

Tiefbohrtechnik

# **Kolbenpumpen – Kreiselpumpen**

Von Ing. Edwin Bich und  
Ing. Dieter Kaselow

Mit 24 Bildern, 2 Tabellen und 2 Anlagen



VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie  
Leipzig

Herausgegeben von der VVB Erdöl-Erdgas, Gommern

Leitung und Organisation: Abteilung Bildung

Nur für die Qualifizierung im Bereich des Ministeriums  
für Geologie bestimmt

Gutachter für das Kapitel Kolbenpumpen:

Dipl.-Ing. Günter Schneider

Dipl.-Ing. Konrad Schuart

Gutachter für das Kapitel Kreiselpumpen:

Dipl.-Ing. Päd. Hermann Geib

Dipl.-Ing. Jürgen Bonin

1. Auflage

© VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1978

VLN 152-915/49/78

LSV 3183

Printed in the German Democratic Republic

Gesamtherstellung: VEB Druckerei "Thomas Müntzer",  
Bad Langensalza

Redaktionsschluß: 20. 4. 1977

Bestell-Nr. 541 421 5

## Inhaltsverzeichnis

1.	Kolbenpumpen	5
1.1.	Allgemeines über Pumpen	5
1.2.	Aufgabe und Einteilung der Pumpen	5
1.3.	Theoretische Grundlagen der Pumpen	6
1.3.1.	Nutzförderhöhe	6
1.3.2.	Widerstandshöhen	8
1.3.3.	Manometrische Förderhöhe	10
1.3.4.	Gesamtförderhöhe	11
1.4.	Leistung und Wirkungsgrad bei Kolbenpumpen	12
1.4.1.	Nutzleistung der Pumpe	12
1.4.2.	Indizierte Leistung	12
1.4.3.	Antriebsleistung	14
1.4.4.	Mechanischer Wirkungsgrad	14
1.4.5.	Hydraulischer Wirkungsgrad der Gesamtanlage	15
1.4.6.	Gesamtwirkungsgrad bei Kolbenpumpen	15
1.4.7.	Fördermenge und Liefergrad der Kolbenpumpen	17
2.	Aufbau und Wirkungsweise der Kolbenpumpe	20
2.1.	Allgemeine Grundsätze des Aufbaus und der Wirkungsweise	20
2.2.	Bauarten von Kolbenpumpen	21
2.2.1.	Saug- und Hubpumpe	21
2.2.2.	Einfachwirkende Kolbenpumpe	22
2.2.3.	Doppeltwirkende Kolbenpumpe	23
2.2.4.	Differentialkolben- oder Stufenkolbenpumpe	24
2.3.	Einteilung der Kolbenpumpen	26
2.3.1.	Einteilung nach Bauteilen	26
2.3.2.	Einteilung nach der Wirkungsweise	26
2.3.3.	Einteilung nach der Art des Kolbens	26
2.3.4.	Einteilung nach der Anzahl der Kolben	27
2.3.5.	Einteilung nach der Lage der Kolbenachse	27
2.4.	Einzelteile der Kolbenpumpe	28
2.4.1.	Ventile	28
2.4.2.	Kolben	29

2.4.3.	Stopfbuchsen	30
2.4.4.	Windkessel	31
2.4.5.	Sicherheitsventile	31
2.4.6.	Pumpenkörper	32
3.	Spülpumpen des Industriezweiges	
	Erdöl-Erdgas	33
3.1.	Allgemeine Angaben über Spülpumpen	33
3.2.	Beschreibung der Spülpumpe 2 PN 1250 A	35
3.3.	Allgemeine Wartung und Pflege	40
	Kontrollaufgaben	42
4.	Kreiselpumpen	43
4.1.	Allgemeines über Kreiselpumpen	43
5.	Aufbau und Wirkungsweise	43
5.1.	Laufräder	45
5.2.	Lagerung und Abdichtung der Antriebswelle	46
5.3.	Leiteinrichtungen	46
5.4.	Pumpvorgang	47
6.	Kennlinien von Kreiselpumpen	48
6.1.	Kennlinie des Rohrleitungsnetzes	49
6.2.	Berechnungsbeispiel	52
7.	Regelung von Kreiselpumpen	52
7.1.	Drosselung der Fördermenge	52
7.2.	Änderung der Drehzahl	54
8.	Zusammenschalten von Pumpen	55
8.1.	Parallelschalten zweier Kreiselpumpen	56
8.2.	Hintereinanderschalten zweier Kreiselpumpen	57
9.	Antriebsleistung	58
10.	Anwendung im Industriezweig	59
11.	Wartung und Pflege	60
11.1.	Inbetriebnahme	60
11.2.	Regelmäßige Kontroll- und Wartungsarbeiten	60
11.3.	Schäden und Störungen an Kreiselpumpen	61
	Literatur- und Quellenangaben	62
	Anlagen	64

## 1. Kolbenpumpen

### 1.1. Allgemeines über Pumpen

### 1.2. Aufgabe und Einteilung der Pumpen

Die Aufgabe einer Pumpe besteht in der Förderung von Flüssigkeiten von einem niedrigen auf ein höheres Niveau oder aus einem Raum niedrigen Druckes in einen Raum höheren Druckes. Das niedrige Niveau ist durch den Flüssigkeitsspiegel eines Brunnens oder Behälters gegeben, dem die Flüssigkeit entnommen wird. Das höhere Niveau wird durch den Flüssigkeitsspiegel eines Hochbehälters oder die Druckleitung bestimmt, in die die Pumpe fördert.

Pumpen werden nach der Arbeitsweise in zwei Hauptgruppen eingeteilt. Die eine Gruppe sind Pumpen mit absatzweiser Förderung, bei denen das Gehäuse (Zylinder) abwechselnd aus dem Saugraum gefüllt und in den Druckraum entleert wird.

Hierzu gehören

- Kolbenpumpen
- Flügelumpen
- Membranpumpen
- Pulsometer
- hydraulische Widder

Die andere Gruppe sind Pumpen mit ununterbrochener Förderung, bei denen ein gleichmäßiger Flüssigkeitsstrom aus der Saugleitung durch das Gehäuse hindurch in die Druckleitung gefördert wird.

Hierzu gehören

- Kreiselpumpen
- Drehkolbenpumpen
- Strahlpumpen

Die wichtigsten Pumpen sind Kolbenpumpen und Kreiselpumpen. Sie unterscheiden sich sowohl hinsichtlich ihres Antriebes wie auch ihrer Strömungsvorgänge. Im 1. Kapitel werden die Kolbenpumpen nach allgemeinen Gesichtspunkten untersucht.

Daher wird keine Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile von Kreiselpumpen und Kolbenpumpen vorgenommen. Es wird nur auf die Aufgaben, die theoretischen Grundlagen, den Aufbau sowie die Besonderheiten der Kolbenpumpen eingegangen.

### 1.3. Theoretische Grundlagen der Pumpen

#### 1.3.1. Nutzförderhöhe

Die Nutzförderhöhe  $H_n$  ist der Höhenunterschied zwischen dem Saug- und Druckflüssigkeitsspiegel. Die Nutzförderhöhe setzt sich aus der Saughöhe  $H_s$  und der Druckhöhe  $H_d$  zusammen (Bild 1).

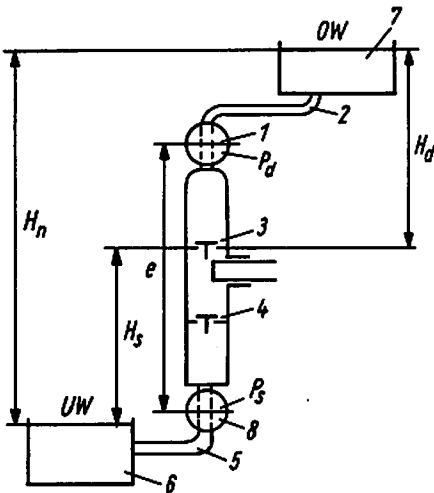


Bild 1  
Übersicht über die verschiedenen Höhen bei Kolbenpumpen /10/  
1 Druckwindkessel, 2 Druckleitung, 3 Druckventil, 4 Saugventil, 5 Saugleitung, 6 Saugbehälter, 7 Druckbehälter, 8 Saugwindkessel  
 $H_n$  Nutzförderhöhe  
 $H_n$  Saughöhe  
 $H_s$  Druckhöhe  
 $e$  Abstand zwischen Flüssigkeit im Saug- und Druckwindkessel  
OW oberer Wasserspiegel  
UW unterer Wasserspiegel  
 $P_s$  Manometerangabe Saugwindkessel  
 $P_d$  Manometerangabe Druckwindkessel

Die Saughöhe bei Kolbenpumpen ist der senkrechte Abstand zwischen dem Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter oder Brunnen und der Dichtfläche des Druckventils. Die Druckhöhe ist der senkrechte Abstand vom Druckventil bis zum Flüssigkeitsspiegel des Druckbehälters oder Ausfluß

$$H_n = H_s + H_d$$

Bei Kreiselpumpen ist die Saughöhe der senkrechte Abstand zwischen dem Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter oder Brunnen

und der Mitte der Pumpenwelle. Die Druckhöhe ist der senkrechte Abstand von der Wellenmitte bis zum Flüssigkeitsspiegel des Druckbehälters oder Ausfluß.

Die theoretische Saughöhe bei Wasser beträgt bei einer Temperatur von 4 °C in Höhe des Meeresspiegels 10,33 m. Die praktisch erreichbare Saughöhe ist wesentlich kleiner. Sie ist abhängig von

- Luftdruck
- Temperatur der Flüssigkeit
- Rohrlänge
- Art des Flüssigkeitsmediums
- Art des Saugkorbes

Der Luftdruck ist bekanntlich von der Höhenlage abhängig. Er beträgt in Höhe des Meeresspiegels 760 mm Quecksilbersäule (QS) = 760 Torr.

Mit zunehmender Höhe nimmt der Luftdruck ab. Das bedeutet, daß die Höhe des Aufstellungsortes die Saugfähigkeit der Pumpe maßgeblich beeinflusst. Der Höchstverlust durch Veränderung des Luftdruckes und der Temperatur der Flüssigkeit kann aus den nachstehenden Tabellen 1 und 2 entnommen werden.

Tabelle 1. Höchstverlust der Saugfähigkeit durch Veränderung des Luftdruckes /1/

Höhe über NN in M	Druck in Torr oder mm QS	theoretische Saughöhe in m WS
0	760	10,33
100	751	10,20
200	742	10,08
300	733	9,97
400	724	9,85
500	716	9,73
600	707	9,62
700	698	9,50
800	690	9,38
900	682	9,30

Tabelle 1 (Fortsetzung)

Höhe über NN in m	Druck in Torr oder mm QS	theoretische Saughöhe in m WS
1000	674	9,20
1500	635	8,60
2000	598	8,10
2500	563	7,70

Tabelle 2. Höchstverlust der Saugfähigkeit  
durch Veränderung der Temperatur /1/

Wassertemperatur in °C	Verlust der theoretischen Saughöhe in m WS	Druck in mm QS
0	0,062	4,58
5	0,089	6,54
10	0,125	9,20
20	0,283	17,50
30	0,432	37,70
40	0,752	55,20
50	1,257	92,30
60	2,031	149,20
70	3,177	233,10
80	4,829	354,60
90	7,149	525,60
100	10,330	760,00

### 1.3.2. Widerstandshöhen

In den Rohrleitungen sind weitere Widerstände zu überwinden, die sich als Druckverluste bemerkbar machen. Sie sind abhängig von der

- Rohrlänge
- Rohrweite (Durchmesser) bzw. Wassergeschwindigkeit
- Anzahl der Ventile
- Zahl der Richtungsänderungen



- Art des Saugkorbes
- und den in der Leitung eingebauten Schiebern

Der durch Reibung verursachte Druckverlust  $h$  wird angenähert errechnet aus der Formel

$$h_R = 0,00123 \frac{1}{d} \frac{C^2}{\rho} \quad (1)$$

- $h_R$  Druckverlust durch Rohrreibung in m WS
- $l$  Länge der Leitung in m
- $C$  Wassergeschwindigkeit in  $m \ s^{-1}$
- $d$  Durchmesser der Leitung in m
- $\rho$  Dichte der Flüssigkeit in  $kg \ dm^{-3}$

Diese Formel gilt, wenn die Länge der Rohrleitung in m, die Wassergeschwindigkeit in  $ms^{-1}$ , der Rohrdurchmesser in m und die Dichte der Flüssigkeit in  $kg \ dm^{-3}$  gegeben sind. Ist an Stelle der Wassergeschwindigkeit  $C$  die Fördermenge  $Q$  in  $m^3 \ s^{-1}$  bekannt, so gilt die Formel

$$h_R = 0,002 \frac{1}{d^5} \frac{Q^2}{\rho} \quad (2)$$

- $Q$  Fördermenge in  $m^3 \ s^{-1}$

Die Formel (1) läßt deutlich erkennen, daß die Rohrreibung mit der Rohrlänge und dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst. Darum sollte man in einer Saugleitung die Wassergeschwindigkeit möglichst nicht über  $1,2 \ m \ s^{-1}$  anwachsen lassen. Die Saughöhenverluste durch Schieber, Ventile und Krümmer werden mit genügender Genauigkeit aus der Formel

$$h_V = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{C^2}{2g} \rho \quad (3)$$

errechnet.

- $h_V$  Druckverlust durch Ventile, Schieber, Krümmer in m WS
- $\xi$  Widerstandsbeiwert
- $g$  Erdbeschleunigung in  $m \ s^{-2}$
- $\rho$  Dichte der Flüssigkeit in  $kg \ dm^{-3}$

Der Beiwert  $\xi$  für Ventile, Schieber, Krümmer usw. wird in Tabellen angegeben.

$\xi$  7 für Durchgangsventile

$\xi$  3 für Eckventile

$\xi$  0,3 für Schieber

$\xi$  0,2 für Normalkrümmer

Saugkörbe sollen, um einen geringen Druckverlust zu gewährleisten, reichlich Durchtrittsfläche ihrer Siebe und die Fußventile geringen Strömungswiderstand besitzen. Es ist sehr günstig, das Saugrohrende trichterförmig auszuweiten.

Aus der vorhergehenden Betrachtung ist zu ersehen, daß wie in der Saugleitung auch in der Druckleitung, infolge von Reibung, die Pumpe einen höheren Druck zu überwinden hat. Für die Ermittlung der Widerstandshöhe in der Druckleitung gelten die Formeln (1), (2) und (3) analog. Die Summe der in den Rohrleitungen auftretenden Widerstände wird als "äußere Widerstandshöhe" bezeichnet, da sie außerhalb des Pumpenraumes entsteht. Sie wird mit dem Buchstaben  $h$  gekennzeichnet und in m WS ausgedrückt.

$$h = h_s + h_d$$

$h$  äußere Widerstandshöhe in m WS

$h_s$  Widerstände der Saugleitung in m WS

$h_d$  Widerstände der Druckleitung in m WS

Man kann die äußeren Widerstände  $h$  in die äußeren Widerstände der Saugleitung  $h_s$  und der Druckleitung  $h_d$  unterteilen.

### 1.3.3. Manometrische Förderhöhe

Die manometrische Förderhöhe  $H_{\text{man}}$  ergibt sich aus der Anzeige  $p_s$  des Vakuummeters am Saugwindkessel und der Anzeige  $p_d$  des Manometers am Druckwindkessel und der Nutzförderhöhe  $H_n$

$$H_{\text{man}} = H_n + \frac{p_s + p_d}{\rho g}$$

Die manometrische Förderhöhe ist die Summe der Nutzförderhöhe und aller äußeren Widerstände, die in der Saug- und Druckleitung durch Reibung entstehen.

$$H_{\text{man}} = H_n + h$$

Die manometrische Förderhöhe ist immer größer als die Nutzförderhöhe.

#### 1.3.4. Gesamtförderhöhe

Hat man die manometrische Förderhöhe errechnet und sind die inneren Widerstände der Pumpe bekannt, so kann man die Gesamtförderhöhe bestimmen, indem die Summanden addiert werden.

$$H = H_{\text{man}} + Z$$

H Gesamtförderhöhe in WS

$H_{\text{man}}$  manometrische Förderhöhe in m WS

Z innerer Widerstand der Pumpe in m WS

Es ist ersichtlich, daß die von der Pumpe zu überwindende Gesamtförderhöhe H größer ist als die manometrische Förderhöhe. Des weiteren kann die Gesamtförderhöhe einer Kolbenpumpe berechnet werden nach der Formel

$$H_p = e + \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g}$$

$H_p$  Gesamtförderhöhe der Pumpe in m WS

e Abstand zwischen Saug- und Druckwindkessel in m

$p_d$  Druck am Druckstutzen in  $\text{kp cm}^{-2}$

$p_s$  Druck am Saugstutzen  $\text{kp cm}^{-2}$

$c_d$  Geschwindigkeit im Druckstutzen in  $\text{m s}^{-1}$

$c_s$  Geschwindigkeit im Saugstutzen in  $\text{m s}^{-1}$

$\rho$  Dichte der Förderflüssigkeit in  $\text{kg m}^{-3}$

## 1.4. Leistung und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen

### 1.4.1. Nutzleistung der Pumpe

Ist die Gesamtförderhöhe, die Fördermenge und die Dichte der Flüssigkeit bekannt, kann die Nutzleistung der Pumpe aus der Formel

$$P_N = \frac{\dot{V} H \rho}{102} \frac{g}{B}$$

errechnet werden.

Dabei sind

$P_N$  Nutzleistung

$\dot{V}$  tatsächliche Fördermenge in  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

$H$  Gesamtförderhöhe in m WS

$\rho$  Dichte der Flüssigkeit in  $\text{kg m}^{-3}$

$g$  Erdbeschleunigung in  $\text{m s}^{-2}$

$B$  Umrechnungsfaktor in  $\text{kgm kp}^{-1} \text{s}^2$

### 1.4.2. Indizierte Leistung

Die indizierte Pumpenleistung wird mit einem Indikator bestimmt. Der Indikator ist ein Instrument, mit dem man die Vorgänge im Inneren der Kolbenmaschinen - also bei Pumpen, Dampfmaschinen und Kompressoren - auf einem Diagrammformular sichtbar machen kann. Ein im Indikatorzylinder befindlicher federbelasteter Kolben wird durch den Druck  $p$  im Inneren der Pumpe bewegt. Die Feder preßt sich entsprechend diesem Druck mehr oder weniger zusammen und zeichnet ihre Längenänderung durch Hebelübertragung auf eine Schreibtrommel mittels eines Schreibstiftes in Ordinateenrichtung auf. Die Trommel wird gleichzeitig proportional zum Hub des Kolbens bewegt, so daß die Abszisse den Kolbenweg darstellt. Aus der gleichzeitigen Schreibstift- und Trommelbewegung entsteht das Druck-Weg-Diagramm der Pumpe, dessen Fläche  $A_D$  die Arbeit bei einer Umdrehung der Pumpe darstellt. Bild 2 zeigt ein solches Indikatordiagramm einer Kolbenpumpe.

Die atmosphärische Linie wird vor dem Öffnen des Absperrhahnes, also bei atmosphärischem Druck auf die Indikatortrommel, ge-

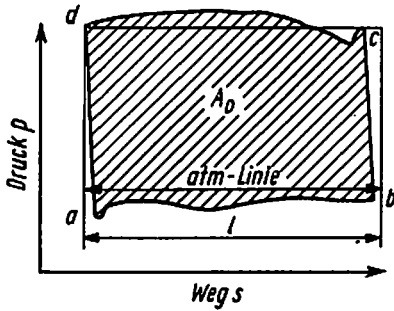


Bild 2  
Normales Indikatordiagramm  
einer Kolbenpumpe

schrieben und bildet die Grenze zwischen Unter- und Überdruck. Da die Diagrammfläche  $A_D$  ein Maß für die Größe der Arbeit bzw. Leistung der Pumpe ist, muß diese Leistung ermittelt werden. Wegen ihrer unregelmäßigen Begrenzung geschieht das durch Planimetrieren. Liegt das Ergebnis von  $A_D$  vor, wird der mittlere indizierte Druck  $p_i$  im Zylinder nach folgender Formel errechnet:

$$p_i = \frac{A_D}{l \cdot f}$$

$p_i$  mittlerer indizierter Druck in  $\text{kp cm}^{-2}$

$A_D$  Diagrammfläche in  $\text{cm}^2$

$l$  Diagrammlänge in  $\text{cm}$

$f$  Federmaßstab  $\text{cm kp}^{-1} \text{cm}^2$

Ist der indizierte Druck errechnet, so kann nach der Formel

$$P_i = \frac{A_K p_i s n}{60 \cdot 102}$$

die indizierte Leistung bestimmt werden.

$P_i$  indizierte Leistung in  $\text{kW}$

$A_K$  Kolbenfläche in  $\text{cm}^2$

$p_i$  mittlerer indizierter Druck in  $\text{kp cm}^{-2}$

$s$  Kolbenhub in  $\text{m}$

$n$  Drehzahl in  $\text{min}^{-1}$

### 1.4.3. Antriebsleistung

Unter Antriebsleistung  $P_A$  versteht man die Leistung an der Kurbelwelle. Im Bild 3 ist es die Leistung an der Riemenscheibe oder dem Kettenrad, da diese auf der Kurbelwelle befestigt sind. Die Motorleistung  $P_M$  wird in diesem Fall über einen Riementrieb der Antriebsscheibe der Pumpe zugeführt. Die Antriebsleistung  $P_A$  an der Antriebsscheibe ergibt sich aus

$$P_A = P_M \eta_u$$

$P_A$  Antriebsleistung

$P_M$  Motorleistung

$\eta_u$  Übertragungswirkungsgrad

Ist die indizierte Leistung einer Pumpe errechnet, wird mit Hilfe des mechanischen Wirkungsgrades die Antriebsleistung errechnet.

Sie ergibt sich aus

$$P_A = \frac{P_i}{\eta_{\text{mech}}}$$

$\eta_{\text{mech}}$  mechanischer Wirkungsgrad

Ist die Nutzleistung einer Pumpe und der Gesamtwirkungsgrad errechnet, wird die Antriebsleistung wie folgt ermittelt:

$$P_A = \frac{P_N}{\eta_{\text{ges}}}$$

$\eta_{\text{ges}}$  Gesamtwirkungsgrad

Daraus ist ersichtlich, daß die Antriebsleistung einer Pumpe auf mehreren Wegen errechnet werden kann.

### 1.4.4. Mechanischer Wirkungsgrad

Aus Bild 3 ist ersichtlich, daß der mechanische Wirkungsgrad einer Kolbenpumpe den mechanischen Verlust durch die Reibung im Kurbeltrieb (Kurbelwelle, Pleuellager und Kreuzkopflager und -führung), des Kolbens und der Kolbenstange einschließt.

Er ist somit der Quotient aus der Antriebsleistung und der indizierten Leistung.

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_i}{P_A}$$

Normalwerte für  $\eta_{\text{mech}}$  liegen zwischen 0,9 und 0,92. Liegt  $\eta_{\text{mech}}$  unter 0,9, so ist entweder die Reibung im Kurbeltrieb oder die Reibung des Kolbens bzw. der Kolbenstange zu groß.

#### 1.4.5. Hydraulischer Wirkungsgrad der Gesamtanlage

Der hydraulische Wirkungsgrad stellt sich dar als Quotient aus der Nutzleistung und der indizierten Leistung. Er umfaßt alle hydraulischen Verluste der Pumpe und des Leitungssystems.

$$\eta_h = \frac{P_N}{P_i}$$

Normalwerte für  $\eta_h \cong 0,94$

Zur Verschlechterung tragen insbesondere bei:

- zu große Rohrreibung
- zu häufige und zu scharfe Richtungsänderungen
- plötzliche Querschnittsänderungen ohne konische Übergangsstücke
- strömungstechnisch ungünstige Ventile (Durchgangsventile)
- teilgeöffnete Schieber u. a.

#### 1.4.6. Gesamtwirkungsgrad bei Kolbenpumpen

Der Gesamtwirkungsgrad ist das Produkt aus mechanischem und hydraulischem Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{mech}} \eta_h$$

Wenn die Antriebsleistung und die Nutzleistung bekannt sind, ist der Gesamtwirkungsgrad der Quotient aus der Nutz- und Antriebsleistung

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{P_N}{P_A}$$

Die Normalwerte liegen für den Gesamtwirkungsgrad zwischen 0,83 und 0,87. Wenn man Pumpen weder zu indizieren noch die Antriebsleistung derselben zu messen vermag, so bedient man sich des Normalwertes von  $\eta_{ges}$ , um aus der meist leichter zu bestimmenden Nutzleistung die Antriebsleistung angenähert zu ermitteln. Dann ist nach Umstellung der vorstehenden Formel die Antriebsleistung

$$P_A = \frac{P_N}{\eta_{ges}}$$

Der Übertragungswirkungsgrad  $\eta_u$  tritt bei der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe nicht in Erscheinung. Er hat mit der Pumpe an sich nichts zu tun, denn der Antrieb von Pumpen kann außer durch Riemen auch noch durch Zahnantrieb, durch direkte Kupplung mit einem langsam laufenden Motor oder über Getriebe mit Kardanwelle erfolgen. Bei direkter Kupplung mit einem langsam laufenden Motor kann der Übertragungsverlust vom Motor zum Kurbeltrieb vernachlässigt werden.

Bild 3 soll einen Überblick über die Leistungsverhältnisse und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen geben.

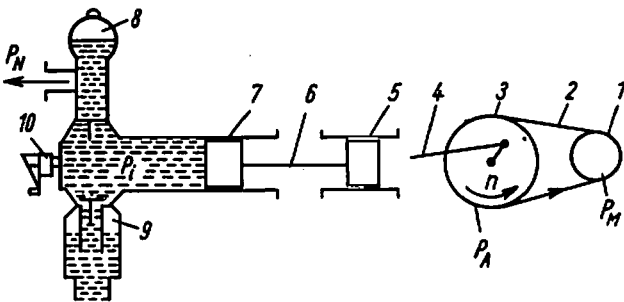


Bild 3. Übersicht über Leistungs- und Wirkungsgrade bei Kolbenpumpen

- 1 Motorscheibe; 2 Riementrieb; 3 Riemenscheibe;
- 4 Pleuel; 5 Kreuzkopf mit Führung; 6 Kolbenstange;
- 7 Kolben; 8 Druckwindkessel; 9 Saugwindkessel;
- 10 Indikator

$P_M$ Motorleistung	$P_i$ indizierte Leistung
$P_A$ Antriebsleistung	$P_N$ Nutzleistung



#### 1.4.7. Fördermenge und Liefergrad der Kolbenpumpen

Mit der Beziehung zwischen Kolbendurchmesser  $D$  und Kolbenhub  $s$  wird das Hubvolumen einer einfachwirkenden Einzylinderpumpe wie folgt bestimmt:

$$V_z = A_K s = \frac{D^2 \pi}{4} s$$

$V_z$  Hubvolumen der Pumpe in  $\text{dm}^3$

$A_K$  wirksame Kolbenfläche in  $\text{dm}^2$

$s$  Kolbenhub in  $\text{dm}$

Die Drehzahl  $n$  ist der Zahl der Doppelhübe pro Minute gleichzusetzen. Für eine einfachwirkende Einzylinderpumpe wird demnach das theoretische geförderte Volumen in der Zeiteinheit der theoretische Förderstrom

$$\dot{V}_{th} = \frac{V_z n}{60} = \frac{A_K s n}{60} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \quad (4)$$

$\dot{V}_{th}$  theoretische Fördermenge in  $\text{l s}^{-1}$

$n$  Doppelhübe in  $\text{min}^{-1}$

Praktisch ist jedoch der Liefergrad  $\lambda$  zu berücksichtigen.

$\lambda$  ist der Quotient aus der tatsächlich geförderten Menge und der theoretischen Fördermenge

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{th}}$$

$\lambda$  Liefergrad der Pumpe

$\dot{V}$  tatsächliche Fördermenge in  $\text{l s}^{-1}$

$\dot{V}_{th}$  theoretische Fördermenge in  $\text{l s}^{-1}$

Die theoretische Fördermenge ist dem Hubvolumen der Pumpe gleichzusetzen. Es ist einleuchtend, daß die tatsächliche Fördermenge mehr oder weniger kleiner sein muß als das Hubvolumen, und zwar aus folgenden Gründen:

- wenn der Saughub beginnt, tritt die Flüssigkeit infolge ihrer Trägheit nicht im gleichen Moment in den Zylinder ein

- wenn der Druckhub beginnt, ist das Saugventil noch offen, bis es sich infolge des Druckes im Zylinder und des eigenen Gewichtes oder einer Federkraft schließt; dabei kann wieder etwas Flüssigkeit durch das Saugventil entweichen
- bei undichten Ventilen entweicht ständig mehr oder weniger Flüssigkeit aus dem Druckraum in den Zylinder bzw. aus dem Zylinder in die Saugleitung
- durch undichte Stopfbuchsen und Kolben wird ebenfalls die Fördermenge der Pumpe herabgesetzt

Man sollte den Liefergrad nicht, wie es häufig geschieht, volumetrischen Wirkungsgrad nennen, da ein Wirkungsgrad zwei Energiemengen ins Verhältnis setzt, hier jedoch zwei Volumen verglichen werden.

Normalwerte für den Liefergrad liegen bei

$$\lambda = 0,95 \text{ bis } 0,96$$

Durch Einsetzung des Liefergrades in die Formel (4) wird die tatsächliche Fördermenge bestimmt.

$$\dot{V} = \dot{V}_{th} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda \quad (5)$$

Bei der Betrachtung einer doppelwirkenden Einzylinderpumpe mit nicht durchgehender Kolbenstange (s. Bilder 7 und 8) muß die kurbelseitige Fördermenge bestimmt werden. Das kurbelseitige Volumen muß um das Kolbenstangenvolumen geringer sein.

$$V_{zk} = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} s$$

$V_{zk}$  Hubvolumen der Pumpe auf der Kurbelseite in  $\text{dm}^3$

$D$  Kolbendurchmesser in dm

$d$  Kolbenstangendurchmesser in dm

$s$  Kolbenhub in dm

Setzt man  $V_{zk}$  in die Formel (5) ein, kann man den tatsächlichen kurbelseitigen Förderstrom bestimmen.

$$\dot{V} = (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

Der tatsächliche Förderstrom einer doppeltwirkenden Einzylinderpumpe wird bei nicht durchgehender Kolbenstange nach den Formeln

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} + \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{D^2 + (D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda$$

$$\dot{V} = \frac{(2 D^2 - d^2) \pi}{2} s \frac{n}{60} \lambda$$

bestimmt.

Hierbei bedeuten:

$\dot{V}$	Fördermenge in $l \text{ s}^{-1}$
$D$	Kolbendurchmesser in dm
$d$	Kolbenstangendurchmesser in dm
$s$	Kolbenhub in dm
$n$	Doppelhübe in $\text{min}^{-1}$
$\lambda$	Liefergrad

Bei Mehrzylinderpumpen mit gleichen Abmessungen muß dann die Fördermenge noch mit der Zylinderzahl  $z$  multipliziert werden. Daraus ergeben sich nachfolgende Formeln zur Berechnung der Fördermenge für Mehrzylinderpumpen:

Einfachwirkend:

$$\dot{V} = \frac{D^2 \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda z$$

Doppeltwirkend:

$$\dot{V} = \frac{(2 D^2 - d^2) \pi}{4} s \frac{n}{60} \lambda z$$



sich öffnende Druckventil in die Druckleitung. Sowohl das Ansaugen und das Fördern der Flüssigkeit erfolgen bei einer Kolbenpumpe nicht gleichmäßig. Erstens wird nur beim Saughub angesaugt bzw. beim Druckhub gefördert, und zweitens ist auch während dieser Hübe der Flüssigkeitsstrom nicht konstant, weil die Kolbengeschwindigkeit während des Hubes ungleichmäßig ist.

Wäre zwischen Pumpe und Saugleitung einerseits bzw. zwischen Pumpe und Druckleitung andererseits kein elastisches Glied zwischengeschaltet, würden in diesen Leitungen starke Druckschwankungen entstehen.

Deshalb werden sowohl ein Saug- als auch ein Druckwindkessel angebracht, deren Luftpolster diese Schwankungen in bestimmten Maßen ausgleichen. Die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens kann durch einen Kurbeltrieb, durch eine Schwinge oder durch einen Dampfkolben erzeugt werden.

## 2.2. Bauarten von Kolbenpumpen

### 2.2.1. Saug- und Hubpumpe

Die einfachste Kolbenpumpe ist die Saug- und Hubpumpe. Sie besteht aus einem zylindrischen Rohr, in dem mit Hilfe einer Kolbenstange ein Ventilkolben bewegt wird. Am tiefsten Punkt des Rohres befindet sich das Saugventil. Das Bewegen der Kolbenstange erfolgt über eine zweiarmige Hebelschwinge. Durch das Nachobengleiten des Ventilkolbens entsteht unter dem Kolben ein Unterdruck, wodurch aus der Saugleitung durch das geöffnete Saugventil Flüssigkeit angesaugt wird. Bewegt sich der Ventilkolben nach unten, strömt die Flüssigkeit durch das Ventil, das im Kolben eingebaut ist, in den Raum oberhalb des Kolbens. Dabei ist das Saugventil geschlossen. Der Vorgang muß solange wiederholt werden, bis das Rohr gefüllt ist. Wird nun der Kolben aufwärts bewegt, dann läuft die dem Hubvolumen entsprechende Flüssigkeitsmenge durch den Auslauf ab, während infolge des unterhalb des Kolbens entstehenden Unterdrucks das Saugventil geöffnet und aus dem Saugrohr erneut Flüssigkeit angesaugt wird. Da nur bei Kolbenauf-

wärtsbewegungen Förderarbeit geleistet wird, ist der Leistungsbedarf ungleichmäßig.

### 2.2.2. Einfachwirkende Kolbenpumpe

Die einfachwirkende Kolbenpumpe liegender Bauart wird in den Prinzipskizzen der Bilder 5 und 6 dargestellt. Ihre Wirkungsweise wurde bereits im Abschnitt 2.1. beschrieben.

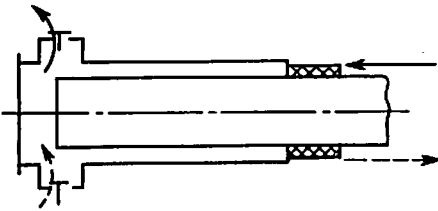


Bild 5. Einfachwirkende Pumpe mit Tauchkolben

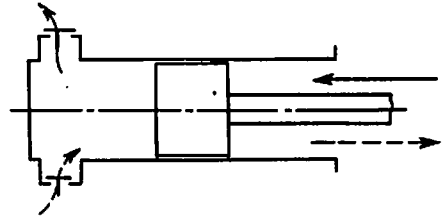


Bild 6. Einfachwirkende Pumpe mit Scheibenkolben

Die einfachwirkende Kolbenpumpe wird hauptsächlich mit einem Tauchkolben, der durch eine Stopfbuchse abgedichtet ist, ausgestattet. Da diese Pumpe während eines Hubes nur einmal saugt und fördert, wird sie als einfachwirkend bezeichnet. Der Förderstrom ist ungleichmäßig. Da die Druckhöhe meist ein Vielfaches der Saughöhe beträgt, ist auch der Arbeitsbedarf bei Hin- und Rückgang des Kolbens sehr verschieden. Trotz dieser beiden Nachteile ist die einfachwirkende Kolbenpumpe für viele Anwendungsgebiete ausreichend. Sie hat den Vorteil großer Einfachheit und wird vor allem wegen der guten Abdichtung des Tauchkolbens mittels Stopfbuchsen als Presspumpe verwendet. Die Nachteile der ungleichmäßigen Förderung können durch Zusammenbau von zwei bzw. drei Pumpenelementen unter entsprechender Kurbelversetzung ausgeglichen werden. Am häufigsten findet die einfachwirkende Kolbenpumpe als Drillingspumpe mit je  $120^\circ$  Kurbelversetzung Verwendung. Die erreichten Drücke betragen dabei bis zu 1000 at.

### 2.2.3. Doppeltwirkende Kolbenpumpe

Die Prinzipskizze des Bildes 7 zeigt den Aufbau einer doppeltwirkenden Kolbenpumpe mit Tauchkolben.

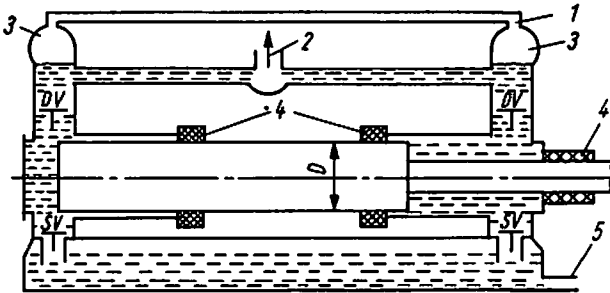


Bild 7. Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Tauchkolben /1/  
1 Verbindungsleitung der Windkessel; 2 Druckstutzen; 3 Druckwindkessel; 4 Stopfbuchsen; 5 Saugstutzen mit Saugwindkessel;  
DV Druckventil      SV Saugventil

Bewegt sich der Kolben nach rechts, wird im linken Pumpenteil angesaugt, im rechten dagegen gefördert, bewegt sich der Kolben nach links, wird im rechten Pumpenteil angesaugt und im linken gefördert. Es wird also je Hub sowohl angesaugt als auch gefördert.

Die Pumpe ist demnach doppeltwirkend. Diese Ausführung hat den Vorteil gleichmäßigerer Antriebsarbeit und Fördermenge beim Hin- und Rückgang des Kolbens (unter Vernachlässigung der Kolbenstangendicke) und eines fast gleichmäßigen Förderstroms durch die beiden Windkessel. Beide Pumpenseiten haben meist einen gemeinsamen Saugwindkessel. Die Druckwindkessel sind durch eine Leitung miteinander verbunden. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch zwei Stopfbuchsen. Bei dieser Ausführung sind die Stopfbuchsen von außen gut zu überwachen bzw. nachzustellen. Nachteilig ist jedoch, daß das Kolbenstück zwischen den beiden Stopfbuchsen mit der Außenluft in Berührung kommt. Um bei längerem Stillstand Korro-





Der Stufenkolben hat links einen großen Querschnitt, rechts einen kleinen Querschnitt. Der Kolbenhub der Pumpe wird im weiteren Text mit  $s$  bezeichnet. Bewegt sich der Kolben nach rechts, dann saugt er das Flüssigkeitsvolumen  $A s$  ( $A =$  Fläche des großen Kolbendurchmessers) an, gleichzeitig drückt er bei der Bewegung aus dem Ausgleichsraum die Flüssigkeitsmenge  $(A - A_1) s$  in die Druckleitung ( $A_1 =$  Fläche des kleinen Kolbendurchmessers). Wird der Kolben nach links bewegt, dann wird das Flüssigkeitsvolumen  $A s$  aus dem Pumpenraum in den Ausgleichsraum gedrückt. Durch den Stufenkolben bleibt jedoch die Flüssigkeitsmenge  $(A - A_1) s$  im Ausgleichsraum, die Flüssigkeitsmenge  $A_1 s$  wird in die Druckleitung gefördert. Wird der Stufenkolben im Verhältnis  $A_1 = \frac{A}{2}$  ausgeführt, dann fördert die Pumpe beim Hin- und Rückgang die gleiche Flüssigkeitsmenge. Die Kolbenquerschnittsfläche  $A_1$  kann auch so gewählt werden, daß beim Hin- und Rückgang des Kolbens die Antriebskraft gleich groß ist. Eine Differentialkolbenpumpe wirkt saugseitig wie eine einfachwirkende Pumpe. Druckseitig fördert sie jedoch beim Hin- und Rückgang des Stufenkolbens wie eine doppeltwirkende Pumpe. Der Vorteil gegenüber einer doppeltwirkenden Pumpe besteht darin, daß bei der Differentialpumpe nur ein Saug- und ein Druckventil notwendig sind. Es werden zwei Ventile eingespart. Sie kann für kleine und mittlere Förderströme und insbesondere bei hohen Drücken verwendet werden. Die dargestellte Pumpe entspricht von der Funktion her einer einfachwirkenden Pumpe mit nachgeschaltetem Pulsator. Da der Stufenkolben und das aus mehreren Teilen bestehende Pumpengehäuse die Fertigungskosten erhöhen, wird sie nur selten verwendet. Der Anschluß der Druckleitung erfolgt bei dieser Pumpe unten an dem Ausgleichsgehäuse und nicht wie bei anderen Kolbenpumpen unterhalb des Windkessels. Würde man diese Eigenart nicht berücksichtigen, fände bei jedem Hubwechsel ein Richtungswechsel des Flüssigkeitsstromes im Verbindungskanal zwischen dem Ausgleichsgehäuse und dem Windkessel statt.

## 2.3. Einteilung der Kolbenpumpen

### 2.3.1. Einteilung nach Bauteilen

Bei der Einteilung der Kolbenpumpen nach Bauteilen unterscheidet man zwei Hauptteile, einmal den hydraulischen und zum anderen den mechanischen Teil.

Der hydraulische Teil wird weiter untergliedert in:

- Saugteil: Dieser besteht aus dem Saugflansch, dem Saugwindkessel und dem Saugventil
- Pumpenteil: Er besteht aus dem Pumpenkörper (Zylinder bzw. Laufbuchse), dem Kolben, der Kolbenstange und den Stopfbuchsen.
- Förderteil: Dazu gehören das Druckventil, der Druckwindkessel und der Anschluß zur Druckleitung

Der mechanische Teil besteht aus dem Kurbeltrieb (Kurbelwelle, Pleuel und Lager), dem Kreuzkopf, der Kreuzkopfführung und dem Gehäuse.

### 2.3.2. Einteilung nach der Wirkungsweise

Die Wirkungsweise der Kolbenpumpe wurde bereits in den Abschnitten 2.1. und 2.2.4. beschrieben.

Man unterscheidet danach:

- Saug- und Hubpumpen
- einfachwirkende Kolbenpumpen
- doppelwirkende Kolbenpumpen
- Stufen- oder Differentialkolbenpumpen

### 2.3.3. Einteilung nach der Art des Kolbens

Kolbenpumpen werden auch nach der Art des verwendeten Kolbens eingeteilt.

Die Einteilung erfolgt in

- Scheibenkolbenpumpen
- Tauch- oder Plungerkolbenpumpen

- Stufenkolbenpumpen
- Ventilkolbenpumpen

#### 2.3.4. Einteilung nach der Anzahl der Kolben

Werden die Kolbenpumpen nach der Anzahl der Kolben eingeteilt, so unterscheidet man in

- Einkolbenpumpen
- Zweikolben-(Zwillings-)Pumpen
- Dreikolben-(Drillings-)Pumpen

Alle drei Arten können einfach- und doppelwirkend ausgeführt werden. Die Einkolbenpumpen werden als einfachwirkende Plunger- oder als doppelwirkende Scheibenkolbenpumpen gebaut. Bei Zwillingsanordnung bevorzugt man die doppelwirkende Scheibenkolbenpumpe mit  $90^\circ$  Kurbelversetzung. Drillingspumpen werden hauptsächlich mit Tauchkolben und je  $120^\circ$  Kurbelversetzung gebaut.

#### 2.3.5. Einteilung nach der Lage der Kolbenachse

Hierbei unterscheidet man in

- liegende Pumpen (horizontal)
- stehende Pumpen (vertikal)

Bei großen Pumpenanlagen wird wegen der besseren Montagemöglichkeiten stets die liegende Bauart gewählt.

Sie wird bevorzugt, wenn es auf besonders standfeste Ausführung ankommt und genügend Platz vorhanden ist. Steht wenig Platz zur Verfügung, wie z. B. im Schiffsbau, wird die stehende Bauart bevorzugt.

## 2.4. Einzelteile der Kolbenpumpe

### 2.4.1. Ventile

Ventile haben die Aufgabe, den Arbeitsraum beim Saugen und Drücken abwechselnd mit der Saugseite und der Druckseite zu verbinden. Sie gestatten der Bewegung des Flüssigkeitsstroms nur eine Richtung und bewirken dadurch den eigentlichen Pumpvorgang.

Sie gehören zu den am stärksten beanspruchten Teilen der Pumpe. Die Saug- und Druckventile werden in zwei Arten unterteilt:

- Hubventile
- Klappenventile

Die Hubventile bewegen sich geradlinig und senkrecht zur Dichtfläche. Die Klappenventile drehen sich um eine waagerechte Achse.

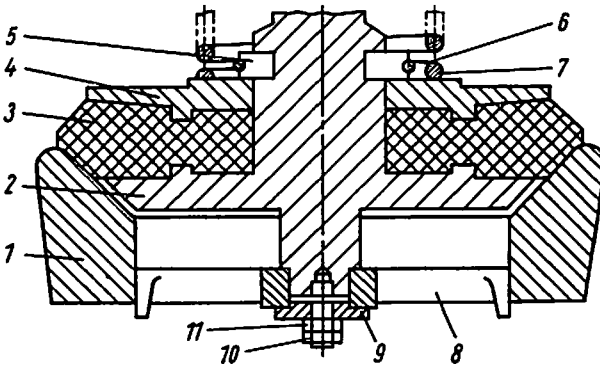


Bild 10  
Kegelventil (nach  
VVB-Standard)  
1 Ventilsitz;  
2 Ventilkegel;  
3 Ventildichtung;  
4 Ventilscheibe;  
5 Ring; 6 Sicherungsring; 7 Ventilsfeder; 8 Führungskreuz; 9 Scheibe; 10 Stiftschraube; 11 Sechskantmutter

Am häufigsten werden Hubventile verwendet; sie werden als Teller-, Kugel-, Ring- und Kegelventile gebaut. Im Bild 10 wird ein federbelastetes Kegelventil dargestellt. Es wird im Ventilsitz und im Ventildeckel geführt. Die Begrenzung des Ventilhubes erfolgt durch den Ventildeckel oder durch spezielle Bauteile (Hubfänger).

## 2.4.2. Kolben

Wie bereits angedeutet, unterscheidet man Scheiben-, Tauch- (Punger-) und Ventilkolben. Letzterer wird hauptsächlich bei Hubpumpen verwendet. Für kleinere und mittlere Drücke werden im allgemeinen Scheibenkolben verwendet, während bei höheren Drücken fast ausschließlich Tauchkolben verwendet werden, da bei diesen eine bessere Abdichtung möglich ist. Beim Einsatz von Tauchkolben braucht der Pumpenraum nicht besonders bearbeitet zu werden, da die Abdichtung durch Stopfbuchsen erfolgt. Werden Scheibenkolben verwendet, erfolgt die Abdichtung gegen die Zylinderwand durch Manschetten, Stulpen oder Kolbenringe. Hierbei wird in den Pumpenraum eine auswechselbare Laubuchse eingesetzt. Die Innenflächen der Laubuchsen werden besonders bearbeitet und einer Oberflächenhärtung unterzogen. Werden Kolbenringe zur Abdichtung eingesetzt, kann die Pumpe nur für reine Flüssigkeiten verwendet werden. Die Manschetten und Stulpen können aus Gummi oder Leder sein. Der Kolbenkörper besteht aus Grauguß, Stahlguß oder Stahl.

Im Bild 11 wird ein Manschettenkolben mit aufsetzbaren Manschetten dargestellt. Es kommen aber auch Kolben zum Einsatz, bei denen die Gummimanschetten direkt auf den Kolbenkörper aufvulkanisiert sind.

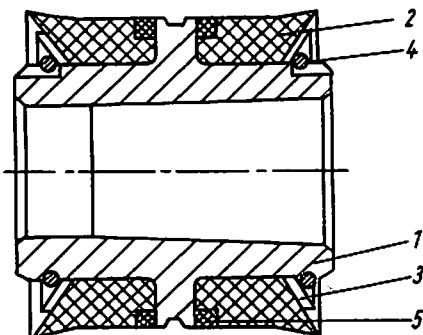


Bild 11  
Manschettenkolben  
(nach VVB-Standard)  
1 Kolbenkörper; 2 Kolben-  
manschette; 3 Scheibe; 4 Si-  
cherungsring; 5 Miramidring

### 2.4.3. Stopfbuchsen

Die Aufgabe der Stopfbuchsen besteht darin, die Tauchkolben und Kolbenstangen abzudichten. Sie sollen verhindern, daß beim Saughub Außenluft in den Pumpenraum eindringt und beim Druckhub die Flüssigkeit an den Kolbenstangen bzw. Tauchkolben austreten kann. Es muß vermieden werden, daß die Stopfbuchsen zur Führung bzw. zum Tragen des Kolbens oder der Kolbenstange verwendet werden, da sonst die Funktion der Stopfbuchse als Dichtelement in Frage gestellt wird. Die Verwendung zum Führen bzw. zum Tragen kann nur bei kleinen, leichten Konstruktionen realisiert werden.

Die Stopfbuchsen bestehen aus folgenden Hauptteilen:

- Gehäuse
- Brille
- Packungsmaterial

Stopfbuchsen werden in verschiedenen Arten und Größen gebaut. Bild 12 zeigt eine Stopfbuchse für Kolbenstangen. Das

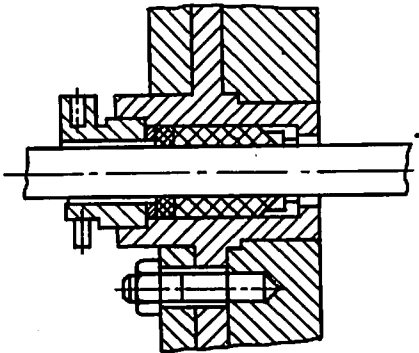


Bild 12  
Stopfbuchse /10/

Gehäuse wird entweder in den Zylinderdeckel eingelassen oder gleich mit angegossen. Das Packungsmaterial kann je nach Betriebsbedingungen aus Hanf, Baumwolle, Leder, Gummi oder Metall bestehen. Die Brille kann mit Gewinde zum Anziehen versehen sein, oder sie wird mittels Schrauben angezogen.

#### 2.4.4. Windkessel

Die Aufgabe der Windkessel besteht darin, bei absatzweise fördernden Pumpen den Flüssigkeitsstrom möglichst gleichmäßig zu gestalten und die Pumpenstöße auszugleichen. Die Saug- und Druckwindkessel werden in verschiedenen Formen und Größen gebaut. Eine Einzylinderpumpe benötigt einen größeren Windkessel als eine Mehrzylinder- oder doppelwirkende Pumpe. Die Anbringung der Windkessel muß so nah wie möglich am Pumpenraum erfolgen. Das Luftvolumen des Windkessels wirkt als elastisches Zwischenglied und nimmt die Stöße der Pumpe auf, so daß die Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit nahezu gleichförmig wird. Während des Druckhubes drückt der Kolben die Flüssigkeit in den Windkessel, da die Fördermenge größer ist, als die Druckleitung aufnehmen kann. Das Luftvolumen wird dadurch verdichtet. Nach Beendigung des Druckhubes schließt das Druckventil, und das vorher verdichtete Luftvolumen drückt die überschüssige Flüssigkeitsmenge in die Druckleitung und gewährleistet somit eine einigermaßen gleichbleibende Strömungsgeschwindigkeit auch während des Saughubes. Der Saugwindkessel hat die umgekehrte Wirkung. Beim Saughub der Pumpe entspannt sich das Luftvolumen und drückt die aufgespeicherte Flüssigkeit, wenn sich das Saugventil geöffnet hat, in den Pumpenraum. Wäre kein Saugwindkessel vorhanden, müßte der Kolben bei jedem Saughub die gesamte Flüssigkeitssäule erneut beschleunigen. Des weiteren würde nach dem Schließen des Saugventils die Bewegung der Flüssigkeitssäule einen hydraulischen Stoß verursachen. Durch den Saugwindkessel wird dies verhindert, und der Flüssigkeitsstrom wird gleichmäßiger.

Bei Pumpen für hohe Drücke würde der Druckwindkessel entweder zu groß oder wirkungslos werden. Deshalb werden Pulsatoren verwendet, die mit Luft oder Stickstoff vorgespannt werden.

#### 2.4.5. Sicherheitsventile

Um Kolbenpumpen vor Schäden durch Überdruck zu schützen, baut man ein Sicherheitsventil an. Das Sicherheitsventil wird auf den jeweils höchstzulässigen Betriebsdruck der Pumpe einge-

stellt und ist am Druckstutzen der Pumpe anzuordnen. Werden bei Kolbenpumpen die Laubuchsen und Kolben gewechselt, um eine größere Fördermenge oder einen höheren Druck zu erreichen, muß auch das Sicherheitsventil danach eingestellt oder gewechselt werden.

Es werden nachfolgende Sicherheitsventile und Sicherheitseinrichtungen verwendet:

- federbelastete Sicherheitsventile
- gewichtsbelastete Sicherheitsventile
- Sicherheitseinrichtung mit Scherstiften
- Sicherheitseinrichtung mit Berstscheiben

Die feder- und gewichtsbelasteten Sicherheitsventile werden für Wasserhaltungsanlagen mit niedrigen Drücken verwendet. Die Sicherheitseinrichtungen mit Scherstiften oder mit Berstscheiben werden bei höheren Drücken eingesetzt. Die Spülpumpen des Industriezweiges Erdöl-Erdgas sind mit Berstscheibensicherheitseinrichtungen ausgerüstet.

#### 2.4.6. Pumpenkörper

Die Pumpenkörper werden für Kolbenpumpen in stehender und liegender Anordnung gebaut. Der Pumpenkörper wird für niedere Drücke aus Gußeisen, für höhere Drücke aus Stahlguß gefertigt. Überwiegend werden die Ventilgehäuse gleichzeitig mit an den Pumpenkörper angegossen. Bei der Verwendung von auswechselbaren Laubuchsen kann der Pumpenkörper für mehrere Typen verwendet werden, und man kann Laubuchsen mit verschiedenen Durchmessern und Hublängen benutzen. Großer Wert wird auf die Zugänglichkeit zu den auswechselbaren Teilen (Ventile, Ventilsitze, Laubuchsen, Kolben) gelegt, um bei Störungen Montageschwierigkeiten zu vermeiden.



### 3. Spülpumpen des Industriezweiges Erdöl-Erdgas

#### 3.1. Allgemeine Angaben über Spülpumpen

Spülpumpen sind spezielle Ausrüstungen der Bohrindustrie. Sie gehören neben dem Hebemechanismus zu den Aggregaten einer Bohranlage, die deren Leistungsfähigkeit bestimmen, denn von der hydraulischen Leistungsfähigkeit der Bohranlage hängt in entscheidendem Maße die Möglichkeit des Forcierens des Bohrprozesses ab. Zum anderen erfolgt auf hydraulischem Weg bei modernen Bohrverfahren (Düsenrotary- und Turbinebohren) eine Leistungsübertragung zur Bohrlochsohle.

Die Aufgaben der Spülpumpen bestehen darin, die zum Bohren notwendige Spülung durch den Spülkreislauf zu fördern. Der hierfür erforderliche Arbeitsdruck der Spülpumpe ergibt sich aus der Summe der Druckverluste im Zirkulationssystem, die sich wie folgt zusammensetzen:

- Druckverluste im Manifold (Druckleitung, Steigleitung, Spülschlauch, Spülkopf, Mitnehmerstange)
- Druckverluste im Bohrgestänge einschließlich Verbinder
- Druckverluste in den Schwerstangen
- Druckverluste in der Bohrturbine (beim Turbinebohren)
- Druckverluste im Bohrwerkzeug
- Druckverluste im Gestänge- und Schwerstangenringraum
- Druckverluste infolge von Dichteunterschieden

Die Druckverluste im Bohrgestänge, einschließlich Verbinder, und im Gestängeringraum sind teufenabhängig.

Die zum Bohren erforderliche Spülmengemenge muß eine Aufstiegs- geschwindigkeit im Ringraum ermöglichen, die größer ist als die Sinkgeschwindigkeit des Bohrkleins. Dadurch wird das durch das Bohrwerkzeug zerstörte Gestein von der Bohrlochsohle zutage gefördert. Durch die ständige Zirkulation der Spülung wird das Bohrwerkzeug gekühlt. Um bei den verschiedenen Bohrlochdurchmessern die richtige Aufstiegs- geschwindigkeit zu erreichen, muß jeweils die Fördermenge der Spülpumpe geändert werden. Die Regelung der Fördermenge wird durch die Änderung der Antriebsdrehzahl sowie durch Wechseln der Laubbuchsen und

der Kolben in der Spülpumpe erreicht. Die verwendeten Durchmesser der Laufbuchsen und Kolben der einzelnen Pumpentypen sowie der maximale Druck und die Fördermenge können aus den Anlagen 1 und 2 entnommen werden.

Während des Bohrens werden unterschiedliche Fördermengen und Drücke gefordert. Deshalb werden auf Bohranlagen für Tiefbohrungen fast ausschließlich Kolbenpumpen eingesetzt. Die großen Fördermengen bis zu  $4000 \text{ l min}^{-1}$  sowie Arbeitsdrücke bis zu  $400 \text{ kp cm}^{-2}$  bzw. beim Kernbohren bis zu  $700 \text{ kp cm}^{-2}$  können von Kreiselpumpen hinsichtlich der Druckhöhe nicht bewältigt werden. In der Flachbohrindustrie werden Kreiselpumpen im Saughubverfahren eingesetzt.

Aus den nachfolgenden Tabellen ist ersichtlich, mit welchen Spülpumpentypen und in welcher Anzahl die im Industriezweig Erdöl-Erdgas eingesetzten Bohranlagen ausgerüstet sind.

Anlagentyp	Pumpentyp	Anzahl der Pumpen	Zusatzpumpe Typ/Anzahl	Hersteller
3 DH 400	2 PN 1250 A	2	U8-4 1	SRR/SU
3 DH 250 B	2 PN 1250 A	2	U8-4 1	SRR/SU
4 DH 315	2 PN 1250 A	2	U8-4 1	SRR/SU
F 200	2 PN 630	2	- -	SRR
F 125	2 PN 630	2	- -	SRR
3 D 67	U8-6	2	U8-6 1	SU
3 D 61	U8-6	2	- -	SU

Die Zusatzpumpen werden nur im Industriezweig Erdöl-Erdgas verwendet, um ausreichende Spülmengen beim Bohrprozeß zu fördern.

Anlagen für Teste und Sondenbehandlung sind mit folgenden Spülpumpen ausgerüstet:

Anlagentyp	Pumpentyp	Anzahl der Pumpen	Hersteller
T 50	2 PN 340	1	SRR
P 80	2 PL 140	1	SRR
A 40 - 50	9 MGR	1	SU
Bakinez	1 NP 160/NG 80	1	SU

Das im VEB Geophysik für Schußbohrungen eingesetzte Bohrgerät URB - 2A ist mit einer Spülpumpe vom Typ 11 GR ausgerüstet /13; 14/.

Die im Industriezweig eingesetzten Hochdruckzementier- und Hochdruckfraccumpen wurden in diese Aufstellung nicht einbezogen.

### 3.2. Beschreibung der Spülpumpe 2 PN 1250 A

Die Spülpumpe 2 PN 1250 A wird auf Bohranlagen für große Teufen montiert. Diese Pumpe soll als Beispiel für alle anderen eingesetzten Typen behandelt werden. Sie ist eine liegende doppeltwirkende Kolbenpumpe und ist mit zwei Zylindern ausgerüstet. Sie setzt sich aus folgenden Hauptteilen zusammen:

- Pumpengehäuse
- Antriebsteil
- hydraulischer Teil
- Schmiersystem

Das Pumpengehäuse ist eine Schweißkonstruktion aus Stahlblech in einer konstruktiven Gestaltung, die die Starrheit während des Betriebes und Transports der Pumpe garantiert. Das Gehäuse ist mit einer Reihe von Deckeln versehen, die zum Montieren und Demontieren von Verschleißteilen erforderlich sind und zur Kontrolle während des Betriebes dienen. Die Abdichtung der Deckel gegen Ölverluste wird durch Dichtungen und Prallwände, die am Deckel angebracht sind, erzielt. Der untere Teil des Pumpengehäuses, in dem der Kurbeltrieb montiert wird, bildet auch das Hauptschmierbad für die Schmierung der Antriebs-

teile. Im Bereich der Kreuzköpfe ist ein zweites Ölbad für die Schmierung und Kühlung der Kolbenstangen vorhanden.

Der Antriebsmechanismus wird im inneren Teil des Pumpengehäuses montiert und besteht aus folgenden Hauptteilen:

- Antriebswelle mit Ritzel
- Kurbelwelle
- Pleuelstangen
- Kreuzköpfe mit Kreuzkopfstangen
- Antriebswelle für die Ölpumpen des Schmiersystems

Die Antriebswelle ist in zwei Zylinderrollenlagern gelagert, die Wellenenden sind zylindrisch und mit Keilnuten versehen, auf denen das Kettenritzel oder die Keilriemenscheibe befestigt wird. Die Kurbelwelle ist in zwei Pendelrollenlagern gelagert. Auf ihr ist ein Zahnkranz befestigt, der mit dem Ritzel der Antriebswelle in Eingriff steht. Die Aufgabe der Kurbelwelle besteht darin, die drehende Bewegung in eine geradlinige hin- und hergehende umzuwandeln. Die beiden Pleuelstangen sind auf der Kurbelwelle in doppelten Zylinderrollenlagern gelagert. Die Pleuelstangen sind mit den Kreuzköpfen durch die

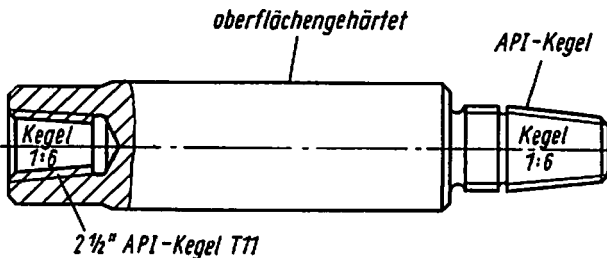


Bild 13  
Kreuzkopfstange  
(nach VVB-Standard)

Kreuzkopfbolzen verbunden, die mit je zwei Zylinderrollenlagern im Kreuzkopf gelagert sind. Der Kreuzkopf ist mit Gleitschienen versehen und bewegt sich während des Betriebes in den am Gehäuse befestigten Gleitschienen hin und her. Im Kreuzkopf ist die Kreuzkopfstange (Bild 13) eingeschraubt und mit einer Mutter gesichert. Die Kreuzkopfstangen werden nach außen durch Stopfbuchsen abgedichtet.

Der hydraulische Teil besteht aus zwei unabhängigen Pumpenkörpern. Diese beiden werden am Pumpengehäuse befestigt. Die Verbindung untereinander wird durch den Saug- und Drucksammler erzielt.

Am Saugsammler ist zwischen den Körpern die Dämpfungskammer (Saugwindkessel) montiert. Am Pumpenkörper sind die Ventilgehäuse angegossen. In jedem Körper befinden sich vier Ventile, je zwei Saug- und Druckventile. Alle Ventile sind untereinander austauschbar und werden im Ventilsitz sowie im Ventildeckel geführt. Der Zugang zu den Ventilen zum Zwecke der Kontrolle und Auswechslung erfolgt durch das Abschrauben des Ventildeckels. Im Pumpengehäuse werden die Laubuchsen eingesetzt und durch zwei Dichtungen abgedichtet (Bild 14).

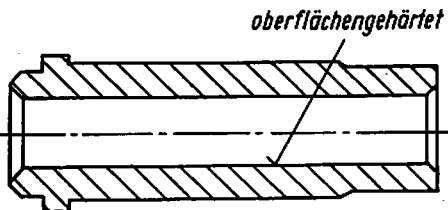


Bild 14  
Laubuchse (nach VVB-Standard)

Im Inneren der Laubuchse gleitet der Kolben, der durch Manschetten zur Zylinderwand abgedichtet wird (s. Bild 11).

Der Kolben wird am kegelförmigen Ende der Kolbenstange (Bild 15) aufgesetzt und mit Mutter und Gegenmutter gesichert.

Die Hin- und Herbewegung des Kolbens wird von der Kolbenstange, die durch eine Gewindeverbindung mit der Kreuzkopf-

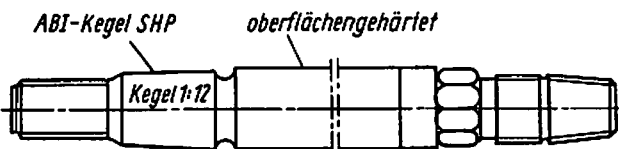


Bild 15  
Kolbenstange  
(nach VVB-Standard)

stange verbunden ist, erzeugt. Die Abdichtung der Kolbenstange erfolgt durch eine Stopfbuchse.

Am Drucksammler wird das Sicherheitsventil montiert, dessen Entlastungsleitung mit dem Saugsammler in Verbindung steht. Verwendet wird eine Berstscheibensicherheitseinrichtung, die für den jeweiligen Betriebsdruck mit der vorgesehenen Berstscheibe bestückt sein muß. Ebenfalls sind am Drucksammler der Kugelpulsator und das Manometer montiert. Die Aufgaben und der Aufbau des Kugelpulsators werden gesondert erläutert.

Das Schmieresystem der Spülpumpe besteht aus zwei unabhängigen Schmierkreisen, die je mit einer Zahnradpumpe ausgestattet sind. Beide Ölpumpen sind am Pumpengehäuse angeflanscht. Jeder Schmierkreis hat sein eigenes Ölbad. Durch den Hauptschmierkreis wird der Antriebsteil der Pumpe geschmiert. Die Pumpe ist mit einem Sicherheitsventil ausgerüstet, das bei einem Druck von etwa  $4 \text{ kp cm}^{-2}$  anspricht. Im Druckkreis der Ölpumpe sind hintereinander zwei Filter montiert. Bei Verwendung einer Kette zum Antrieb der Pumpe wird diese durch eine Düse vom Hauptschmierkreis aus geschmiert. Der Nebenschmierkreis ermöglicht die Schmierung und Kühlung der Kolbenstangen. Die Filterung des Öles für den Nebenschmierkreis erfolgt durch das Absetzen des Öles im Ölbad. Der Hauptkreis hat zwölf Schmierstellen. Vor dem Einfüllen reinen Öls sind die Ölbad vollständig zu entleeren und zu säubern (mit Diesel, Petroleum, Spülöl). Die Ölmengen betragen für das Hauptbad etwa 300 Liter, für das Nebenbad etwa 180 Liter. Die vorgeschriebene Ölsorte muß verwendet werden. Der Ölwechsel im Nebenbad erfolgt nach etwa 700 Betriebsstunden oder bei Verunreinigungen durch Spülung. Im Hauptbad erfolgt der Ölwechsel nach etwa 1500 Betriebsstunden der Pumpe. Die Ölfilter sind periodisch zu reinigen, der Filter am Saugkorb und der Magnetfilter jeweils beim Ölwechsel, der Filter mit Drahtspirale nach etwa 300 Betriebsstunden. Treten jedoch in der Funktion des Schmierkreises Störungen auf, so müssen die Filter nach Bedarf gereinigt werden. Der Öldruck darf nicht unter  $0,5 \text{ kp cm}^{-2}$  absinken oder über  $2 \text{ kp cm}^{-2}$  ansteigen. Der

Ölstand in beiden Ölbädern ist ständig zu überprüfen, und bei Bedarf ist Öl nachzufüllen /8/.

Der verwendete Kugelpulsator hat die Aufgabe, die ungleichförmige Förderung der Spülpumpe auszugleichen. Diese Ungleichmäßigkeit der Förderung äußert sich in der Form von Druckstößen in der Druckleitung der Spülpumpen. Der Pulsator wird im Druckkreis der Pumpe auf den Drucksammler oder möglichst in dessen Nähe montiert (Bild 16).

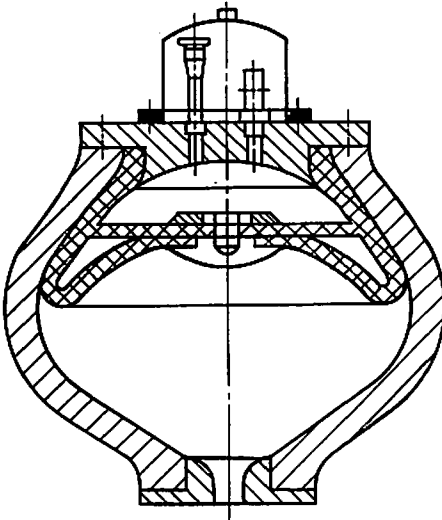


Bild 16  
Kugelpulsator /10/

Der Kugelpulsator setzt sich aus zwei Kammern zusammen. Eine ist mit Stickstoff oder Preßluft unter einem bestimmten Druck angefüllt, der etwa zwei Drittel des Förderdruckes, aber nicht weniger als  $30 \text{ kp cm}^{-2}$  und nicht mehr als  $60 \text{ kp cm}^{-2}$  betragen soll. Die zweite Kammer steht mit dem Spülungskreislauf in Verbindung und wirkt auf den Gummibalg. Das Gehäuse des Pulsators ist kugelförmig und hat zwei gegenüberliegende Öffnungen. Die untere Öffnung des Gehäuses wird mit einem Dichtungsdeckelflansch und mit Spezialstiftschrauben abgedichtet. Mit den gleichen Spezialstiftschrauben wird der Pulsator am Drucksammler befestigt. Die obere Öffnung des Gehäuses wird mit einem Deckel verschlossen. Die Abdichtung zwischen Deckel und Ge-

häuse wird durch die verdickte Aufkragung des Gummibalges erreicht. Am oberen Deckel befindet sich die Füllvorrichtung zum Auffüllen mit Preßluft oder Stickstoff. An der Füllvorrichtung ist ein Kontrollmanometer angeschlossen, mit dem der Gasdruck im Pulsator überprüft werden kann. Das Kontrollmanometer wird nach dem Auffüllen isoliert, um es vor Beschädigung infolge der Stöße zu schützen. Das Manometer dient nur zur Kontrolle des Gasdruckes im Pulsator, wenn die Pumpe in Ruhestand ist.

Vor dem Zusammenbau ist das Pulsatorgehäuse von Verunreinigungen zu säubern. Der untere Deckel wird zusammen mit der Dichtung durch die Spezialstiftschrauben gehalten. Der Gummibalg wird durch die obere Öffnung des Gehäuses vorsichtig eingelegt. Sitzt der Balg mit seiner Aufkragung in der oberen Öffnung, muß der Deckel vorsichtig aufgesetzt und befestigt werden. Nach dem Aufsetzen und dem Befestigen des oberen Deckels wird die Auffüllvorrichtung montiert. Danach wird der Pulsator aufgefüllt und auf Dichtheit überprüft. Der Gasdruck im Pulsator muß regelmäßig bei abgestellter Pumpe überprüft werden. Ein Druckverlust von  $1 \text{ kp cm}^{-2}$  in 24 Stunden ist zulässig. Bei einem Verlust von 25% des aufgefüllten Druckes muß der Pulsator neu aufgefüllt werden mit der Empfehlung, vorher den Gasdruck ganz abzulassen. Die Entleerung erfolgt über die Auffüllvorrichtung. Stellt man dabei fest, daß mit dem Gas Spülungsteilchen oder Wasser austreten, ist der Balg defekt und muß ausgewechselt werden /8/.

### 3.3. Allgemeine Wartung und Pflege

Im Rahmen dieser Fachbroschüre ist es nicht möglich, für alle Spülpumpen spezielle Wartungs- und Pflegehinweise zu geben. Aus diesem Grunde werden nur allgemeingültige Grundsätze für den Betrieb dieser Ausrüstungen erläutert.

Vor der Inbetriebnahme der Spülpumpe muß das Bedienungspersonal folgende Maßnahmen durchführen:

- Kontrolle der Antriebsketten oder Keilriemen und deren Verkleidung



- Öffnen aller Kontrolldeckel des Pumpengehäuses und Überprüfung aller beweglichen Teile und Verschraubungen. Bei dieser Maßnahme soll die Pumpe gedreht werden, um alle beweglichen Teile genau überprüfen zu können.
- Kontrolle der Sicherheitseinrichtungen auf die richtige Einstellung des höchstzulässigen Arbeitsdruckes. Das Arbeiten mit einer Sicherheitseinrichtung, dessen Berstscheibe den zulässigen Arbeitsdruck für die eingesetzten Laufbuchsen und Kolben überschreitet, ist verboten.
- Überprüfung der Verbindung zwischen dem Pulsator und dem Drucksammler auf ihre Dichtheit
- Kontrolle des erforderlichen Gasdruckes im Pulsator. Ein Betreiben der Pumpe ohne aufgefüllten Pulsator ist nicht gestattet.
- Kontrolle des Ölstandes in den Ölbädern
- Öffnen aller Ventil- und Zylinderdeckel und Überprüfung der Ventile, Laufbuchsen, Kolben und Dichtungen. Abgenutzte oder beschädigte Dichtungen und Teile sind bei dieser Gelegenheit auszuwechseln.

Während die Pumpe in Betrieb ist, muß folgendes beachtet werden: Die Spülpumpe und der Pumpenraum müssen sauber sein. Die Spülpumpe muß einen ruhigen Lauf haben. Es dürfen keine Schläge an den Ventilen, Kolben und Laufbuchsen auftreten. Die Manometer müssen den Druck anzeigen, der der Charakteristik der Pumpe entspricht. Ein kurzfristiges Überschreiten des Höchstdruckes bis zu 5% ist gestattet. Der Manometerzeiger muß sich während des Betriebes, entsprechend den Arbeitshüben, mit kleinen Ausschlägen bewegen. Ist der Zeiger unbeweglich, so ist das Manometer nicht in Ordnung und muß ausgewechselt werden. Große Ausschläge deuten auf schadhafte Windkessel und nicht unter Druck stehende Pulsatoren hin.

Unregelmäßige Ausschläge lassen defekte Ventile oder Kolben vermuten. Auf die absolute Dichtheit des hydraulischen Teils und die absolute Abdichtung der Ölbäder und der Deckel des Pumpengehäuses ist zu achten. Während des Betriebes der Pumpe ist weder ein Klopfen noch ein übermäßiges Erwärmen der Gleitteile und der Lager des Antriebsteiles gestattet. Das Reinigen

der Filter in der Saugleitung hat während des Betriebes in regelmäßigen Abständen zu erfolgen. Äußerst schädlich für den Betrieb der Spülpumpen ist der Sandgehalt der Spülung. Rascher Verschleiß der Kolben, Laufbuchsen und Stopfbuchsen ist die Folge. Die Kolbenstange und deren Verbindung mit der Kreuzkopfstange sowie die Kolbenstangenabdichtung müssen laufend geprüft werden.

Zur Sicherheit und Gesunderhaltung der Werk tätigen am Arbeitsplatz sind bei der Inbetriebnahme von Pumpen die Arbeitsschutzbestimmungen 530/1 und 840/1 sowie die Arbeitsschutz- und Brandschutzanordnung 126/1 zu beachten.

### Kontrollaufgaben

1. Welche Aufgabe haben Pumpen, und wie erfolgt ihre Einteilung?
2. Welche Arten von Kolben kennen Sie, und wie werden sie abgedichtet?
3. Wozu dienen die Sicherheitsventile und Sicherheitseinrichtungen bei Kolbenpumpen, und welche Arten gibt es?
4. Welche Aufgabe hat ein Druckwindkessel, und wie ist seine Wirkungsweise?
5. Was versteht man unter indizierter Pumpenleistung, und wie wird sie errechnet?
6. Eine 2 PN 1250 A Spülpumpe (2 Zylinder doppelwirkend) hat eine Gesamtförderhöhe von 1050 m WS zu überwinden, das Fördermedium ist Spülung mit einer Dichte von  $1,39 \text{ g cm}^{-3}$ .

Daten und Abmessungen der Spülpumpe:

Kolbenhub 400 mm, Kolbendurchmesser 170 mm, Kolbenstangendurchmesser 85 mm, Hubzahl  $65 \text{ min}^{-1}$ , Liefergrad 90%, mechanischer Wirkungsgrad 96%, hydraulischer Wirkungsgrad 94%

Zu bestimmen sind:

- a) Tatsächliche Fördermenge in  $\text{l s}^{-1}$
- b) Nutzleistung in kW
- c) Gesamtwirkungsgrad
- d) Erforderliche Antriebsleistung in kW

## 4. Kreiselpumpen

### 4.1. Allgemeines über Kreiselpumpen

In diesem Kapitel soll eine Gruppe von Arbeitsmaschinen näher untersucht werden, die bestimmte Medien kontinuierlich fördern - die Kreiselpumpen. Sie stellen die wirtschaftlichsten Fördereinrichtungen von Massengütern dar. Man verwendet sie heute nicht nur zum Fördern von Flüssigkeiten, sondern auch bei der Förderung von festen Stoffen, vermischt mit Flüssigkeit (z. B. Bohrspülung). Zum Antrieb der Kreiselpumpen ist es notwendig, Energie aufzubringen, die von der Arbeitsmaschine auf das Fördermedium übertragen wird.

Kreiselpumpen sind Strömungsmaschinen, deren Arbeitsweise auf dem dynamischen Prinzip beruht. Bei ihnen wird ein gleichmäßiger Flüssigkeitsstrom aus der Saugleitung durch das Gehäuse in die Druckleitung gefördert, wobei der Flüssigkeit durch die Schaufeln eines Laufrades Druck- und Geschwindigkeitsenergie zugeführt und die Geschwindigkeitsenergie später wieder im Gehäuse in Druckenergie umgewandelt wird.

Die Kreiselpumpen haben gegenüber den Kolbenpumpen den Vorteil, daß sie kontinuierlich fördern und die Fördermenge stufenlos bei konstanter Antriebsdrehzahl geregelt (Drosselung) werden kann (s. Abschnitt 7.1.). Gegenwärtig werden Kreiselpumpen mit einer Fördermenge bis zu  $70\,000\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$  bzw. mit einer maximalen Förderhöhe von 1700 m WS serienmäßig gefertigt /3/.

Da die Kreiselpumpen wesentlich größere Fördermengen bewältigen als Kolbenpumpen und im Verhältnis kleiner und leichter gebaut werden können, gewinnen sie immer mehr an Bedeutung.

## 5. Aufbau und Wirkungsweise

Es gibt eine große Anzahl von Pumpentypen, die sich u. a. durch die Form und Anzahl der Laufräder, der Leiteinrichtungen, der Gehäuseform und durch die Einsatzbedingungen unterscheiden. Der grundsätzliche Aufbau aller Kreiselpumpen ist einfach und fast überall gleich. Er umfaßt im allgemeinen

zwei Schaufelssysteme, von denen das eine mit dem Gehäuse (Leiteinrichtungen) verbunden ist und ruht, während das andere mit der Antriebswelle verbunden ist (Laufrad) und umläuft.

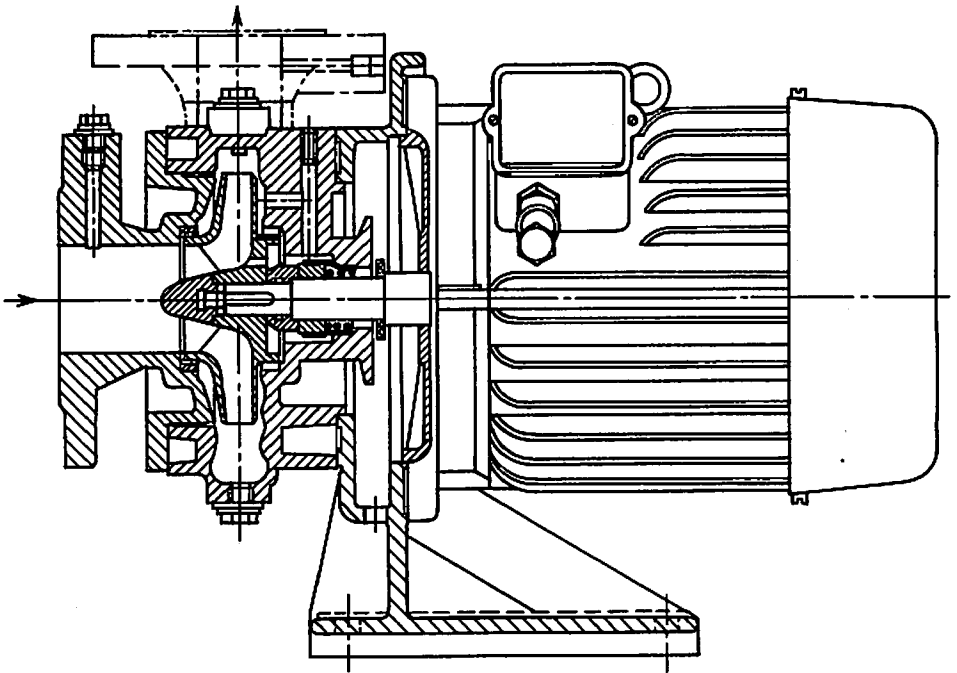


Bild 17. Schnittbild einer einstufigen Kreiselpumpe mit Antriebsmotor /2/

Im Bild 17 ist eine einstufige Kreiselpumpe im Schnitt dargestellt. Einstufig wird sie deshalb genannt, weil nur ein Lauf-  
rad vorhanden ist, dem die Flüssigkeit zugeführt wird. Mit  
einer einstufigen Pumpe erreicht man günstigenfalls Förderhö-  
hen bis 150 m WS. Sie können aber auch bedeutend niedriger  
liegen. Man macht die erreichbare Förderhöhe zum Merkmal der  
Einteilung der Pumpen und spricht bei Förderhöhen

- bis 10 m WS von Niederdruckpumpen
- von 10 bis 60 m WS von Mitteldruckpumpen und
- von über 60 m WS von Hochdruckpumpen

Ist die verlangte Förderhöhe so groß, daß sie mit einer Stufe nicht zu erreichen ist, weil Drehzahl und Durchmesser des Laufrades nicht beliebig hoch angesetzt werden können, so schaltet man mehrere Laufräder hintereinander und bezeichnet solche Pumpen als Mehrstufenpumpen. In Mehrstufenpumpen erhält die Förderflüssigkeit im zweiten Laufrad den doppelten Druck wie im ersten und so fort, so daß beim Verlassen des letzten Laufrades der Druck eine Höhe erreicht hat, die gleich dem Druck nach der ersten Stufe multipliziert mit der Anzahl der Stufen ist. Die Stufenzahl liegt im allgemeinen zwischen 2 und 12. Auf eine höhere Stufenzahl als 12 geht man selten, weil sonst die Lagerentfernungen und dadurch die Stützweite der Welle zu groß werden.

### 5.1. Laufräder

Das Laufrad besteht aus zwei Seitenwänden, zwischen denen sich als Schaufel bezeichnete gekrümmte Kanäle befinden. Es wird bei nicht zu hohen Umdrehungszahlen aus Gußeisen, bei großen Umfangsgeschwindigkeiten aus zäher Bronze hergestellt. Die Schaufeloberflächen müssen möglichst glatt sein, um dem durchströmenden Medium einen geringen Widerstand entgegen zu halten.

Der Durchmesser des Laufrades beeinflusst mit die Förderhöhe. Aber nicht nur seine Größe ist von Bedeutung, sondern auch Form und Gestaltung der Schaufeln beeinflussen die Förderhöhe und die Flüssigkeitsströmung. Die Schaufelform des Laufrades einer Kreiselpumpe ist von großer Bedeutung für die Gesamtförderhöhe und ihren Geschwindigkeits- und Druckanteil. Es sind, bezogen auf die Drehrichtung, drei grundsätzliche Schaufelformen bekannt:

- radial endende Schaufeln
- vorwärts gekrümmte Schaufeln
- rückwärts gekrümmte Schaufeln

Bei radial endenden Schaufeln ist die statische Förderhöhe gleich der dynamischen Förderhöhe. Bei vorwärts gekrümmten Schaufeln ist die dynamische Förderhöhe wesentlich größer

als die statische. Bei rückwärts gekrümmten Schaufeln ist der Anteil der statischen Förderhöhe an der Gesamtförderhöhe jedoch wesentlich größer.

Das Laufrad kann nach Entfernen der Saugleitung und des Gehäusedeckels aus dem Gehäuse entfernt werden. Das Laufrad ist durch Keil bzw. Paßfeder fest mit der Antriebswelle verbunden.

## 5.2. Lagerung und Abdichtung der Antriebswelle

Die Welle läuft in Wälz- oder Gleitlager. In den letzten Jahren hat die Verwendung von Wälzlagern erheblich zugenommen. Der Austritt von Förderflüssigkeit aus dem Gehäuse wird durch geeignete Abdichtungen wie z. B.

- Stopfbuchse
- Gleitringabdichtung
- Sperrflüssigkeit
- Rücksaugschaufeln

verhindert.

Am häufigsten wird die Stopfbuchsenabdichtung verwendet, die meist aus einer mit Öl oder Graphit getränkten Baumwollpackung und einer sogenannten Brille besteht. Mit Hilfe der Brille, die durch zwei Schrauben gleichmäßig angezogen wird, läßt sich die Packung in dem Abdichtungsringraum um die Welle zusammendrücken.

Bei Fördermedien mit besonderen physikalischen bzw. chemischen Eigenschaften, z. B. Säure, ist das Packungsmaterial dementsprechend zu wählen.

## 5.3. Leiteinrichtungen

Wie oben erwähnt, besitzen alle Kreiselpumpen Leiteinrichtungen, die die Aufgabe haben, die Geschwindigkeitsenergie der Flüssigkeit am Laufradaustritt durch Verlangsamung der Strömung in Druckenergie umzuwandeln. Diese Aufgabe kann durch Verwendung eines Leitschaufelringes oder Spiralgehäuses gelöst werden.

Der Leitschaufelring ist ein Leitring mit einer größeren Anzahl von gekrümmten Schaufeln. Durch die Leitschaufeln wird die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit geändert, um eine Energieumsetzung bzw. eine gute Flüssigkeitsführung im Pumpengehäuse zu erlangen. Der Flüssigkeitsstrom findet nach Verlassen des Laufrades im Leitschaufelring verbreitete Kanäle vor.

Bei einstufigen Kreiselpumpen wird der Flüssigkeitsstrom durch die Leitschaufeln gut in das Gehäuse übergeleitet (guter hydraulischer Wirkungsgrad). Bei mehrstufigen Kreiselpumpen wird dagegen durch die Leitschaufeln die austretende Förderflüssigkeit umgelenkt und dem Laufrad der nächsten Stufe zugeführt.

Das Spiralgehäuse ist als Leitschaufelring mit einer Schaufel aufzufassen. In ihm wird die aus den Schaufeln des Laufrades strömende Förderflüssigkeit zum Abfluß in die Druckleitung gesammelt. Die Querschnittsfläche des Spiralgehäuses nimmt im Sinne der Umlaufrichtung des Laufrades zu, um eine Umsetzung der Geschwindigkeits- und Druckenergie zu erlangen. Das bedeutet, daß im Spiralgehäuse die Strömungsgeschwindigkeit oder Flüssigkeit von der Geschwindigkeit bei Laufradaustritt auf die Geschwindigkeit im Druckstutzen sinkt.

Das Spiralgehäuse dient, wie bereits erwähnt, als Diffusor und hat den Vorteil, daß in ihm keine Stoßverluste eintreten. Allerdings sind gegenüber einer Pumpe mit Leitschaufelring größere Erweiterungsverluste zu verzeichnen. Das Spiralgehäuse wird vorwiegend bei einstufigen Pumpen verwendet. Meist ist die Spirale unmittelbar um das Laufrad angeordnet.

#### 5.4. Pumpvorgang

Eine Kreiselpumpe, deren Gehäuse und Saugrohr mit Wasser gefüllt ist, soll in Betrieb genommen werden. Wird das Laufrad gedreht, so wird infolge der Zentrifugalkraft das im Laufrad befindliche Fördermedium nach außen geschleudert und gelangt durch die Leiteinrichtung schließlich in die Druckleitung. In der Mitte des Laufrades entsteht gegenüber dem äußeren

Luftdruck ein Unterdruck, durch den weiteres Fördermedium aus der Saugleitung angesaugt wird.

Wenn in diesem Betriebszustand auf der Saug- und auf der Druckseite die Drücke gemessen werden, so ist festzustellen, daß durch das Arbeiten der Pumpe gegenüber den dort herrschenden Drücken vor ihrer Inbetriebnahme der Druck auf der Saugseite etwas gefallen, der Druck auf der Druckseite aber stark gestiegen ist. Die Pumpe hat also der Flüssigkeit Energie zugeführt, und zwar die Energie, die notwendig ist, um die Flüssigkeit von dem ursprünglichen Ort A nach dem gewünschten Ort B zu bringen, wobei es sich meist um eine Förderung von einem tiefergelegenen Punkt nach einem höhergelegenen handeln wird.

## 6. Kennlinien von Kreiselpumpen

Im praktischen Betrieb erfolgt der Antrieb der Kreiselpumpen meist durch nichtdrehzahlregelbare Antriebsmaschinen, z. B. Asynchronmotoren. Wenn man bei konstant gehaltener Antriebsdrehzahl in der Rohrleitung verschieden stark drosselt, ergeben sich nach einer festen Abhängigkeit verschiedene Förderhöhen  $H$  und Fördermengen  $Q$ . Die diesbezüglichen Kurven werden als Kennlinien,  $Q$ -,  $H$ -Kurven oder Drosselkurven bezeichnet. Sie werden für jeden Kreiselpumpentyp exakt im Versuch ermittelt.

Die Förderhöhe im Arbeitspunkt einer Pumpe ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Kennlinie der Pumpe mit der Kennlinie der Rohrleitung, die sich aus dem statischen (geodätischen) Höhenunterschied  $H_{\text{stat}}$  des saug- und druckseitigen Wasserspiegels und den reinen Strömungsverlusten  $H_v$  zusammensetzt (Bilder 18 und 19).

Die Kennlinien sind immer im Zusammenhang mit dem Wirkungsgradverlauf und dem Leistungsbedarf zu sehen.

Eine Kreiselpumpe soll so ausgewählt werden, daß sie möglichst um oder in der Nähe des Wirkungsgradmaximums arbeitet. Wird z. B. die notwendige Förderhöhe einer Anlage zu hoch vorausgerechnet, dann arbeitet die Pumpe bei einem zu großen Förderstrom mit höherem Leistungsbedarf. Der Wirkungsgrad ist außerdem schlecht. Eine Korrektur der Förderhöhe durch druckseitige



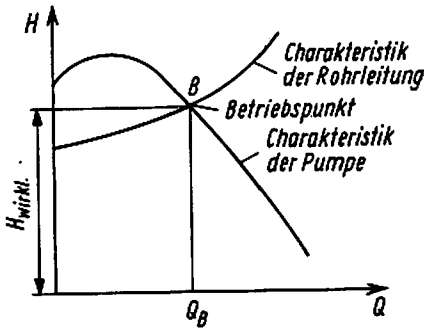


Bild 18  
Betriebspunkt einer Kreiselpumpe

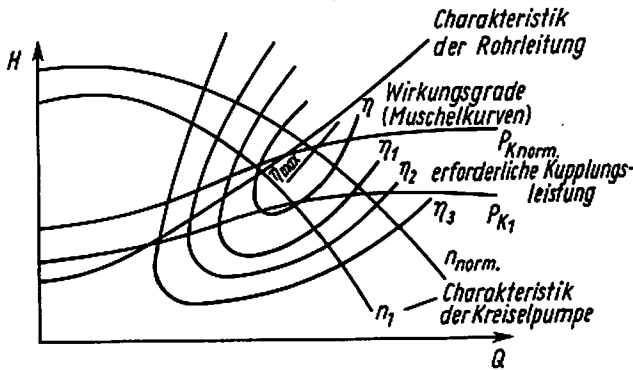


Bild 19  
Kennlinienfeld einer Kreiselpumpe

Drosselung ist zwar möglich, würde aber einen dauernden Leistungsverlust ( $\Delta H_v$ ) bedeuten (erhöhter Strömungsverlust). Diese Möglichkeit wird meist in Anspruch genommen und lässt sich bei einer steilen Kennlinie verhältnismäßig gut verwirklichen. Eine solche Maßnahme ist ökonomisch aber nicht vertretbar.

### 6.1. Kennlinie des Rohrleitungsnetzes

Der Strömungswiderstand einer Kreiselpumpenanlage kann theoretisch berechnet werden. Die mathematischen Beziehungen wurden bereits im Kapitel 1. "Kolbenpumpen" näher erläutert.

$$H = H_{\text{stat}} + H_v$$

$$H_{\text{stat}} = H_{\text{geo}} + H_p$$

$H_{\text{geod}}$  - senkrechter Abstand zwischen Saug- und Druckflüssigkeitsspiegel

$$H_p = \frac{p'' - p'}{\gamma} \quad \text{- Druckdifferenz der Drücke auf dem Saugflüssigkeits- und auf dem Druckflüssigkeitsspiegel}$$

$$H_v = H_c + H_w \quad \text{- Strömungswiderstand im Rohrleitungsnetz}$$

$$H_c = 0,00123 \frac{1}{d} \frac{c^2}{g} \gamma = 0,02 \frac{1}{d^5} \frac{Q^2}{g} \gamma$$

$$H_w = \sum_i \xi_i \frac{c^2}{2g} \quad \text{- Strömungswiderstand durch Einbauten (Rohrbogen, Abzweigungen, T-Stücke, zusammengesetzte Leitungsstücke, Schieber, Ventile usw.)}$$

$$H = H_{\text{geod}} + H_p + H_c + H_w$$

$$H = h_2 - h_1 + \frac{p'' - p'}{\gamma} + 0,00123 \frac{1}{d} \frac{c^2}{g} \gamma + \sum_i \xi_i \frac{c^2}{2g}$$

$H$  gesamte Förderhöhe in m FlS

$h_2$  Höhe des Druckflüssigkeitsspiegels in m FlS

$h_1$  Höhe des Saugflüssigkeitsspiegels in m FlS

$p''$  Druck auf den Flüssigkeitsspiegel im Druckbehälter in  $\text{kp m}^{-2}$

$p'$  Druck auf den Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter in  $\text{kp m}^{-2}$

$\gamma$  Wichte der Förderflüssigkeit in  $\text{kp m}^{-3}$

$\delta$  Länge der geraden Rohrleitung in m

$c$  Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrleitung in  $\text{m s}^{-1}$

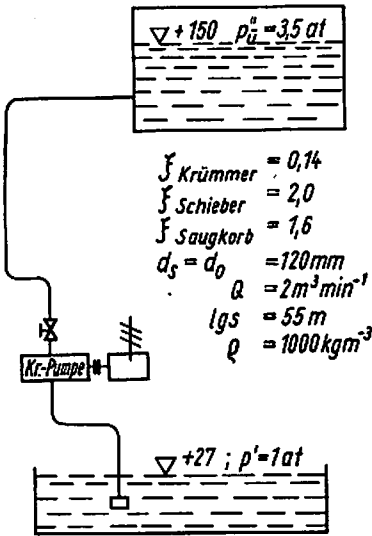
$d$  Durchmesser der Rohrleitung in m

$g$  Erdbeschleunigung in  $\text{m s}^{-2}$

$\rho$  Dichte der Förderflüssigkeit in  $\text{kg dm}^{-3}$

$\xi$  Strömungswiderstände der Einbauten

Bild 20  
 Kreiselpumpenanlage



### 6.2. Berechnungsbeispiel

Wie groß ist die Förderhöhe einer Kreiselpumpenanlage, die Wasser mit einer Dichte von  $\rho = 1000 \text{ kg m}^{-3}$  aus einem Saugbehälter in einem Druckbehälter fördert. Im Druckbehälter herrscht ein konstanter Gegendruck von  $p''_u = 3,5 \text{ at}$ . Im Bild 20 sind alle erforderlichen Angaben enthalten.

Lösung:

$$\begin{aligned}
 H &= H_{\text{geod}} + H_p + H_c + H_w \\
 &= h_2 - h_1 + \frac{p'' - p'}{\gamma} + 0,00123 \frac{1}{d} \frac{c^2}{g} \rho + \sum_1 \xi_1 \frac{c^2}{2g} \\
 &= 123 \text{ m} + 35 \text{ m} + 0,0575 \text{ c}^2 + 0,219 \text{ c}^2 \\
 &= 158 \text{ m} + 0,277 \text{ c}^2 \\
 &= \underline{\underline{\hspace{10em}}}
 \end{aligned}$$

In der Aufgabenstellung wird gefordert, daß die Kreiselpumpe eine Fördermenge von  $Q = 2 \text{ m}^3 \text{ min}^{-2}$  erreichen muß. In Abhängigkeit von dem Rohrleitungsdurchmesser wird mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung die notwendige Strömungsgeschwindigkeit in dem Rohrleitungsnetz berechnet.

$$c = \frac{Q}{A}$$

c Strömungsgeschwindigkeit in  $\text{m s}^{-1}$

Q Fördermenge in  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

A Querschnittsfläche der Rohrleitung in  $\text{m}^2$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \approx \frac{\pi}{4} \cdot 0,12^2 = 0,0113 \text{ m}^2$$

$$A = 0,0113 \text{ m}^2$$

$$c = \frac{2 \text{ m}^3 \cdot \text{min}}{\text{min} \cdot 60 \text{ s} \cdot 0,0113 \text{ m}^2} = 2,95 \text{ m s}^{-1}$$

$$c = 2,95 \text{ m s}^{-1}$$

$$H = 158 + 0,277 c^2 = 158 + 0,277 \cdot 2,95^2 = 158 + 2,4$$

$$H = 160,4 \text{ m} \quad 160 \text{ m WS} = 16 \text{ at}$$

$$H = 16 \text{ at}$$

=====

Es muß eine Kreiselpumpe mit mindestens einer Förderhöhe von  $\approx 16 \text{ at}$  bei einer Fördermenge von  $\approx 2 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$  ausgewählt werden.

## 7. Regelung von Kreiselpumpen

Nachfolgend sollen zwei Möglichkeiten der Regelung untersucht werden.

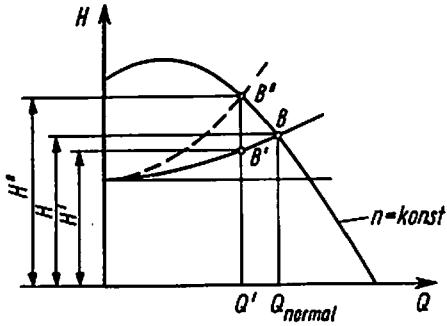
### 7.1. Drosselung der Fördermenge

Der Betriebspunkt einer Kreiselpumpe liegt dort, wo der erzeugte Druck dem zu überwindenen Gesamtdruck, der sich aus dem statischen und dem dynamischen Druck zusammensetzt, proportional ist.

Im Bild 21 ist dieser Betriebspunkt B eingezeichnet. Die Förderung ist in diesem Punkt durch die Fördermenge  $Q_{\text{normal}}$  und die Förderhöhe H gekennzeichnet.

Soll nun nicht mehr  $Q_{\text{normal}}$  sondern nur noch  $Q'$  gefördert werden, so würde theoretisch der Betriebspunkt auf der Kennlinie

Bild 21  
Drosselregelung



der Rohrleitung nach links rücken und bei  $B'$  liegen. Dadurch sinkt die Gesamtdruckhöhe auf  $H'$ .

Wie aber aus Bild 21 zu ersehen ist, erzeugt die Pumpe für die Fördermenge  $Q'$  die Förderhöhe  $H''$ . Der wirkliche Betriebspunkt liegt also bei  $B''$ , er ist auf der Kurve der Kreiselpumpencharakteristik nach oben gewandert. Da sich aber die statische Druckhöhe nicht geändert hat, so kann man den neuen wirklichen Betriebspunkt nur dann erreichen, wenn man durch Erhöhen der Widerstände in der Rohrleitung die Kennlinie der Rohrleitung zu einem steileren Verlauf zwingt. Gewöhnlich wird das durch Drosseln des Schiebers bzw. Ventils in der Druckleitung erreicht. Durch eine Drosselung steigt der Strömungswiderstand und damit die von der Pumpe erzeugte Förderhöhe.

Daraus geht hervor, daß man durch teilweises Schließen des Schiebers bzw. Ventils die Fördermenge regeln kann, allerdings wird überschüssiger Druck erzeugt.

Diese Art der Mengenregelung bei konstanter Drehzahl der Pumpe ist sehr einfach durchzuführen, aber unwirtschaftlich. Die Pumpe arbeitet infolge der Drosselung also mit niedrigerem Wirkungsgrad als bei Normalbetrieb, wodurch sich die Antriebsleistung erhöht. Durch die Drosselregelung entstehen Verluste, je steiler die Charakteristik der Pumpe verläuft. Es ist deshalb günstiger, wenn schon die Drosselregelung angewendet werden soll, eine Pumpe mit flach verlaufender Charakteristik

Zum anderen kann bei einer Förderung mit konstanter statischer Druckhöhe durch Drosselregelung der Förderstrom nur verkleinert werden.

## 7.2. Änderung der Drehzahl

Außer durch Drosselung kann die Pumpe noch durch Verändern der Drehzahl geregelt werden.

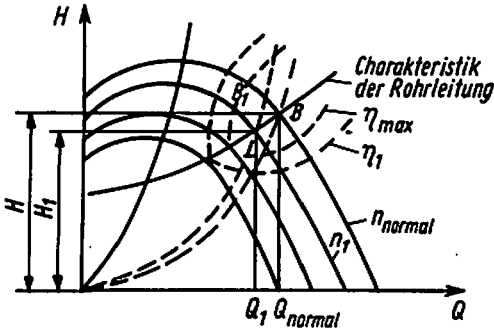


Bild 22  
Drehzahlregelung

Wie bekannt ist, besitzt jede Kreiselpumpe für jede Drehzahl eine bestimmte Kennlinie (auch Drosselkurve genannt). Im Bild 22 sind die Drosselkurven einer Kreiselpumpe bei verschiedenen Drehzahlen eingezeichnet, von denen die obere als die Charakteristik bei normaler Drehzahl angesehen werden soll. Der Schnittpunkt der Rohrleitungskennlinie mit der normalen Pumpencharakteristik ergibt  $Q_{normal}$ . Durch Verringern der Drehzahl von  $n_{normal}$  auf  $n_1$  wandert der Betriebspunkt von B nach  $B_1$ . Dadurch vermindert sich die Förderung auf  $Q_1$  und die Förderhöhe auf  $H_1$ . Diese Druckhöhe entspricht der Druckhöhe der Gesamtanlage. Es ist also kein Drosselverlust zu verzeichnen, sondern lediglich mit einem geringen Stoßverlust zu rechnen.

Setzt man bei kleineren Drehzahländerungen konstant bleibende Wirkungsgrade voraus, was hinreichend mit der Wirklichkeit übereinstimmt, kann man die folgenden Ähnlichkeitsgesetze zur Umrechnung des Förderstroms, der Förderhöhe und der Antriebs-

leistung von einer Drehzahl  $n_1$  auf die gewünschte Drehzahl  $n_2$  verwenden.

Es gelten die Beziehungen /2/:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[ \frac{n_1}{n_2} \right]^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[ \frac{n_1}{n_2} \right]^3$$

Aus all dem geht hervor, daß die Drehzahlregelung gegenüber der Drosselregelung günstiger ist. Allerdings ist ihre Durchführung, rein anlagenmäßig gesehen, mit höheren Kosten verbunden. Es ist also immer erst zu prüfen, ob die Mengenregelung über einen großen oder kleinen Zeitraum erfolgen soll.

Für einen großen Zeitraum wird man zur Drehzahlregelung greifen und für einen kleinen Zeitraum begnügt man sich mit der Drosselregelung.

Die Drehzahlregelung kann durch Anbau einer Antriebsmaschine mit veränderlicher Drehzahl, z. B. eines Elektromotors mit veränderlicher Drehzahl oder eines Verbrennungsmotors, durchgeführt werden. Sie ist aber auch durch Einbau eines Schaltgetriebes oder eines Riemen- bzw. Kettentriebes mit den notwendigen Durchmessern zu erreichen. Jedoch ist die Fördermengenregelung durch Drehzahlveränderung, bedingt durch die Konstruktion des Ein- und Auslaßstutzens bzw. Größe und Konstruktion des Laufrades, nur in geringen Grenzen möglich.

## 8. Zusammenschalten von Pumpen

In der Praxis kommt es öfter vor, daß mehrere Pumpen auf ein Rohrleitungsnetz arbeiten müssen. Es gibt beim Zusammenschalten mehrerer Pumpen auf ein Rohrleitungsnetz zwei grundsätzliche Möglichkeiten:

- die Parallelschaltung und
- die Hintereinanderschaltung

### 8.1. Parallelschalten zweier Kreiselpumpen

Es können zwei gleichgroße Kreiselpumpen mit gleicher Kennlinie oder auch zwei Kreiselpumpen mit unterschiedlichen Kennlinien parallel geschaltet werden.

Im Bild 23 ist eine Parallelschaltung zweier Kreiselpumpen mit unterschiedlichen Kennlinien dargestellt.

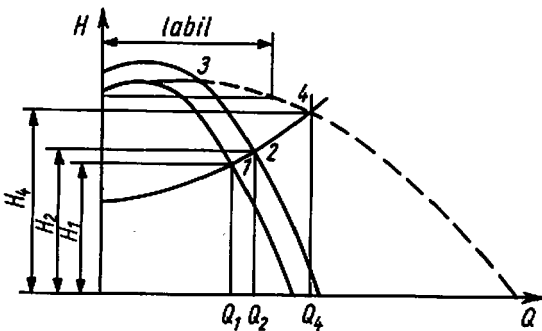


Bild 23  
Parallelschaltung  
zweier Kreiselpumpen  
von unterschiedlicher  
Größe

Die Schnittpunkte 1 und 2 sind die Betriebspunkte der zwei Pumpen mit gleicher statischer Druckhöhe und gleichlaufender Rohrcharakteristik im Einzelbetrieb. Durch das gemeinsame Arbeiten auf ein Rohrleitungsnetz ergibt sich eine neue gestrichelte dargestellte Kennlinie. Man erhält sie durch Addition der Fördermengen der Einzelpumpen für die jeweilige Förderhöhe. Wichtig ist, daß bis zum Punkt 3 die gemeinsame Kennlinie mit der Kennlinie der zweiten Pumpe zusammenfällt, da die erste Pumpe erst beim Erreichen der zum Punkt 3 gehörenden Förderhöhe in der Lage ist, zu fördern.

Der Betriebspunkt der gemeinsam arbeitenden Pumpen ist der Punkt 4. Die gemeinsame Fördermenge entspricht nicht der Summe der Fördermengen der Pumpen im Einzelbetrieb  $Q_1$  und  $Q_2$ , sondern ist geringer. Aus Bild 23 geht ferner hervor, daß es nicht ratsam ist, Kreiselpumpen parallel zu schalten, die in



ihren Kennlinien stark voneinander abweichen, sondern möglichst gleichartige Pumpen zu verwenden. Aus Bild 23 ist weiterhin zu entnehmen, daß die Kennlinien der parallelgeschalteten Kreiselpumpen einen größeren labilen Arbeitsbereich aufweisen als die Kennlinien der Einzelpumpen. Es ist also darauf zu achten, daß man mit dem Betriebspunkt nicht in das labile Gebiet kommt.

## 8.2. Hintereinanderschalten zweier Kreiselpumpen

Das Hintereinanderschalten von Kreiselpumpen, die für die gleiche Fördermenge berechnet sind, ist ohne weiteres möglich (Bild 24).

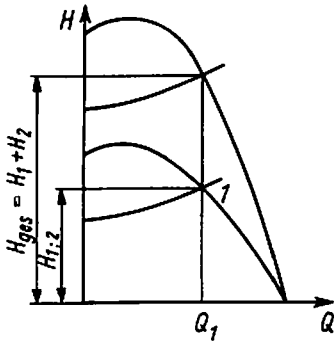


Bild 24  
Hintereinanderschaltung zweier  
Kreiselpumpen

Die Gesamtförderhöhe, die mit ihnen erreicht wird, entspricht der Summe der Förderhöhen der Einzelpumpen. Es ist also, wenn beide Pumpen die gleiche Förderhöhe aufweisen, theoretisch  $H_{ges} = 2 H_1$ . Im Grunde genommen bedeutet die Hintereinanderschaltung zweier Pumpen nichts anderes als eine Erhöhung der Stufenzahl der ersten Pumpe. Allerdings muß die zweite Pumpe festigkeitsmäßig für den höheren Druck ausgelegt sein. Angewendet wird diese Maßnahme bei stufenweiser Förderung und bei großen Förderhöhen, wenn Stufenzahl und Baulänge einer Pumpe nicht mehr ausreichen.

## 9. Antriebsleistung

Die theoretische Antriebsleistung der Kreiselpumpe  $P_{th}$  ist die kleinste notwendige Leistung und ergibt sich aus der allgemeinen Leistungsformel. Ist  $Q_{eff}$  der tatsächliche Förderstrom und  $H$  die Nutzförderhöhe, dann ist

$$P_{th} = \frac{Q_{eff} \gamma H}{102}$$

Praktisch ist jedoch der Leistungsbedarf größer. Er wird umso größer, je mehr Verlustquellen zu überwinden sind.

Die Leistung, die notwendig ist, um  $Q_{eff}$  auf die gewünschte Höhe  $H$  zu bringen und außerdem die gesamten Energieverluste zu decken, ist die Kupplungsleistung  $P_K$ . Sie heißt so, weil diese Leistung an der Kupplung aufgebracht werden muß.

In den Kreiselpumpen treten hydraulische und mechanische Verluste auf, die durch den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe berücksichtigt werden. Somit ergibt sich für die Berechnung der Kupplungsleistung aus der theoretischen Leistung folgende Endformel:

$$P_K = \frac{Q_{eff} \gamma H}{102 \eta_K}$$

$P_K$  Kupplungsleistung in kW

$Q_{eff}$  tatsächliche Fördermenge in  $m^3 s^{-1}$

$\gamma$  Wichte der Förderflüssigkeit in  $kp m^{-3}$

$H$  Nutzförderhöhe in m

$\eta_K$  Gesamtwirkungsgrad

$P_K$  ist die Leistung, die von der Pumpe gefordert wird. Sie ist nicht immer gleich, sondern kann in besonderen Betriebsfällen höher liegen. Deshalb ist es bei der Bestimmung des Antriebsmotors ratsam, einen Motor mit einer um 10% höheren Nennleistung zu wählen als die Berechnung von  $P_K$  ergibt. Diese Vorsichtsmaßnahme ist auch deshalb zu empfehlen, weil die von den Herstellern angegebenen Gesamtwirkungsgrade für neuwertige Pumpen gelten. Nach längerer Betriebszeit sinkt aber  $\eta_{ges}$  etwas ab. Dann könnte es bei gleichbleibendem Förderstrom und konstanter Förderhöhe zu einer Überbelastung

des Motors kommen, wenn nicht gewisse Reserven vorhanden sind.

Einen höheren Zuschlag als 10% gibt man nicht, denn dann wäre der Motor im Betrieb nicht ausgelastet.

Die Gesamtwirkungsgrade werden von den Herstellern in den Prospektmaterialien angegeben.

## 10. Anwendung im Industriezweig

Im Industriezweig Erdöl-Erdgas findet die Kreiselpumpe als Hauptaggregat zum Niederbringen von Bohrungen keine Verwendung. Sie kann als Spülpumpe nur maximal bis zu einer Teufe von 60 m eingesetzt werden. Um die erforderlichen Parameter einer Spülpumpe bei größeren Teufen zu erreichen, würden der Aufwand zu groß und der Spülfluß instabil.

Zum Betreiben von Nachfolgeaggregaten bzw. zur Versorgung der Bohranlagen mit Wasser und Kraftstoff ist die Kreiselpumpe unentbehrlich. So wird die Entsander- und Entsilieranlage von einer Kreiselpumpe beschickt. Das Vakuum des Entgasers wird mit einer Ringkreiselpumpe erzeugt. Die Kraftstoffzufuhr und sämtliche Kühlkreisläufe auf der Bohranlage werden mit mehrstufigen Kreiselpumpen betrieben. Die Wasserversorgung wird mit einer Unterwasserkreiselpumpe gesichert. Wenn es sich erforderlich macht, wird im Wasserversorgungsnetz der Bohranlage noch eine mehrstufige Kreiselpumpe eingeschaltet, die einen Druckkessel speist, der einen konstanten Versorgungsdruck garantiert.

Folgende Typen werden in unserem Industriezweig eingesetzt:

Nähere Daten wie Q, H, P und n sind aus dem Pumpenkatalog der DDR zu entnehmen:

Type	Art der Kreiselpumpe	Verwendung
SK 32/1 ...	mehrstufig, selbstansaugend	Wasserversorgung, Kühlung
Baureihe W	mehrstufig, selbstansaugend	Wasserversorgung, Kühlung

Type	Art der Kreiselpumpe	Verwendung
USP	Warmwasserumwälzpumpe einstufig	Kühlung
U	Unterwassermotorkreiselpumpe einstufig/mehrstufig	Wasserversorgung
DP 100/380	Dickstoffpumpe, einstufig	Beschickung
K 5	Wilfley Zentrifugalpumpe einstufig	Entsander/Ent- silter

## 11.           Wartung und Pflege

### 11.1.         Inbetriebnahme

Saugleitung und Pumpe müssen vor Inbetriebnahme bei geschlossenem Fußventil gefüllt werden. Beim Füllen müssen die sich am höchsten Punkt der einzelnen Pumpenstufen befindlichen Entlüftungshähne geöffnet und so lange offen gehalten werden, bis Flüssigkeit herausfließt. Bei selbstansaugenden Kreiselpumpen ist das Füllen nur nötig bei der ersten Inbetriebnahme oder nach längerer Außerdienststellung. Beim Anfahren der Pumpe muß der Druckschieber geschlossen sein. Erst wenn das Druckmanometer der Pumpe den Betriebsdruck anzeigt, kann der Druckschieber geöffnet werden. Unterwassermotorpumpen haben einen wassergekühlten Motor und müssen vor Inbetriebnahme mit Wasser aufgefüllt werden. Zwischenlager sind mit Öl aufzufüllen und die Kugellager abzuschmieren. Kreiselpumpen mit Sperrflüssigkeit in der Wellenabdichtung müssen vor Inbetriebnahme mit Sperrflüssigkeit angefüllt werden. Der gesonderte Sperrflüssigkeitskreislauf ist zu entlüften und auf Dichtheit zu prüfen. Der richtige Drehsinn der Kreiselpumpen (meistens mit Pfeil gekennzeichnet) muß unbedingt eingehalten und überprüft werden.

### 11.2.         Regelmäßige Kontroll- und Wartungsarbeiten

Eine Kreiselpumpe darf nicht trocken laufen! Die Wellenabdichtung ist regelmäßig zu kontrollieren. Sind Kreiselpumpen

mit Weichstoffen an der Welle verpackt, so ist darauf zu achten, daß die Stopfbuchse nicht zu fest angezogen wird. Ein ganz langsames Tropfen aus der Verpackung ist angebracht (Schmierung der Verpackung). Bei Neuverpackungen mit Weichstoffen (Talg- oder Graphitschnur) nur passendes Material verwenden.

Bei eventueller Bearbeitung (Hammer oder dergleichen) wird das Material beschädigt und eine Haltbarkeit der Verpackung gefährdet. Bei Kreiselpumpen mit Schleifringwellenabdichtung und Sperrflüssigkeit ist darauf zu achten, daß der nötige Sperrdruck sowie genügend Sperrflüssigkeit vorhanden sind. Regelmäßiges Abschmieren und Kontrollieren des Ölbad bei Lagern und Zwischengetrieben ist erforderlich.

### 11.3. Schäden und Störungen an Kreiselpumpen

Bei genauer Einhaltung der Betriebsanweisung werden Schäden und Störungen weitgehend vermieden. Jedoch können auch Störungen während des Betriebes eintreten.

Im allgemeinen gibt es keine genauen Richtlinien für das Auffinden und Beseitigen von Störungen. Aus langjähriger Erfahrung ist aber bekannt, daß die Förderstörungen in den meisten Fällen außerhalb der Kreiselpumpe zu suchen sind.

Die Pumpe ist erst dann zu öffnen, wenn andere Maßnahmen keinen Erfolg brachten. Wichtig vor Inbetriebnahme bzw. bei Störungen ist es, zu kontrollieren, ob sich Luftpolster in der Pumpe bzw. in der Saugleitung befinden. Der Drehsinn der Pumpe muß eingehalten werden, sonst treten Schäden in der Pumpe auf.

Im folgenden sollen einige Störungen aufgeführt werden:

#### Störungen

#### Ursache

Kreiselpumpe  
fördert nicht

nicht richtig aufgefüllt  
zu geringe Drehzahl  
Stopfbuchse ist undicht

## Störungen

## Ursache

zu geringer  
Förderstrom

zu geringe Drehzahl, falsche Dreh-  
richtung, starker Verschleiß der In-  
nenteile, Verstopfung der Leitungen,  
Viskosität der Flüssigkeit ist zu  
hoch

Lagererwärmung

undichte Wellenabdichtung, trocken-  
gelaufenes Lager, Pumpenaggregat  
ist schlecht ausgerichtet, ungenü-  
gende Schmierung

Stopfbuchse ist  
undicht

Packung verbraucht, eingebaute Wellen-  
schutzhülse hat Riefen, schiefes An-  
ziehen der Stopfbuchsenbrille, Pumpe  
läuft unruhig

Pumpe ist undicht

Dichtungen sind beschädigt, Verbindungs-  
bolzen sind ungenügend angezogen

knatterndes Geräusch  
in der Pumpe

Luft in der Pumpe, Fördermenge ist zu  
groß

Direkte Gehäuse- oder Laufradschäden entstehen im wesentlichen  
durch falschen Materialeinsatz für aggressive Flüssigkeiten.

## Literatur- und Quellenangaben

- /1/ WEBER, F. J.: Arbeitsmaschinen, Band I, Kolbenpumpen  
und Kolbenverdichter, 3. Auflage. Berlin: VEB Verlag  
Technik 1960
- /2/ Technisches Handbuch Pumpen, 3. Auflage. Berlin:  
VEB Verlag Technik
- /3/ POHLENZ, W.: Pumpen für Flüssigkeiten, 2. Auflage. Ber-  
lin: VEB Verlag Technik 1975
- /4/ RICHTER, C.: Flüssigkeitspumpen Leipzig: Max Jänicke  
Verlag 1945
- /5/ PRIKEL, G.: Tiefbohrgeräte. Wien: Springer Verlag 1957

- /6/ SCHATZOW, N. I.: Bohren auf Erdöl und Erdgas, Band II. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1965
- /7/ TURK, W. J.: Pumpen und Pumpenwerke. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1954
- /8/ "1. Mai" Ploiesti, Bohranlage 3 DH - 400, Band IV, Betriebs- und Wartungsanweisung Spülpumpe Typ 2 PN 1250 A
- /9/ HAUSSCHILD, A.: Wasserversorgungsanlagen, Band II. Leipzig: VEB Verlag Technik 1953
- /10/ von MALOTKI, H.: Tiefbohrmaschinen, Lehrbrief 5 und 6 Bergakademie - Weiterbildung Freiberg: 1970
- /11/ DUBELLS Taschenbuch für den Maschinenbau, Band II. Berlin: Springer Verlag 1955
- /12/ HÜTTE: Des Ingenieurs Taschenbuch II, 27. Auflage, Ausgabe für die DDR. Berlin: Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn
- /13/ Konsultationen, Schwärmer, VEB EE Stendal - Hauptmechaniker
- /14/ Konsultation, John, VVB Erdöl-Erdgas
- /15/ VVB Erdöl-Erdgas. Tabellenbuch für Tiefbohrtechnik - unveröffentlicht
- /16/ HINZMANN: Aufzeichnungen, Maschinen-technische Ausrüstungen
- /17/ Eigene Aufzeichnungen vom Meisterlehrgang an der IZA Gommern

Anlage 1Spülpumpen des Industriezweiges - Leistungsdaten und Abmessungen /15/

Leistungsdaten Abmessungen	Maßein- heit	Typenbezeichnungen					
		UA-4	U8-6	U8-6M	2 PN 340	2 PN 630	2 PN 1250
Maximale Leistung an der Antriebswelle	PS	600	850	795	340	630	1250
Hydraulische Leistung	PS	462	650	675	290	535	1060
Liefermenge - maximale Menge	l s <sup>-1</sup>	41,0	35,8	50,9	36,5	52,4	51,3
- minimale Menge	l s <sup>-1</sup>	18,8	27,0	18,9	16,0	20,4	26,7
Pumpendruck - maximaler Druck	kp cm <sup>-2</sup>	200	200	250	150	200	300
- minimaler Druck	kp cm <sup>-2</sup>	95	154	100	60	77	158
Zylinderbuchsendurchmesser							
- maximaler Ø	mm	170	170	200	185	200	200
- minimaler Ø	13	130	130	130	130	130	130
Kolbenhub	mm	450	350	400	305	400	400
Kolbenstangendurchmesser	mm	65	75	80	56	75	85
Maximale Drehzahl							
- Kurbelwelle	min <sup>-1</sup>	65	75	66	70	65	65
- Antriebswelle	min <sup>-1</sup>	308	369	325	325	297	300
Leistungsdurchmesser							
- Druckleitung	mm	140	140	109	100	100	1100
- Saugleitung	mm	280	250	275	254	254	254



## Anlage 2

### Lieferraten und Arbeitsdrücke /15/

Type	Kolben- durch- messer in mm	zuläs- siger Druck in kp cm <sup>-2</sup>	Doppel- hubzahl maximal in min <sup>-1</sup>	Liefermenge in Abhängigkeit vom Liefergrad bei maximaler Doppelhubzahl in l s <sup>-1</sup>						
				1,0	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
U8-4	170	95		41,0	39,0	36,9	34,9	32,8	30,8	28,7
	150	125	65	31,8	29,6	28,1	26,5	25,0	23,4	21,8
	130	200		18,8	17,9	16,9	16,0	15,0	14,1	13,2
U8-6	170	154		35,8	34,1	32,1	30,5	28,7	26,9	25,1
	130	200	75	27,0	25,6	24,3	23,0	21,6	20,2	18,9
U8-6M	200	100		50,9	48,4	45,8	43,3	40,7	38,2	35,6
	185	125		40,4	38,4	36,4	34,3	32,3	30,3	28,3
	170	148	66	35,5	33,7	32,0	32,0	28,4	26,6	24,9
	150	190		26,7		25,4	24,0	22,7	21,4	20,0
	130	250		18,9	18,0	17,0	16,1	15,1	14,2	13,2
2 PN 340	185	60		36,5	34,7	32,9	31,0	29,2	27,4	25,6
	170	70	70	30,5	29,0	27,5	25,9	24,4	22,9	21,4
	150	95	21,7	20,6	20,6	19,5	18,4	17,4	16,3	15,2
	130	130		16,0	15,2	14,4	13,6	12,8	12,0	11,2

Anlage 2

## Fortsetzung (Lieferraten und Arbeitsdrücke)

Type	Kolben- durch- messer in mm	zuläs- siger Druck in kp cm <sup>-2</sup>	Doppel- hubzahl maximal in min <sup>-1</sup>	Liefermenge in Abhängigkeit vom Liefergrad bei maximaler Doppelhubzahl in l s <sup>-1</sup>						
				1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
2 PN 630	200	77		52,4	49,7	47,1	44,5	41,8	39,2	36,6
	185	95		45,6	43,3	41,0	38,8	36,5	34,2	31,9
	170	111	65	36,1	34,3	32,5	30,7	28,9	27,1	25,3
	150	145		27,8	26,4	25,0	23,6	22,2	20,9	19,5
	130	200		20,8	19,8	19,8	16,7	16,6	15,6	14,6
2 PN 1250	200	158	51,3	51,3	48,6	46,1	43,5	41,0	38,4	35,8
	185	192		41,3	39,1	37,1	35,0	33,0	30,9	28,8
	170	227	65		35,1	33,3	31,5	29,8	28,0	26,3
	150	247		32,2	30,7	29,1	27,5	25,8	24,2	22,6
	130	300		26,7	25,4	24,0	22,7	21,4	20,0	18,7

Im gleichen Verlag sind erschienen:

Erdgas

Bereitstellung - Anwendung - Umwandlung

Von Oberstud.-Dir. Dr.-Ing. R. Boberg,

Prof. Dr.-Ing. M. Engshuber und Dr.-Ing. J. Garstka

Fach- und Ingenieurschullehrbuch

363 Seiten mit 149 Bildern, 15 Tabellen und einem Anhang

Format 14,7 x 21,5 cm · Halbleinen 21,- M

Auslandspreis 25,- M

Bestell-Nr.: 540 869 1

In dem Fachschullehrbuch werden, ausgehend von der volkswirtschaftlichen Bedeutung des Erdgaseinsatzes innerhalb der Energiewirtschaft der DDR, die Bereitstellung und der energetische Einsatz des Erdgases behandelt. Thermodynamische Untersuchungen und die Bewertung von Prozessen sowie die oxydative Umwandlung von Erdgas zu wasserstoffreichen Gasen und die Herstellung von gegen Erdgas austauschbaren Reichgasen schließen sich an.

Zum Leserkreis dieses Werkes zählen neben den Studenten der einschlägigen Fachrichtungen Ingenieure, Techniker und Meister aller Industriezweige, in denen Erdgas eingesetzt wird.

## Bedienen von automatisierten Produktionsanlagen

Von Oberlehrer Dipl.-Gwl. Ing. Horst Nicklich

Berufsschullehrbuch

2., überarbeitete Auflage

178 Seiten mit 61 Bildern · Format 16,5 x 23 cm  
Broschur 4,90 M, Auslandspreis 8,- M  
Bestell-Nr.: 541 009 7

Dieses Berufsschullehrbuch entspricht im Inhalt und Aufbau dem Themenkomplex "Grundlagen des Bedienens von Anlagen und Geräten" der Rahmenausbildungsunterlage für den Grundberuf "Maschinist" (Schl.-Nr. 4110). Es behandelt die allgemeinen Gesichtspunkte der technischen und wissenschaftlichen Grundlagen für die Bedienung automatisierter und teilautomatisierter Produktionsanlagen. Es soll den Lernenden befähigen, den technologischen Gesamtprozeß zu überschauen und zu beherrschen, sowie aktiv an der sozialistischen Rationalisierung und Automatisierung und an der Einführung hochproduktiver Technologien teilzunehmen.

Das Buch behandelt die Themenkomplexe Allgemeine Technologie; Merkmale der Arbeit des Bedienens automatisierter Produktionsanlagen; Probleme und Elemente des Nachrichtenaustausches zwischen Mensch und technischer Anlage; optimale Gestaltung von Bedienelementen und Pulttafel Ausführungen; Formung und Entwicklung des Bedienpersonals in der Arbeit; Organisationsmittel für die Arbeit des Maschinisten. Sehr vorteilhaft für die Stoffaneignung sind die besonders hervorgehobenen Merksätze.

Dieses Lehrbuch benötigen alle Lehrlinge des Grundberufs "Maschinist" der Industriezweige Kohle und Energie, Chemie, Metallurgie, Schwermaschinenbau, Schiffbau und Leichtindustrie sowie Lehrer und Facharbeiter der Spezialisierungsrichtungen Maschinist für Wärmekraftwerke und Kernkraftwerke, Kokereien und Gas erzeugungsanlagen, Großgeräte, Fahrbetrieb, Transportmittel und Hebezeuge, Aufbereitungs- und Förderanlagen, Kühl- und Gefrieranlagen und alle Industriezweige mit automatisierten Produktionsanlagen.

Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen und der Verlag,  
7031 Leipzig, Postschließfach 16, entgegen.

VEB DEUTSCHER VERLAG FÜR GRUNDSTOFFINDUSTRIE · LEIPZIG