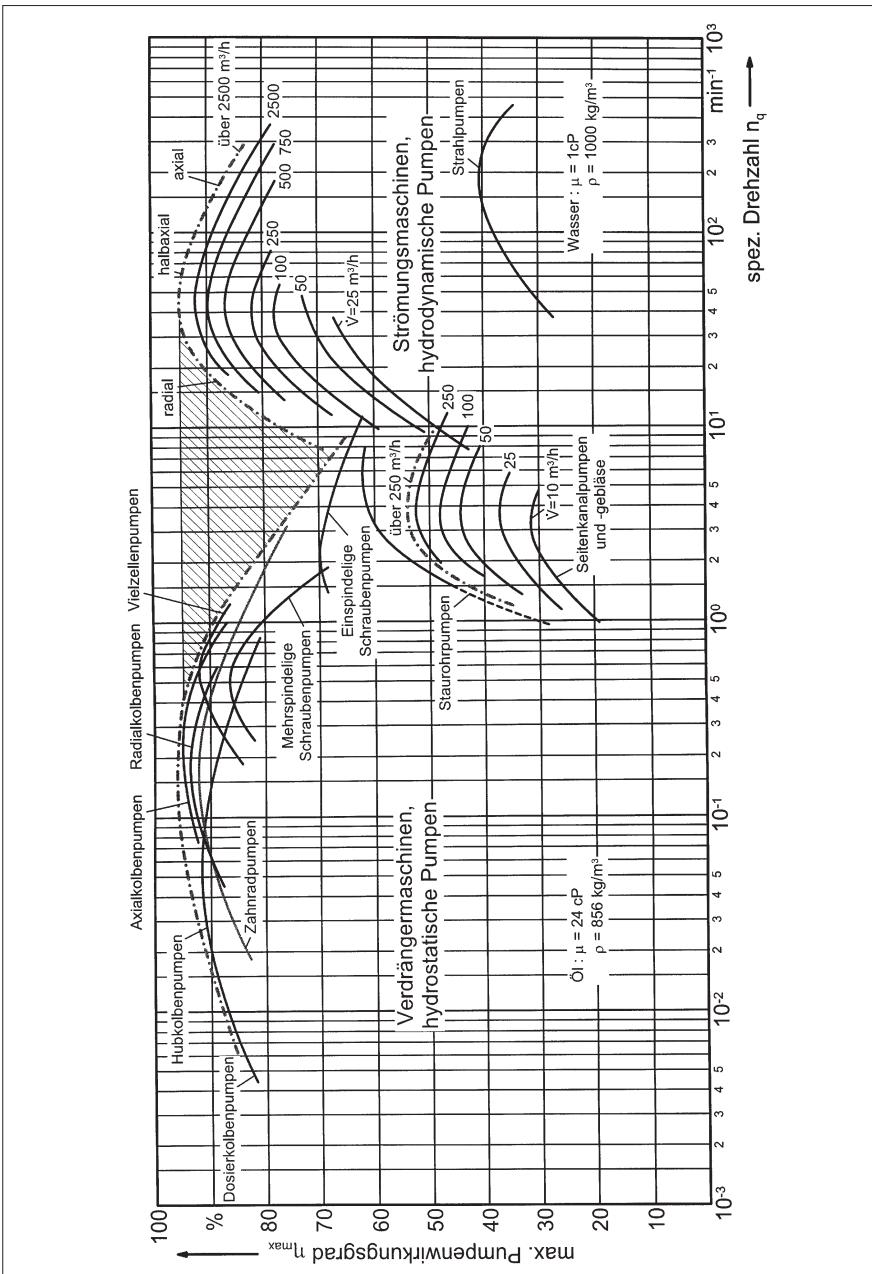


Bild 1.7: Optimale energetische Pumpenwirkungsgrade η_{\max} in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl n_q (nach [8])

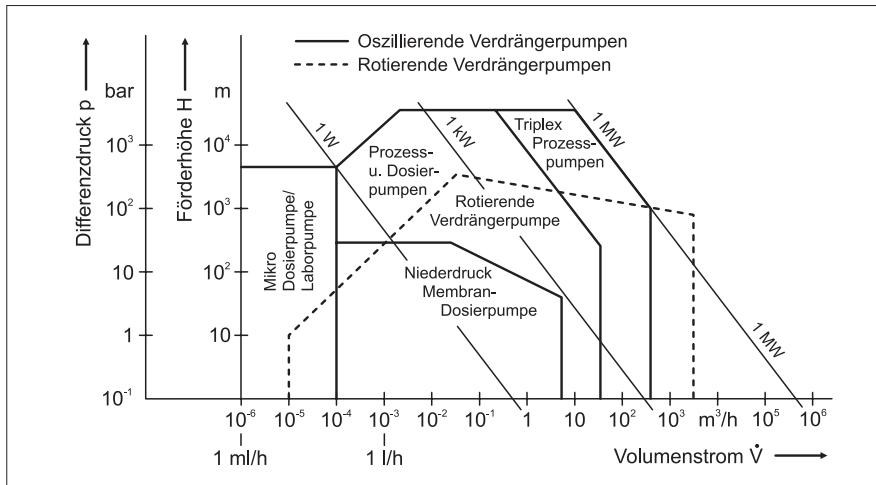


Bild 1.8: Verdrängerpumpen-Leistungsübersicht im \dot{V}/H -Diagramm

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 $n_q = 158 \cdot \sigma^*$ (σ^* Schnelllaufzahl nach [8]) bestimmt.
- Für beide Pumparten – Kreisel- 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 (Maßstabseffekt) 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. $< 10^3$ mPas) 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 Maßstabseffekte deutlich. Physikalische Ursachen für die Streuung der Pumpenwirkungsgrade sind in der teilweise großen mechanischen Reibung (Schlauch-, Exzenterschnecken-, 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 ($> 10^7$ mPas), 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**

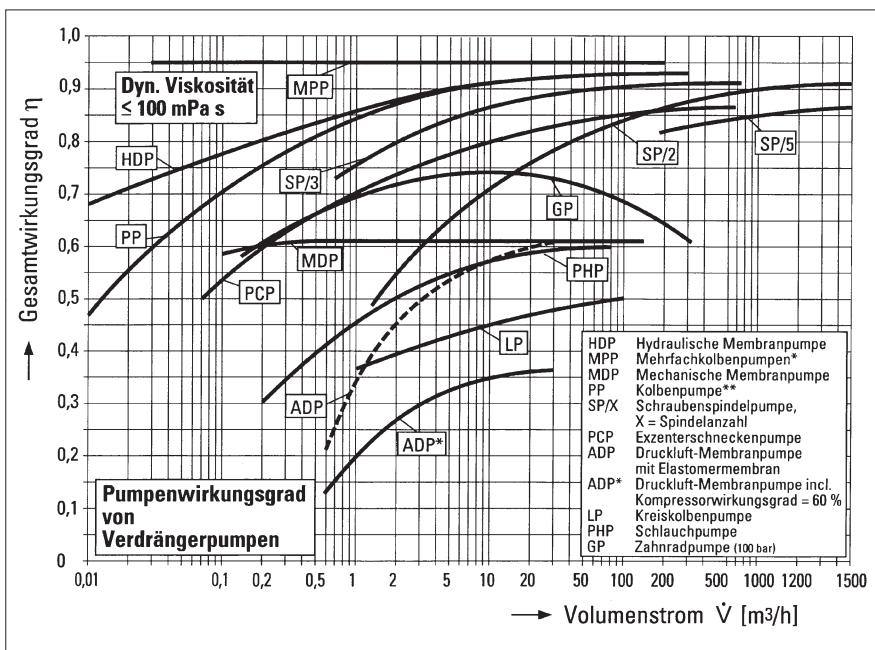


Bild 1.9: Erreichbare Pumpenwirkungsgrade, Förderfluid $< 100 \text{ mPas}$ (nach [11])

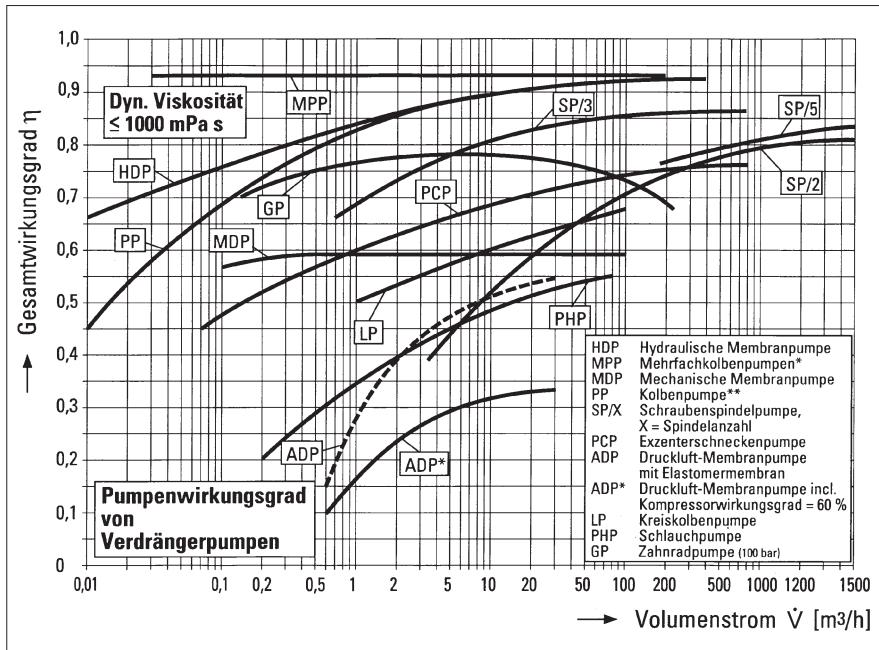


Bild 1.10: Erreichbare Pumpenwirkungsgrade, Förderfluid $< 1000 \text{ mPas}$ (nach [11])

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 $\Delta p_{\text{Druckbeg}}$). Tritt beispielsweise eine Rohrleitungsblockierung auf, so könnte der Förderdruck der Verdrängerpumpe bis Δp^* ($\dot{V} = 0$) sehr stark ansteigen, in Grenzfällen bis zum elektrischen und mechanischen Überlastungsstop.

Bild 1.12 zeigt vergleichsweise die Betriebspunkte von Kreisel- und Verdrängerpumpen bei konstanter Drehzahl, jedoch variablem Förderdruck Δp und unterschiedlicher Fluidviskosität ($v_1 < v_2$) anhand der Drosselkennlinien. Trotz starker Veränderungen der Anlagenkennlinien (A_{v1}, A_{v2}) 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_{v1}, V_{v2}).

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

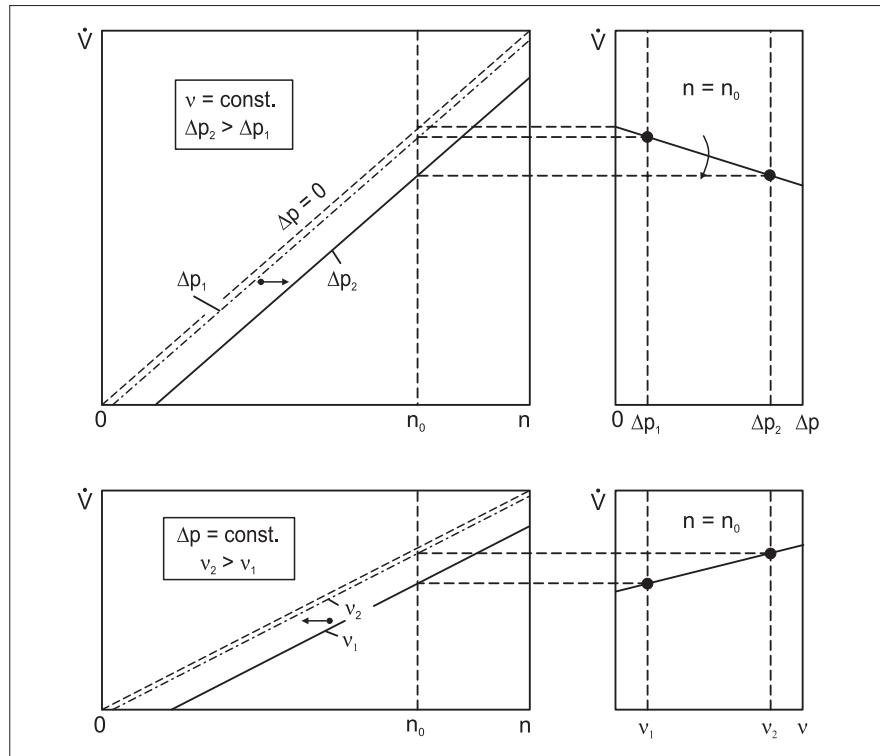


Bild 1.11: Stellkennlinien einer Verdrängererpumpe mit internen Spalten (Schema)
oben: Differenzdruckeinfluß (rechts Drosselkennlinie)
unten: Viskositätseinfluß (rechts Viskositätskennlinie)

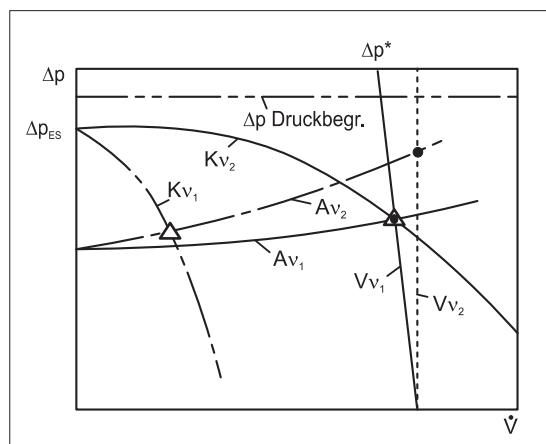


Bild 1.12:
Förderverhalten unter Differenzdruck- und Viskositätseinfluß (Drosselkennlinien, Betriebspunkt), Vergleich:
Kreisel(K)- und
Verdränger(V)-Pumpen